

На правах рукописи



**Антонов Антон Вадимович**

**РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ С  
ДВИГАТЕЛЯМИ, УСТАНОВЛЕННЫМИ НА ОСНОВАНИИ ВНЕ  
РАБОЧЕЙ ЗОНЫ**

Специальность 05.02.18

Теория механизмов и машин

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2018

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

Научный руководитель: **Глазунов Виктор Аркадьевич**, доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Несмиянов Иван Алексеевич**, доктор технических наук, доцент, декан инженерно-технологического факультета ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный аграрный университет», доцент кафедры «Механика»

**Бровкина Юлия Игоревна**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Техническая механика» ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство)» (г. Москва)

Защита состоится «19» марта 2019 г. в 15:00 на заседании диссертационного совета Д 002.059.05 на базе Федерального государственного бюджетного учреждения науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) по адресу: 101000, Москва, М. Харитоньевский пер., д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Федерального государственного бюджетного учреждения науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) и на сайте <http://www.imash.ru>.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью учреждения (организации), просим направлять по указанному адресу в диссертационный совет Д 002.059.05.

Автореферат разослан «13» февраля 2019 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета, к.т.н.



Бозров Виктор Маирович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** В настоящее время механизмы параллельной структуры находят применение в самых разнообразных сферах жизни. Они используются в основе систем тренажеров водителей и пилотов, в медицинских роботах, в устройствах позиционирования и ориентирования, измерительных устройствах, металлообрабатывающих станках и системах аддитивного производства. Такая широкая сфера применения механизмов параллельной структуры связана с их высокой нагрузочной способностью и повышенными показателями точности и быстродействия.

Многообразие различных схем механизмов параллельной структуры обусловлено широчайшим спектром решаемых ими задач, и с каждой новой поставленной задачей появляются новые схемы таких механизмов, позволяющие решить эту задачу наиболее эффективным способом.

Некоторые современные задачи требуют использования механизмов параллельной структуры, у которых приводы располагались бы вне их рабочей зоны, а в самой рабочей зоне находилось бы как можно меньше элементов механизма. Примеры таких задач – управление движением летательного аппарата при испытаниях в аэродинамической трубе, где требуется минимально затенять воздушный поток; подводные испытания, где необходимо защитить приводы от воздействия среды.

Конструктивные особенности большинства предложенных и исследованных схем механизмов параллельной структуры не позволяют использовать их для решения таких задач. Известны схемы механизмов, предложенные А.Ф. Крайневым и В.А. Глазуновым, в которых приводы расположены вне рабочей зоны механизма, а в рабочей зоне находится минимально возможное число подвижных элементов механизма. Однако, в предложенных схемах механизмов параллельной структуры приводы не закреплены на основании, что приводит к увеличению массы подвижных элементов механизма, росту инерционности его звеньев и снижению быстродействия механизма. В связи с этим проблема синтеза и анализа механизмов параллельной структуры, у которых приводы располагались бы на основании и вне рабочей зоны представляется актуальной.

**Целью диссертационной работы** является разработка структурных схем и исследование кинематических и динамических характеристик новых пространственных механизмов параллельной структуры с шестью степенями свободы, приводы которых расположены на основании и отделены от рабочей зоны механизма.

Указанная цель достигается посредством решения следующих задач:

1. Структурный синтез и анализ новых схем механизмов параллельной структуры с шестью степенями свободы, у которых приводы установлены на основании и расположены вне рабочей зоны.
2. Кинематическое исследование данных схем, включающее решение прямой и обратной задач о положении и исследование рабочих зон механизма.
3. Динамическое исследование данных схем, включающее анализ движения

выходного звена механизма с учетом упругости его звеньев.

4. Разработка действующего макета механизма параллельной структуры, экспериментальная проверка его работоспособности и исследование функциональных возможностей макета.

**Научная новизна заключается в том, что:**

1. Разработаны новые схемы механизмов параллельной структуры с шестью степенями свободы и различным числом кинематических цепей, у которых приводы расположены на основании и отделены от рабочей зоны.

2. Разработаны методики решения прямой и обратной задач о положении, определены рабочие зоны постоянной ориентации и постоянного положения.

3. Разработана методика анализа движения выходного звена механизма с учетом упругости звеньев.

4. Изготовлен действующий макет механизма параллельной структуры с шестью степенями свободы, приводы которого расположены на основании и отделены от рабочей зоны, на котором проведены экспериментальные исследования, подтвердившие правильность теоретических расчетов.

**На защиту выносятся положения:**

1. Обоснование расположения приводов механизма параллельной структуры на основании вне его рабочей зоны, приводящего к снижению воздействия среды на данные приводы, уменьшению инерционности звеньев механизма и повышению его быстродействия.

2. Алгоритм решения обратной задачи о положении в аналитической форме для синтезированных механизмов параллельной структуры, лежащий в основе методики построения рабочих зон механизма.

3. Алгоритм решения прямой задачи о положении в численной форме для механизма параллельной структуры с тремя кинематическими цепями.

4. Обоснование наибольшего влияния величины допустимого рабочего хода приводов механизма и величин допустимых углов отклонения осей в сферических шарнирах на размеры рабочих зон постоянной ориентации и постоянного положения соответственно.

5. Методика исследований влияния упругости звеньев механизма на точность движения его выходного звена.

**Практическая значимость** результатов исследования заключается в возможности применения синтезированных схем механизмов параллельной структуры для решения задач, требующих расположения как можно меньшего числа элементов механизма внутри его рабочей зоны и положения приводов вне этой зоны, таких, как исследование объектов в аэродинамических трубах, подводные и космические испытания.

**Методы, применяемые в работе.** В работе использовались методы теории механизмов и машин, теоретической механики, сопротивления материалов, аналитической геометрии, дифференциального и матричного исчислений,

компьютерного моделирования.

**Достоверность результатов** обусловлена строгостью математических выкладок, основанных на фундаментальных положениях механики с использованием общепринятых допущений. Теоретические результаты подтверждены экспериментально на натурном макете.

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы были представлены на следующих семинарах, конференциях и выставках:

1. Международный военно-технический форум «АРМИЯ-2017», КВЦ «Патриот», г. Кубинка, Московская обл., 22–27 августа 2017 г.

2. The Second International Symposium of Mechanism and Machine Science (ISMMS-2017), AzTU, Baku, Azerbaijan, 11–14 September 2017.

3. Международный семинар по ТММ им. А.А. Артоболевского, ИМАШ РАН, г. Москва, 19 сентября 2017 г.

4. 10-я Всероссийская мультikonференция по проблемам управления (МКПУ-2017), с. Дивноморское, г. Геленджик, Краснодарский край, 25–30 сентября 2017 г.

5. Международный автомобильный научный форум (МАНФ-2017): «Интеллектуальные транспортные системы», ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва, 18–19 октября 2017 г.

6. 28-я Международная научно-техническая конференция «Экстремальная робототехника (ЭР-2017)», ГНЦ РФ ЦНИИ РТК, г. Санкт-Петербург, 2–3 ноября 2017 г.

7. III Межведомственная научно-практическая конференция «Система межведомственного информационного взаимодействия при решении задач в области обороны Российской Федерации», НЦУО РФ, г. Москва, 17 ноября 2017 г.

8. 21-й Московский международный Салон изобретений и инновационных технологий «Архимед», Конгрессно-выставочный центр «Сокольники», г. Москва, 5–8 апреля 2018 г.

9. Международный семинар по ТММ им. А.А. Артоболевского, ИМАШ РАН, г. Москва, 11 сентября 2018 г.

10. Международная специализированная выставка «Импортозамещение», Крокус Экспо, г. Красногорск, Московская обл., 11–13 сентября 2018 г.

**Публикации.** По результатам диссертации опубликовано 14 научных работ, в том числе четыре статьи в журналах из перечня, рекомендованного ВАК России, и одна статья в журнале из списка Scopus. Получен один патент.

**Структура диссертации.** Диссертация включает введение, пять глав, заключение и список литературы из 206 наименований. Общий объем диссертации составляет 123 страницы, содержит 78 рисунков и 12 таблиц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

**В первой главе** проведен обзор механизмов параллельной структуры с различным числом степеней свободы: рассмотрены плоские и пространственные механизмы с тремя степенями свободы, пространственные механизмы с четырьмя, пятью и шестью степенями свободы. Показаны конструктивные особенности данных механизмов, а также приведены сферы их применения.

Значительный вклад в разработку и исследование механизмов параллельной структуры внесли Р. Ализаде, В. Аракелян, Дж. Анджелес, И. Бонев, С. Брио, П. Венгер, В. Гауф, В.А. Глазунов, К. Госслен, Д. Златанов, Р. Клавел, А.Ш. Колискор, К. Конг, А.Ф. Крайнев, Ж.-П. Мерле, В. Паренти-Кастелли, Ф. Пьерро, Б.Л. Саламандра, Д. Стюарт, Е. Такеда, Л.И. Тывес, К. Хант, Л.-В. Цай, М. Чеккарелли и др. Работы данных авторов посвящены структурному синтезу и анализу таких механизмов, их кинематическому и динамическому исследованиям, управлению, а также практическому применению.

В настоящее время существует ряд задач, для решения которых необходимо использовать механизмы с шестью степенями свободы, приводы которых располагались бы вне рабочей зоны, а внутри этой зоны находилось бы как можно меньше подвижных элементов механизма. Примерами таких задач являются управление движением исследуемого объекта в аэродинамической трубе, где необходимо минимально искажать воздушный поток, подводные испытания и испытания в космосе, где необходимо обеспечить защиту приводов механизма от окружающей среды.

Проведенный обзор показал, что большинство существующих схем механизмов параллельной структуры мало пригодно для решения таких задач, и многие вопросы, связанные с исследованием таких механизмов, не были рассмотрены.

Отдельно стоит отметить схемы механизмов параллельной структуры, предложенные А.Ф. Крайневым и В.А. Глазуновым, в которых рабочая зона отделена от приводов. Перемещение выходного звена в таких механизмах обеспечивается перемещением связанных с ним стержней посредством линейных приводов (рис. 1). Несмотря на то, что в предложенных схемах приводы отделены от рабочей зоны, они не закреплены на основании, что способствует увеличению массы и инерционности подвижных звеньев механизмов.

В связи с этим становится актуальной задача синтеза и анализа механизмов параллельной структуры с шестью степенями свободы, у которых приводы были бы расположены вне рабочей зоны и установлены на основании.

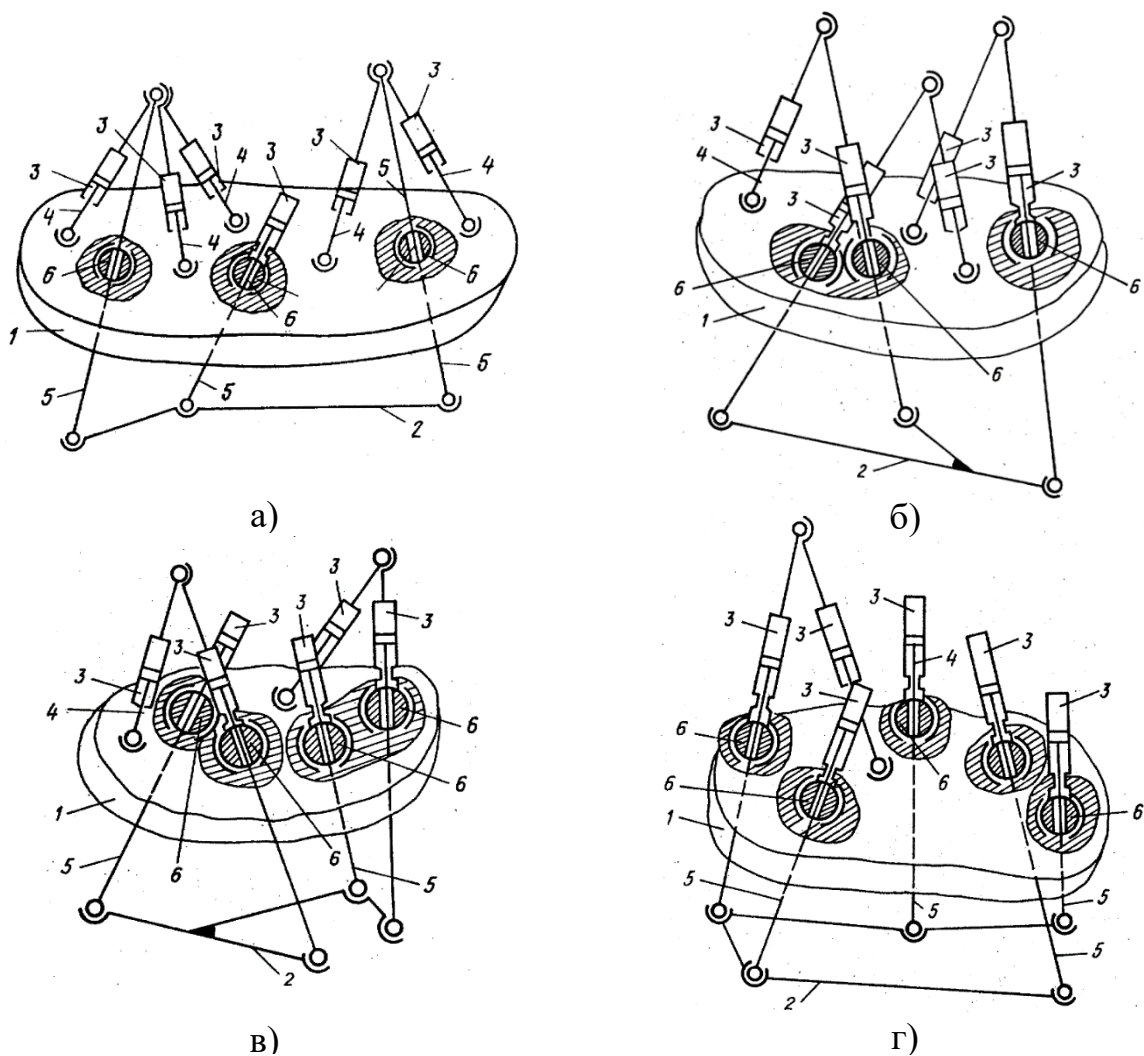


Рис. 1. Схемы механизмов, предложенные А.Ф. Крайневым: с тремя (а-б), четырьмя (в) и пятью (г) поступательными парами

**Во второй главе** рассмотрены структурный синтез и анализ механизмов параллельной структуры, двигатели которых установлены на основании и отделены от рабочей зоны, а также решение обратной и прямой задач о положении для таких механизмов.

На основе формулы Сомова-Малышева было разработано несколько схем таких механизмов. Первая из рассматриваемых схем (рис. 2) имеет шесть кинематических цепей, связывающих выходное звено механизма с основанием. Каждая цепь включает в себя стержень, который соединен с выходным звеном при помощи сферического шарнира, а с основанием – сферическим шарниром с отверстием, обеспечивающим поступательное перемещение в нем стержня. Другой конец стержня соединен с промежуточным звеном при помощи трех вращательных кинематических пар, оси которых пересекаются в одной точке. С противоположной стороны промежуточное звено соединено с корпусом линейного двигателя при помощи вращательного шарнира. Каждый из линейных двигателей также включает приводную гайку, осуществляющую движение по винтовой оси, закрепленной на основании.

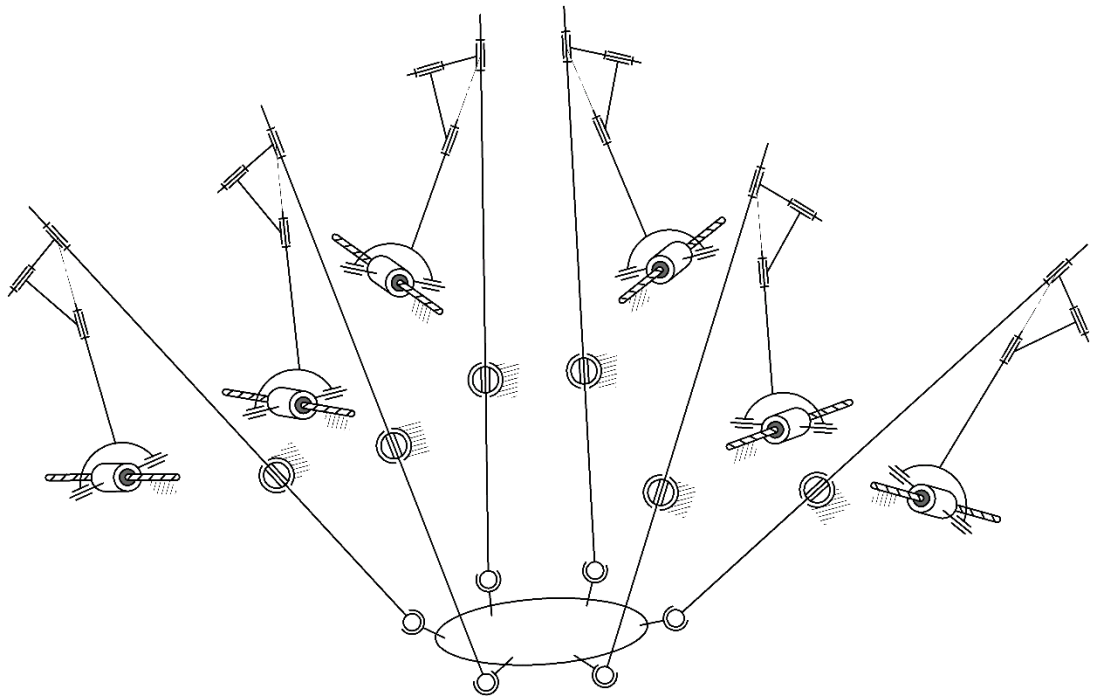


Рис. 2. Схема с шестью кинематическими цепями

По формуле Сомова-Малышева можно определить подвижность механизма. Она будет равна двенадцати, поскольку включает в себя шесть местных подвижностей, связанных с вращениями стержней вокруг собственных осей и не влияющих на движение выходного звена. Таким образом, механизм обеспечивает выходному звену шесть степеней свободы.

Другая схема механизма параллельной структуры приведена на рис. 3. Данная схема схожа с предыдущей, но содержит только три кинематические цепи.

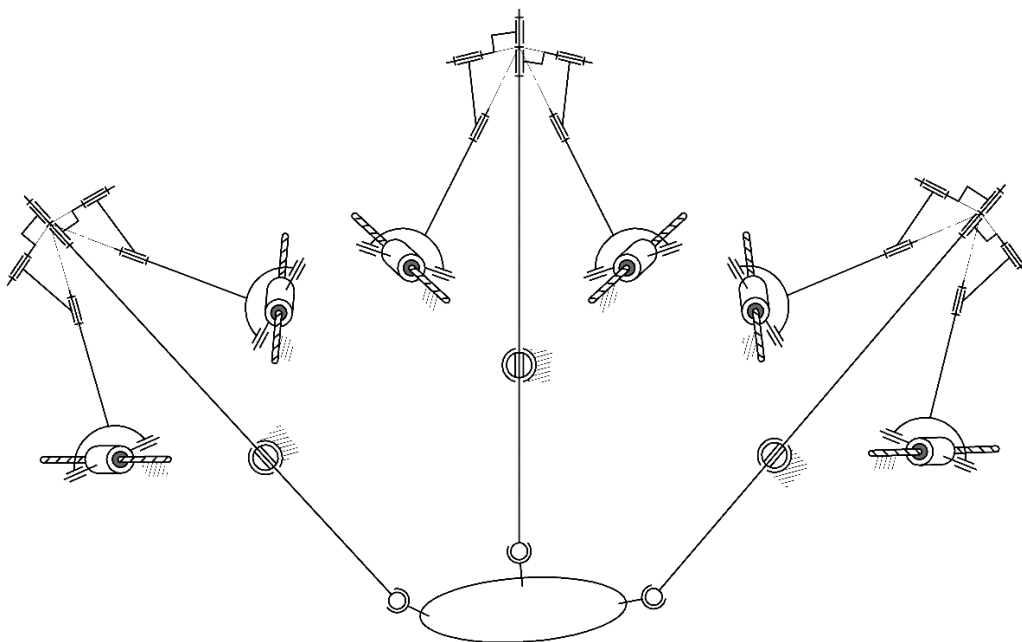


Рис. 3. Схема с тремя кинематическими цепями



Подвижность механизма равна девяти, поскольку включает три местных подвижности, связанные с вращением стержней вокруг собственных осей, не влияющих на движение выходного звена механизма. Выходное звено механизма обладает шестью степенями свободы.

Также были разработаны несимметричные схемы механизмов, имеющие от трех до шести кинематических цепей, в каждой из которых действует от одного до трех приводов. Для конкретности все исследования проводились для симметричной схемы с тремя кинематическими цепями (рис. 3). Методики анализа других схем аналогичны данной.

Решение обратной задачи о положении заключается в определении обобщенных координат механизма, которыми в данном случае являются линейные перемещения приводов  $\mathbf{q}$ , при заданных векторе положении  $\mathbf{r}_{pl}$  и углах ориентации  $\varphi, \theta, \psi$  выходного звена механизма. Пусть  $\varphi$  соответствует углу рыскания выходного звена,  $\theta$  – углу тангажа, а  $\psi$  – углу крена, тогда ориентация звена может быть задана в виде матрицы поворота  $\mathbf{R}_{pl}(\varphi, \theta, \psi)$ .

Кинематическая схема механизма может быть представлена в упрощенном виде (рис. 4).

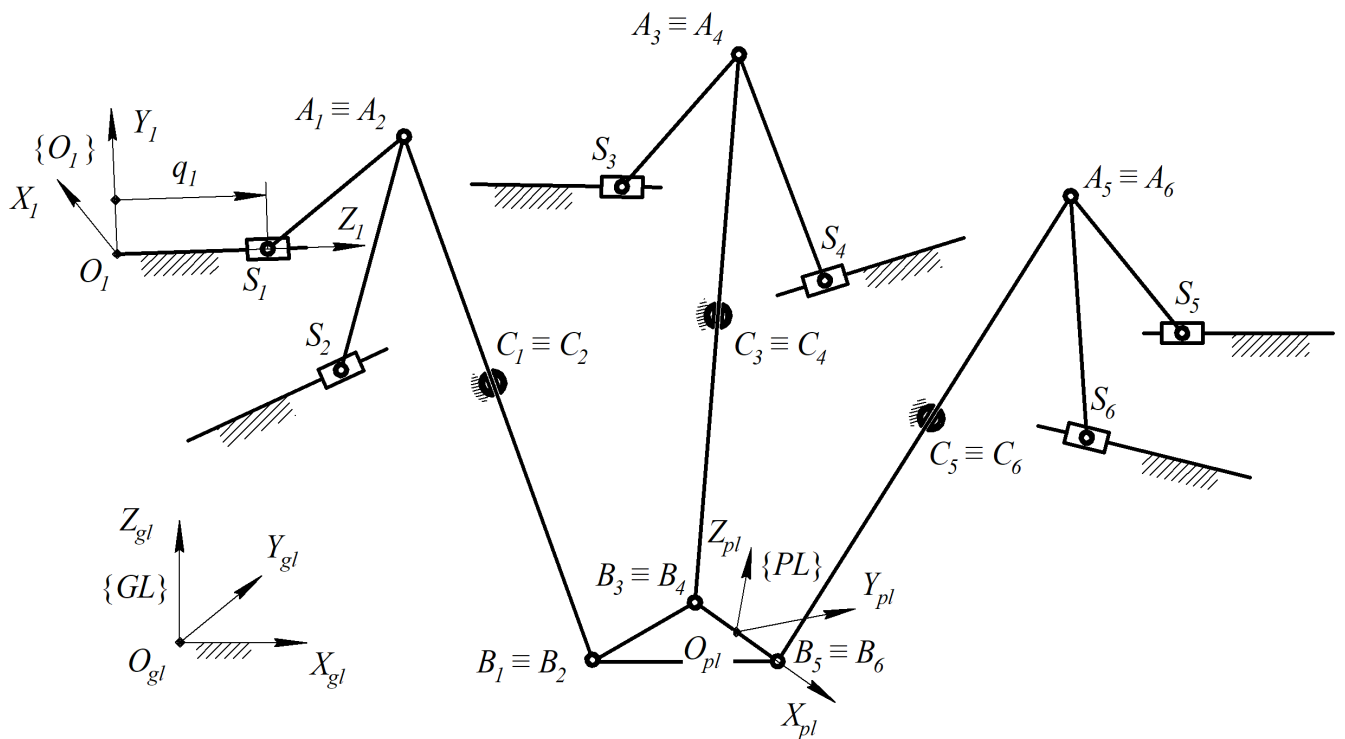


Рис. 4. Упрощенная кинематическая схема

Координаты точки  $B_i$ ,  $i=1...6$ , в глобальной неподвижной системе координат  $\{GL\}$  (рис. 4) определяются следующим образом:

$$\mathbf{p}_{Bi} = \mathbf{p}_{pl} + \mathbf{R}_{pl} \mathbf{p}_{Bi}^{PL}, \quad (1)$$

где  $\mathbf{p}_{Bi}^{PL}$  – координаты точки  $B_i$  в системе координат выходного звена  $\{PL\}$ , являются конструктивным параметром механизма и считаются известными.

Координаты точки  $A_i$  в системе  $\{GL\}$  найдем из соотношения, связывающего координаты точек  $A_i$ ,  $B_i$  и  $C_i$ , расположенных на отрезке  $c$  (рис. 4), и длину этого отрезка:

$$\mathbf{p}_{Ai} = \mathbf{p}_{Bi} + \frac{\mathbf{p}_{Ci} - \mathbf{p}_{Bi}}{|\mathbf{p}_{Ci} - \mathbf{p}_{Bi}|} L_{ABi}, \quad (2)$$

где  $\mathbf{p}_{Ci}$  – координаты точки  $C_i$  в системе  $\{GL\}$ , являющиеся конструктивным параметром механизма и считающиеся известными;  
 $L_{ABi}$  – длина звена  $A_iB_i$ .

Координаты точки  $A_i$  относительно системы координат  $\{O_i\}$  (рис. 4) можно определить следующим образом:

$$\mathbf{p}_{Ai}^{O_i} = \mathbf{R}_{O_i}^T (\mathbf{p}_{Ai} - \mathbf{p}_{O_i}), \quad (3)$$

где  $\mathbf{p}_{O_i}$  – координаты точки  $O_i$  относительно системы  $\{GL\}$ ;  
 $\mathbf{R}_{O_i}$  – матрица поворота системы  $\{O_i\}$  относительно системы  $\{GL\}$ .

Величины  $\mathbf{p}_{O_i}$  и  $\mathbf{R}_{O_i}$  также являются конструктивными параметрами механизма и при расчетах считаются известными.

Значение обобщенной координаты механизма находим согласно выражению:

$$q_i = z_{Ai}^{O_i} \pm \sqrt{L_{ASi}^2 - (x_{Ai}^{O_i})^2 - (y_{Ai}^{O_i})^2}, \quad (4)$$

где  $x_{Ai}^{O_i}$ ,  $y_{Ai}^{O_i}$  и  $z_{Ai}^{O_i}$  – компоненты вектора  $\mathbf{p}_{Ai}^{O_i}$ ;  
 $L_{ASi}$  – длина звена  $A_iS_i$ .

В силу того, что рассматриваемый механизм является механизмом параллельной структуры, определение обобщенных координат в зависимости от координат выходного звена можно проводить отдельно для любой из кинематических цепей механизма. Выбор знака в выражении выше зависит от конструктивного исполнения отдельной кинематической цепи.

Прямая задача о положении состоит в определении вектора положения  $\mathbf{p}_{pl}$  и углов ориентации  $\varphi, \theta, \psi$  выходного звена механизма в зависимости от обобщенных координат  $\mathbf{q}$ . В качестве метода решения данной задачи использовался геометрический подход, основанный на анализе поверхностей и траекторий, которые могут описывать отдельные элементы механизма (шарниры и звенья) при постоянных значениях обобщенных координат.

При известных значениях обобщенных координат точка  $A_i$  лежит на поверхности сферы  $\Phi_i$  радиуса  $L_{ASi}$  с центром в точке  $S_i$  (рис. 5). Смежные сферы пересекаются по окружностям, описываемым шестью уравнениями вида:

$$(x_{Ai} - x_{Si})^2 + (y_{Ai} - y_{Si})^2 + (z_{Ai} - z_{Si})^2 = L_{ASi}^2, \quad (5)$$

где  $x_{Ai}$ ,  $y_{Ai}$  и  $z_{Ai}$  – компоненты вектора  $\mathbf{p}_{Ai}$ ;

$(x_{Si} \ y_{Si} \ z_{Si})^T = \mathbf{p}_{Si}$  – координаты центра сферы  $\Phi_i$  системе  $\{GL\}$ :

$$\mathbf{p}_{Si} = \mathbf{p}_{Oi} + \mathbf{R}_{Oi} (0 \ 0 \ q_i)^T. \quad (6)$$

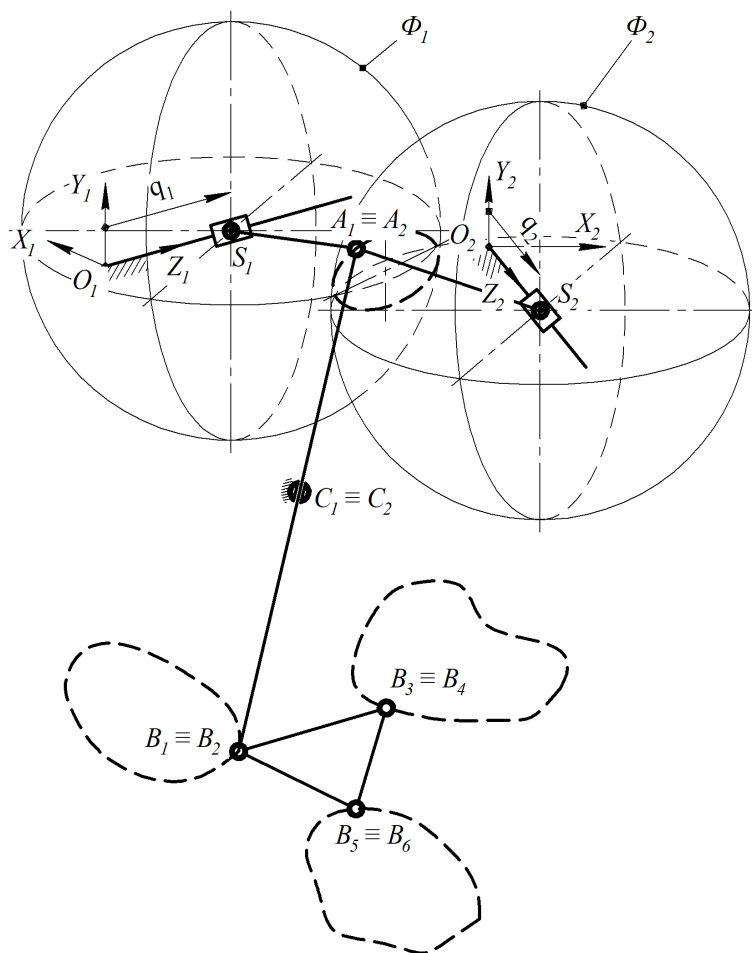


Рис. 5. Геометрическое решение прямой задачи о положении

Также можно записать уравнения трех прямых, каждая из которых проходит через точки  $A_i$ ,  $B_i$  и  $C_i$ , в следующем виде:

$$\frac{x_{C_i} - x_{A_i}}{x_{B_i} - x_{A_i}} = \frac{y_{C_i} - y_{A_i}}{y_{B_i} - y_{A_i}} = \frac{z_{C_i} - z_{A_i}}{z_{B_i} - z_{A_i}}, \quad (7)$$

где  $x_{B_i}$ ,  $y_{B_i}$  и  $z_{B_i}$  – компоненты вектора  $\mathbf{p}_{B_i}$ ;  
 $x_{C_i}$ ,  $y_{C_i}$  и  $z_{C_i}$  – компоненты вектора  $\mathbf{p}_{C_i}$ .

Добавим к уравнениям выше три соотношения, связывающие длины звеньев  $A_i B_i$  с координатами вершин этих отрезков:

$$(x_{A_i} - x_{B_i})^2 + (y_{A_i} - y_{B_i})^2 + (z_{A_i} - z_{B_i})^2 = L_{AB_i}^2. \quad (8)$$

Наконец, должны выполняться три соотношения, связывающие координаты точек  $B_i$  с длинами сторон выходного звена механизма:

$$(x_{B_i} - x_{B_j})^2 + (y_{B_i} - y_{B_j})^2 + (z_{B_i} - z_{B_j})^2 = L_{B_i B_j}^2, \quad (9)$$

где  $L_{B_i B_j}$  – длина стороны  $B_i B_j$  выходного звена.

Выражения (5), (7) – (9) представляют собой систему из 18 уравнений, 12 из которых являются квадратными и 6 – линейными, относительно 18 неизвестных, которыми являются координаты точек  $A_i$  и  $B_i$ . Данная система решается численно относительно некоего начального приближения, в качестве которого можно задать вектор предполагаемого начального положения выходного звена и предполагаемые значения углов ориентации. Далее аналитически решается задача о положении и определяются начальные приближения для координат точек  $A_i$  и  $B_i$ , после чего численно решается составленная система уравнений. Вычисление вектора положения и углов ориентации выходного звена из полученных координат точек  $B_i$  не представляет больших затруднений.

**В третьей главе** рассмотрено построение для исследуемого механизма рабочих зон двух типов: постоянной ориентации и постоянного положения. В первом случае определяется множество положений в пространстве, которое может занимать выходное звено механизма при заранее заданной, постоянной ориентации. Во втором случае определяется множество ориентаций, которое может занимать выходное звено механизма при заранее заданном, постоянном положении.

Расчет обоих типов рабочих зон основан на дискретном методе «сканирования», в котором пространство вокруг выходного звена механизма

разбивается на множество точек, и для каждой точки проводится проверка условий выполнения ограничений. Для рассматриваемого механизма можно выделить следующие ограничения:

- 1) ограничения на диапазон изменения обобщенных координат;
- 2) ограничения на углы в сферических шарнирах  $B_i$  и  $C_i$ ;
- 3) ограничения на углы между звеньями  $A_iB_i$  и  $A_iS_i$ .

В пакете MATLAB была составлена программа, реализующая данный алгоритм построения рабочих зон. Пример построения рабочей зоны постоянной ориентации приведен на рис. 6.

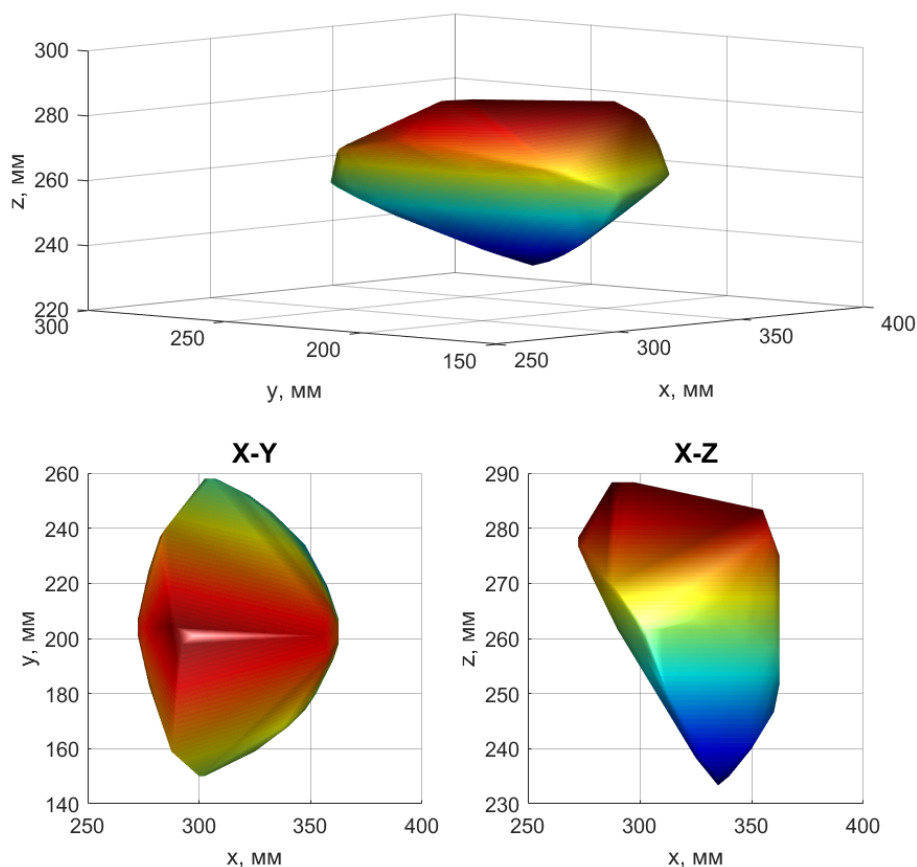


Рис. 6. Рабочая зона постоянной ориентации (вверху) и ее сечения по двум плоскостям (внизу)

Был проведен анализ влияния длин звеньев  $L_{ASi}$  и  $L_{ABi}$  механизма, а также конструктивных ограничений на размеры рабочей зоны постоянной ориентации. В ходе данного исследования было установлено, что наибольшее влияние на габариты данной рабочей зоны оказывают ограничения на диапазон изменения обобщенных координат механизма.

Аналогичным образом была построена рабочая зона постоянного положения (рис. 7). В ходе анализа влияния длин звеньев и конструктивных ограничений механизма на размеры данной зоны было установлено, что наибольшее влияние оказывают допустимые углы в сферических шарнирах механизма.

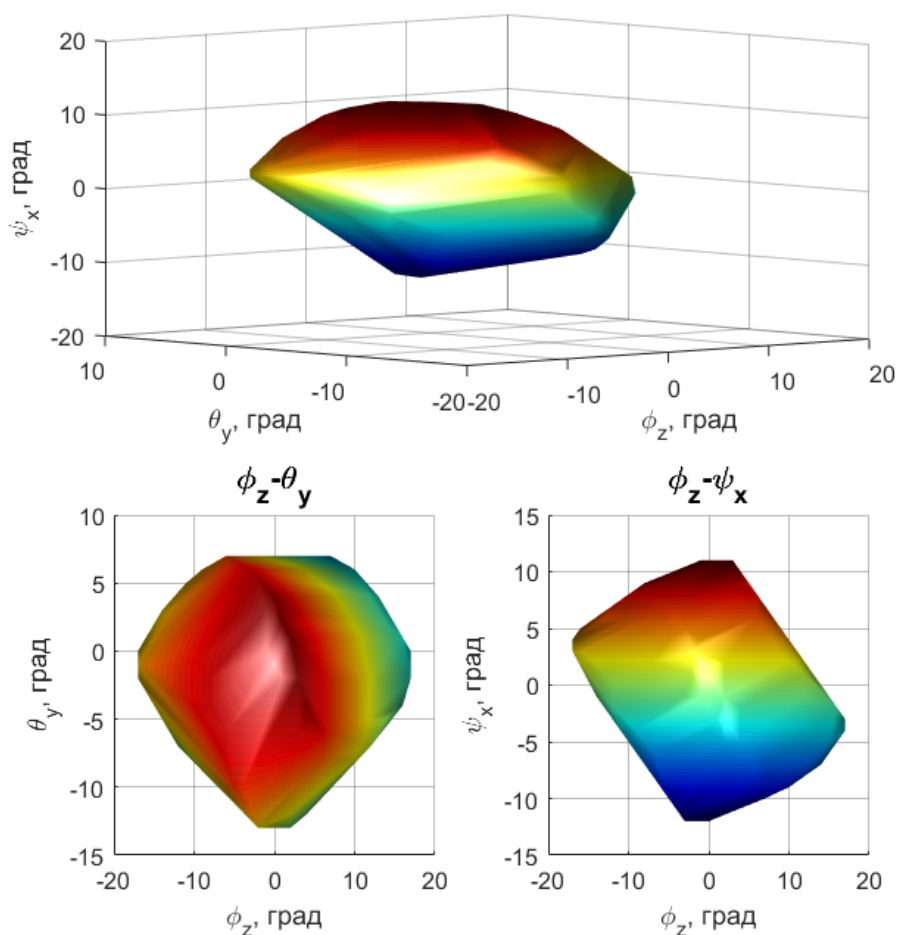


Рис. 7. Рабочая зона постоянного положения (вверху) и ее сечения по двум плоскостям (внизу)

**В четвертой главе** исследовано влияние упругости звеньев механизма на точность движения его выходного звена: составлены уравнения движения выходного звена с учетом упругости стержней  $A_iB_i$  в предположении, что жесткость стержней  $A_iS_i$  на всей длине и стержней  $A_iB_i$  на длине  $A_iC_i$  намного выше жесткости стержней на длине  $C_iB_i$ , т.е. упругие деформации и соответствующие им упругие силы возникают только на участках стержней  $A_iB_i$ , находящихся внутри рабочей зоны механизма.

Вектор  $\mathbf{F}_{упрi}$  упругих сил, действующих на выходное звено со стороны стержня  $A_iB_i$ , лежит в плоскости  $\Pi_{Ei}$ , перпендикулярной вектору  $\mathbf{v}_{Ei}$  возможной скорости точки  $E_i$ , направление которой определяется при мысленном разъединении стержня  $A_iB_i$  с выходным звеном в сферическом шарнире  $B_i$  (рис. 8) и последующем исследовании возможных движений звеньев механизма в рассматриваемой кинематической цепи.

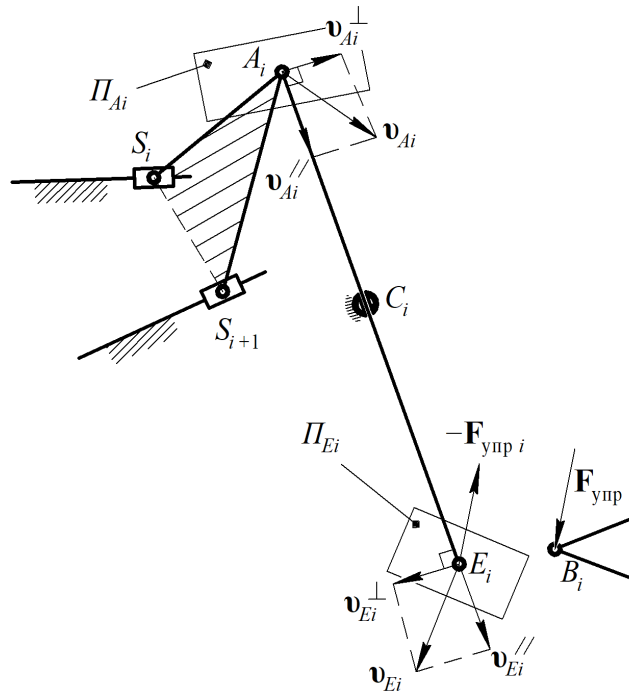


Рис. 8. К определению скоростей точек звеньев механизма

При заторможенных приводах вектор  $\mathbf{v}_{A_i}$  возможной скорости точки  $A_i$  направлен перпендикулярно плоскости  $S_i S_{i+1} A_i$  и может быть определен из решения матричного уравнения:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{p}_{S_i} & \mathbf{p}_{S_{i+1}} & \mathbf{p}_{A_i} \end{pmatrix}^T \mathbf{v}_{A_i} = \mathbf{E}_{3 \times 1}. \quad (10)$$

Данный вектор раскладывается на две составляющие: одну, направленную вдоль стержня  $A_i E_i$ ,  $-\mathbf{v}_{A_i}^{\parallel}$ , и другую, лежащую в плоскости  $\Pi_{A_i}$ , перпендикулярной данному стержню,  $-\mathbf{v}_{A_i}^{\perp}$ . Вектор  $\mathbf{v}_{E_i}$  возможной скорости точки  $E_i$  также может быть разложен на аналогичные составляющие  $\mathbf{v}_{E_i}^{\parallel}$  и  $\mathbf{v}_{E_i}^{\perp}$ , причем

$$\mathbf{v}_{E_i}^{\parallel} = \mathbf{v}_{A_i}^{\parallel}, \quad (11)$$

$$\mathbf{v}_{E_i}^{\perp} = -\frac{L_{CE_i}}{L_{AC_i}} \mathbf{v}_{A_i}^{\perp}, \quad (12)$$

где  $L_{AC_i}$  и  $L_{CE_i}$  – длины частей стержня  $A_i C_i$  и  $C_i E_i$  соответственно.

Если стержень  $A_i E_i$  упруго деформирован, то возникающие при этом силы упругости, действующие на выходное звено механизма в сферическом шарнире  $B_i$  можно определить следующим образом:

$$\mathbf{F}_{из1i} = \frac{3EJ_i}{L_{CEi}^3} \mathbf{d}_{1i}, \quad (13)$$

$$\mathbf{F}_{из2i} = \frac{3EJ_i}{L_{CEi}^3} \mathbf{d}_{21i}, \quad (14)$$

$$\mathbf{F}_{сжi} = \frac{EF_i}{L_{CEi}} \mathbf{d}_{22i}, \quad (15)$$

где  $\mathbf{F}_{из1i}$ ,  $\mathbf{F}_{из2i}$  – силы изгибной упругости;

$\mathbf{F}_{сжi}$  – сила продольной упругости;

$\mathbf{d}_{1i}$ ,  $\mathbf{d}_{21i}$  и  $\mathbf{d}_{22i}$  – деформации стержня (рис. 9);

$EJ_i$  и  $EF_i$  – изгибная и продольная жесткости стержня соответственно.

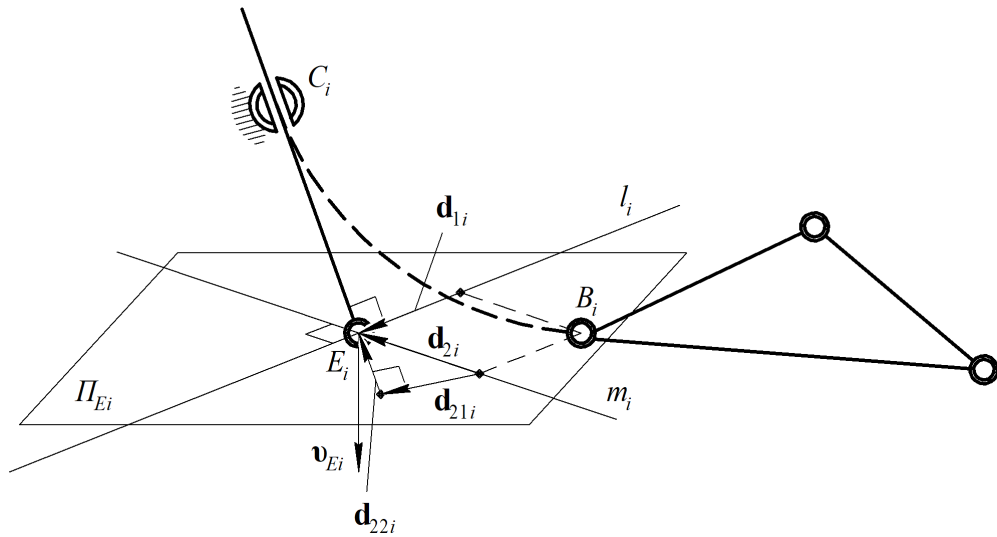


Рис. 9. Упругие деформации стержня  $A_iE_i$

Для определения величин деформаций в формулах (13) – (15) полная деформация  $B_iE_i$  стержня, лежащая в плоскости  $\Pi_{Ei}$ , раскладывается на две составляющие:  $\mathbf{d}_{1i}$  и  $\mathbf{d}_{2i}$ , где величина  $\mathbf{d}_{2i}$  в свою очередь представляется в виде суммы величин  $\mathbf{d}_{21i}$  и  $\mathbf{d}_{22i}$  (рис. 9). При этом деформация  $\mathbf{d}_{1i}$  соответствует изгибу стержня в направлении прямой  $l_i$ , лежащей в плоскости  $\Pi_{Ei}$  и перпендикулярной стержню, а деформация  $\mathbf{d}_{2i}$ , направленная вдоль прямой  $m_i$ , лежащей в плоскости  $\Pi_{Ei}$  и перпендикулярной прямой  $l_i$ , соответствует суммарному сжатию  $\mathbf{d}_{22i}$  и изгибу  $\mathbf{d}_{21i}$  стержня.

Уравнения движения выходного звена с учетом сил упругости в данном



случае удобно записывать в виде уравнений Ньютона-Эйлера:

$$m_{\Sigma} \mathbf{a}_{G_{pl}} = \sum_{i=1}^3 (\mathbf{F}_{из1i} + \mathbf{F}_{из2i} + \mathbf{F}_{сжi}) + \mathbf{G}_{pl} + \mathbf{F}_{ext}, \quad (16)$$

$$\mathbf{I}_{G_{\Sigma}} \boldsymbol{\varepsilon}_{pl} + \boldsymbol{\omega}_{pl} \times \mathbf{I}_{G_{\Sigma}} \boldsymbol{\omega}_{pl} = \sum_{i=1}^3 (\mathbf{p}_{Bi} - \mathbf{p}_{G_{pl}}) \times (\mathbf{F}_{из1i} + \mathbf{F}_{из2i} + \mathbf{F}_{сжi}) + (\mathbf{p}_{ext} - \mathbf{p}_{G_{pl}}) \times \mathbf{F}_{ext}, \quad (17)$$

где  $m_{\Sigma}$  – масса выходного звена механизма с учетом приведенных к его шарнирам масс стержней;

$\mathbf{I}_{G_{\Sigma}}$  – тензор инерции выходного звена механизма с учетом приведенных масс, вычисленный в центре масс выходного звена;

$\mathbf{a}_{G_{pl}}$  – ускорение центра масс выходного звена;

$\boldsymbol{\omega}_{pl}$  – угловая скорость выходного звена;

$\boldsymbol{\varepsilon}_{pl}$  – угловое ускорение выходного звена;

$\mathbf{G}_{pl}$  – вес выходного звена;

$\mathbf{F}_{ext}$  – сила воздействия среды, если таковая имеется;

$\mathbf{p}_{G_{pl}}$  – координаты центра масс выходного звена;

$\mathbf{p}_{ext}$  – координаты точки приложения силы воздействия среды.

Выражения выше учитывают масс-инерционные характеристики стержней механизма, приведенные к сферическим шарнирам выходного звена. В данной работе использовался метод приведения масс, основанный на равенстве первой собственной частоты колебаний стержня и частоты колебаний эквивалентной ему массы.

Уравнения движения (16) и (17) могут быть записаны в координатах выходного звена  $\mathbf{s} = (x \ y \ z \ \varphi \ \theta \ \psi)^T$  и приведены к каноническому виду:

$$\mathbf{H}_{pl}(\mathbf{s}) \frac{d^2 \mathbf{s}}{dt^2} + \mathbf{C}_{pl} \left( \mathbf{s}, \frac{d\mathbf{s}}{dt} \right) = \mathbf{0}_{6 \times 1}, \quad (18)$$

где  $\mathbf{H}_{pl}(\mathbf{s})$  – матрица, характеризующая масс-инерционные характеристики выходного звена механизма и приведенных масс;

$\mathbf{C}_{pl} \left( \mathbf{s}, \frac{d\mathbf{s}}{dt} \right)$  – матрица, характеризующая силы инерции, а также внешние силы, действующие на выходное звена механизма.

Уравнения движения в форме (18) были использованы для анализа движения выходного звена по заданной траектории с учетом возникающих упругих сил. Был рассмотрен случай движения с постоянной ориентацией по окружности, плоскость

которой параллельна плоскости  $X_{gl}O_{gl}Y_{gl}$  системы  $\{GL\}$ . Для определения движения выходного звена была составлена программа в пакете MATLAB. Траектория движения выходного звена механизма со стержнями из алюминия, представляющими собой тонкостенные трубки диаметром 10 мм и длиной 600 мм, приведена на рис. 10.

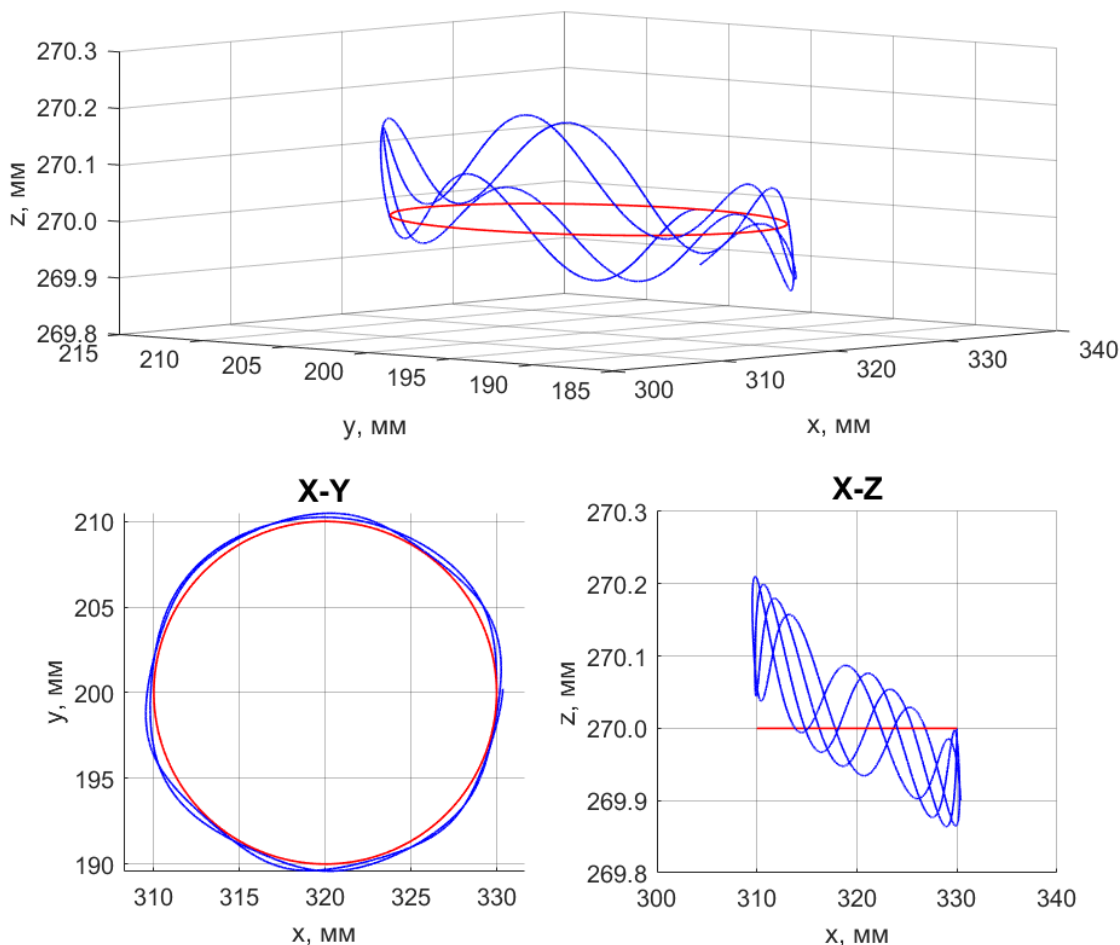


Рис. 10. Траектории движения (вверху) выходного звена механизма с алюминиевыми стержнями и их проекции на плоскости системы  $\{GL\}$  (внизу): красным – заданная, синим – расчетная

**В пятой главе** кратко описана конструкция макета исследуемого механизма параллельной структуры и подробно рассмотрены элементы, входящие в систему управления данным макетом. Описан порядок проведения экспериментов по определению границ рабочих зон, исследованных в 3-й главе.

На основе разработанной в пакете SolidWorks трехмерной модели, был изготовлен макет механизма (рис. 11). Большая часть элементов макета изготовлена из технического алюминия марки АД0. В местах сферических шарниров использованы сферические подшипники скольжения, а в местах вращательных шарниров – фторопластовые втулки. Масса макета достигает 20 кг, габаритные размеры (Д × Ш × В) составляют 700 × 600 × 850 мм.

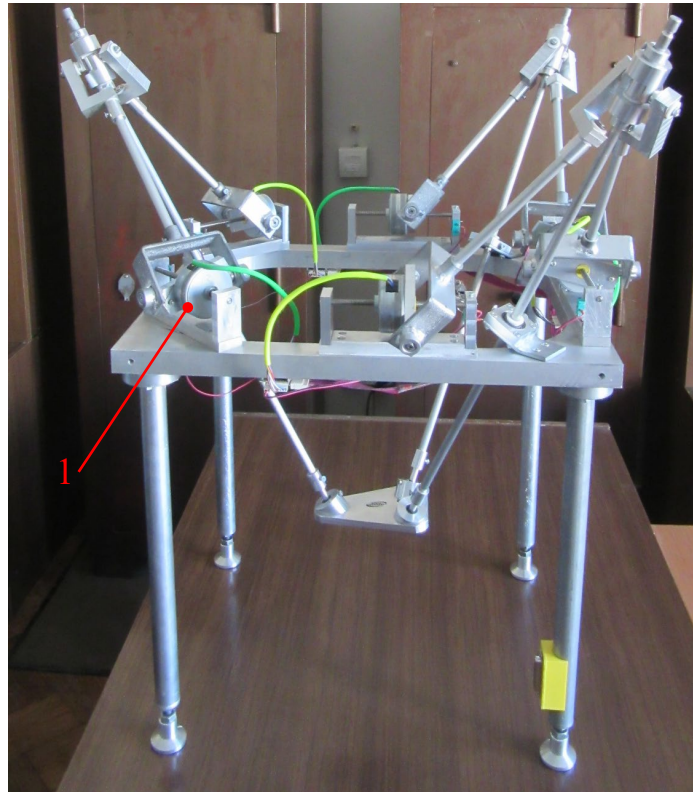
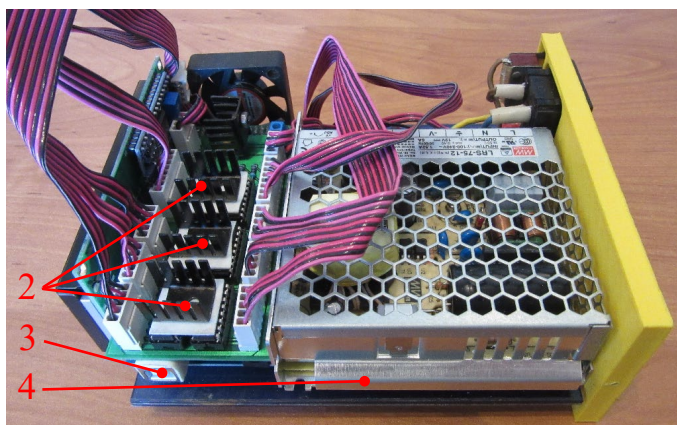


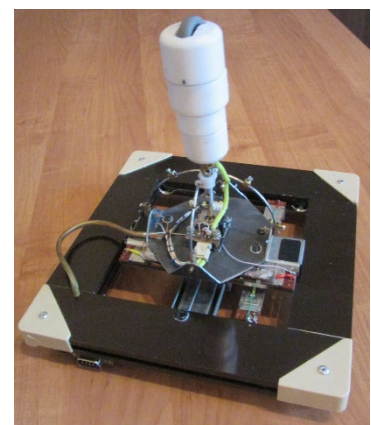
Рис. 11. Макет исследуемого механизма

Система управления механизмом включает следующие основные элементы:

1. Электроприводы на основе линейных шаговых двигателей (рис. 11).
2. Драйверы двигателей на базе микросхем ULN2064В (рис. 12, а).
3. Микроконтроллер на базе Arduino Mega 2560 (рис. 12, а).
4. Блок питания 72 Вт (рис. 12, а).
5. Шестикоординатное задающее устройство (рис. 12, б).



а)



б)

Рис. 12. Элементы системы управления механизмом: а) блок управления в открытом состоянии; б) шестикоординатное задающее устройство

Система управления механизмом работает следующим образом. После нажатия кнопки включения питания система готова к работе. По нажатии на задней панели блока управления кнопки калибровки шаговые двигатели механизма начинают одновременно перемещаться в сторону своих концевых выключателей. При срабатывании выключателя соответствующий ему двигатель останавливается – таким образом определяется нулевое положение. После срабатывания всех концевых выключателей механизм начинает движение в положение, соответствующее задающему устройству. При этом в микроконтроллере решается обратная задача о положении согласно разработанному алгоритму: определяются значения обобщенных координат – линейных перемещений приводов. Данные перемещения пересчитываются в необходимое количество шагов, которые обрабатываются каждым двигателем. Все двигатели приходят в конечное положение, соответствующее задающему устройству в один момент времени, при этом их профили скорости соответствуют линейному разгону/торможению и движению с постоянной скоростью и генерируются в реальном времени.

При помощи задающего устройства были проведены эксперименты по определению габаритов рабочих зон постоянной ориентации и постоянного положения. Диапазон перемещений в горизонтальной плоскости составил 85 мм по каждой координате, в вертикальном направлении – 50 мм. Угол рыскания  $\varphi$  может меняться в пределах от  $-30^\circ$  до  $+30^\circ$ , угол тангажа  $\Theta$  – в пределах от  $-25^\circ$  до  $+20^\circ$  и угол крена  $\psi$  – в пределах от  $-25^\circ$  до  $+25^\circ$ . Как показали эксперименты, размеры рабочей зоны постоянной ориентации обусловлены ограничениями на длины рабочего хода двигателей механизма, а основными ограничениями, определяющими диапазон изменения углов ориентации выходного звена механизма, явились допустимые углы поворота в сферических шарнирах выходного звена. Таким образом, проведенные эксперименты подтвердили результаты теоретических расчетов.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

### **В работе получены следующие результаты:**

1. Синтезированы схемы механизмов параллельной структуры с шестью степенями свободы, у которых приводы установлены на основании и расположены вне рабочей зоны.
2. Решены задачи о положениях для таких механизмов.
3. Построены рабочие зоны постоянной ориентации и постоянного положения.
4. Проведен анализ движения выходного звена таких механизмов с учетом упругостей стержней.
5. Разработан действующий макет механизма параллельной структуры, на основе которого проведены эксперименты по определению границ рабочих зон постоянной ориентации и постоянного положения.

### **Проведенная работа позволяет сделать следующие выводы:**

1. Положение приводов механизма вне рабочей зоны позволяет снизить как

воздействие среды на приводы механизма, так и воздействие приводов на среду.

2. Установка приводов на основании механизма обеспечивает повышенное быстродействие механизма и пониженную инерционность его звеньев.

3. В синтезированных схемах механизмов параллельной структуры решение обратной задачи о положении может быть представлено в аналитической форме, а решение прямой задачи о положении – только в численной.

4. На размеры рабочей зоны постоянной ориентации наибольшее влияние оказывают конструктивные ограничения, связанные с длиной рабочего хода двигателей, а на размеры рабочей зоны постоянного положения – допустимые углы поворота в сферических шарнирах выходного звена.

5. Упругость стержней механизма оказывает существенное влияние на точность движения выходного звена, и данное влияние может быть снижено за счет использования более прочных материалов.

## **СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

### **В ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК:**

1. Антонов, А.В. Система управления трехопорным колесно-шагающим роботом / А.В. Антонов, С.А. Воротников, Н.А. Выборнов // Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии. – 2016. – № 2. – С. 58–69.

2. Антонов, А.В. Решение задач кинематики и динамики для трехопорного колесно-шагающего робота / А.В. Антонов, С.А. Воротников // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2017. – № 3. – С. 4–11.

3. Антонов, А.В. Механизм параллельной структуры для работы в агрессивных средах / А.В. Антонов, С.М. Демидов, М.М. Лактионова, А.Б. Ласточкин, С.А. Скворцов, К.А. Шалюхин // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2018. – № 1. – С. 8–13.

4. Антонов, А.В. Кинематический анализ механизма параллельной структуры для работы в агрессивных средах / А.В. Антонов, В.А. Глазунов, А.К. Алешин, Г.В. Рашоян, М.М. Лактионова // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2018. – № 2. – С. 3–10.

### **В изданиях из списка Scopus:**

5. Antonov, A.V. Mathematical Model of 3-P Wheel-Legged Mobile Robotic Platform / A.V. Antonov, S.A. Vorotnikov, D.V. Saschenko, A.V. Vukolov, G.V. Shashurin // International Review of Mechanical Engineering. – 2017. – Vol. 11, № 5. – P. 311–319.

### **В других изданиях:**

6. Глазунов, В.А. Синтез и анализ роботов параллельной структуры для работы в экстремальных средах / В.А. Глазунов, А.К. Алешин, К.А. Шалюхин, Г.В. Рашоян, А.В. Антонов, А.М. Попов, В.Ф. Юдкин // Экстремальная робототехника. – 2017. – № 1. – С. 52–59.

7. Глазунов, В.А. Синтез и анализ роботов параллельной структуры, совместно работающих в различных средах / В.А. Глазунов, А.К. Алешин,

К.А. Шалюхин, Г.В. Рашоян, А.В. Антонов // Материалы 10-й Всероссийской мультиконференции по проблемам управления (МКПУ-2017). – 2017. – Т. 2. – С. 256–258.

8. Глазунов, В.А. Координаты элементов робототехнических систем с пятью степенями свободы / В.А. Глазунов, А.В. Антонов, А.Ю. Чунихин, И.А. Орлов, А.М. Попов // Специальная связь и безопасность информации: технология, производство, управление. Сборник трудов 5-го Международного симпозиума. – 2017. – С. 76–80.

9. Глазунов, В.А. Силовой анализ элементов механизма параллельной структуры / В.А. Глазунов, А.В. Антонов, А.Ю. Чунихин, И.А. Орлов, А.М. Попов // Специальная связь и безопасность информации: технология, производство, управление. Сборник трудов 5-го Международного симпозиума. – 2017. – С. 140–143.

10. Глазунов, В.А. Механизмы параллельной структуры / В.А. Глазунов, А.М. Попов, А.В. Антонов, А.Ю. Чунихин // Передача, прием и отображение информации о быстропротекающих процессах. Материалы 28-й Всероссийской научно-технической конференции школы-семинара. – 2017. – С. 167–175.

11. Глазунов, В.А. Механизмы параллельной структуры с пятью степенями свободы / В.А. Глазунов, А.М. Попов, А.Ю. Чунихин, А.В. Антонов, И.А. Орлов // Proceedings of the Second International Symposium of Mechanism and Machine Science (ISMMS-2017). – 2017. – С. 111–115.

12. Антонов, А.В. Построение рабочей зоны механизма параллельной структуры для работы в агрессивных средах / А.В. Антонов, В.А. Глазунов // Передача, обработка, отображение информации. Материалы 30-й Всероссийской научно-практической конференции. – 2018. – С. 24–30.

13. Попов, А.М. Координаты элементов многостепенных робототехнических систем / А.М. Попов, В.А. Глазунов, А.В. Антонов, А.Ю. Чунихин, И.А. Орлов // Передача, обработка, отображение информации. Материалы 30-й Всероссийской научно-практической конференции. – 2018. – С. 120–126.

14. Попов, А.М. Элементы механизма параллельной структуры / А.М. Попов, В.А. Глазунов, А.Ю. Чунихин, И.А. Орлов, А.В. Антонов // Передача, обработка, отображение информации. Материалы 30-й Всероссийской научно-практической конференции. – 2018. – С. 216–220.

#### **В результате работы получен патент:**

Патент РФ на полезную модель № 182946 / Алешин А.К., Антонов А.В., Глазунов В.А., Демидов С.М., Рашоян Г.В., Скворцов С.А., Терехова А.Н., Шалюхин К.А. Пространственный механизм с шестью степенями свободы. Оп. 06.09.2018. Бюл. № 25.