ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«КАЗАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. А.Н. ТУПОЛЕВА-КАИ»
(КНИТУ-КАИ)

На правах рукописи

Марат

Мингазов Марат Ринатович

СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДВУХПОДВИЖНОГО ПРОСТРАНСТВЕННОГО 5R МЕХАНИЗМА

Специальность 05.02.18 – Теория механизмов и машин

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук
профессор Яруллин М. Г.

Казань – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 4
ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ NR МЕХАНИЗМОВ 9
1.1 Исследования зарубежных ученых 9
1.2 Исследования отечественных ученых 18
Выводы по главе 1 29
ГЛАВА 2. СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОБРАЗОВАНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ NR МЕХАНИЗМОВ И РАЗРАБОТКА КЛАССИФИКАЦИИ ПО СПОСОБАМ СИНТЕЗА 30
2.1 Исследования структуры механизмов по Грасгофу 30
2.2 Анализ исследований структуры механизмов по Ларошеллю 31
2.3 Анализ классификации структуры механизмов по Голдбергу 32
2.4 Классификация механизмов по структуре 34
2.5 Классификация механизмов по способам образования 36
Выводы по главе 2 39
ГЛАВА 3. СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ NR МЕХАНИЗМОВ КАК БАЗОВЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ 40
3.1 Об управлении механизмами 40
3.2 Плоский 4R механизм 42
3.3 Плоский 5R механизм 45
3.4 Сферический 4R механизм 47
3.5 Сферический 5R механизм 50
3.6 Пространственный 4R механизм 52
3.6.1. Кинематика ведомого кривошипа 54
3.6.2. Модификации пространственного 4R механизма 56
3.7 Двухподвижный пространственный 5R механизм 62
3.7.1. Кинематика ведомого звена 63
3.7.2 Кинематика шатуна 71
3.7.3 Кинематика характерных точек 72
3.8 Двухподвижные nR механизмы 76

3.8.1 Плоский двухподвижный 5R механизм ... 76
3.8.2 Сферический двухподвижный 5R механизм ... 80
3.8.3 Пространственные двухподвижные nr механизмы ... 81
Выводы по главе 3... 85
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ДВУХПОДВИЖНОГО 5R МЕХАНИЗМА ... 86
4.1 Описание CAD модели пространственного двухподвижного 5R механизма... 86
4.2 Описание экспериментальной установки на базе пространственного двухподвижного 5R механизма ... 88
4.3 Результаты расчетов кинематики рабочего шатуна пространственного двухподвижного 5R механизма ... 93
4.4 Результаты расчетов влияния структурных параметров на кинематику характерной точки пространственного двухподвижного 5R механизма... 98
4.5 Результаты расчетов влияния угловых скоростей ведущих звеньев на кинематику характерной точки пространственного двухподвижного 5R механизма... 101
4.6 Применение двухподвижного пространственного 5R механизма... 108
Выводы по главе 4... 111
ЗАКЛЮЧЕНИЕ ... 113
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ... 116
ПРИЛОЖЕНИЯ... 128

Введение

Актуальность темы диссертации.

Одним из основных направлений развития современной науки и техники в XXI веке является изучение, проектирование, изготовление и внедрение систем автоматизированного управления на базе достижений в области электроники, механики, автоматики и информатики – мехатронных систем. В этих условиях появляется потребность в создании устройств, рабочий орган которых способен совершать управляемые пространственные движения, обеспечивающие выполнение широкого круга задач: перемещение объектов в пространстве с переменными скоростями и ускорениями, позиционирование на объектах сложной геометрической формы, воспроизведение движения человека или его замена в труднодоступных и вредных для него местах.

Одним из основных компонентов любой мехатронной системы является механическое устройство, предназначенное для преобразования движений звеньев в требуемое движение рабочего органа. В основном, механическое устройство проектируется на базе открытой кинематической цепи, которая позволяет обеспечить универсальность и мобильность устройства, выбирать различную траекторию движения, возможную ориентацию рабочего органа и законы движения во времени. Однако одним из недостатков такого способа построения являются низкая точность позиционирования с увеличением количества звеньев и появление негативных сил консольности.

Решением данной проблемы может стать замена открытой цепи на замкнутую цепь, а именно на пространственные механизмы с одними лишь вращательными парами (nR механизмы). Во-первых, замкнутость контура в механизмах позволяет точнее манипулировать и позиционировать в пространстве более массивными объектами. Во-вторых, пространственные цепи обладают преимуществами перед плоскими замкнутыми цепями – более естественное воспроизведение требуемых пространственных движений, выполняемое при меньшем числе звеньев и при меньших габаритах [25]. В-третьих, наличие одних лишь вращательных пар позволяет передавать значительные нагрузки при малом износе.

Таким образом, исходя из рассуждений, актуальной является задача синтеза механизмов, которые будут соответствовать следующим требованиям.

1. Конструкция на базе замкнутой кинематической цепи. Наличие замкнутого контура повышает точность позиционирования и манипулирования более массивными объектами.
2. Минимальное количество звеньев в механизме. Увеличение звеньев приводит к дополнительным ограничениям в движении, вызванное взаимным пересечением звеньев между собой.
3. Возможность обеспечить необходимую траекторию движения рабочего органа, возможность сборки механизма и его управления.

Исходя из выявленных требований к механизмам, была сформулирована **цель диссертации** – синтез и кинематический анализ пространственных механизмов с одними лишь вращательными кинематическими парами (nR механизмов) как базовых механизмов мехатронных устройств.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие **задачи**.

1. На основании аналитического обзора пространственных nR механизмов и системного анализа методов их синтеза разработка классификация способов образования пространственных nR механизмов.
2. Разработка и обоснование способа образования двухподвижного пространственного 5R механизма как базового механизма мехатронных устройств.
3. Разработка CAD модели двухподвижного пространственного 5R механизма с учетом особенностей сборки.

4. Изготовление действующих моделей пространственных nR механизмов и лабораторно-экспериментальной установки 3D миксера на базе двухподвижного пространственного 5R механизма.

5. Разработка математической модели кинематики звеньев и характерных точек двухподвижного пространственного 5R механизма.

6. Экспериментальные исследования свойств кинематических параметров двухподвижного пространственного 5R механизма.

7. Сравнительный анализ результатов исследований, полученных на основе уравнений, компьютерного анализа CAD модели и экспериментальных измерений.

8. Исследование возможности применения пространственных nR механизмов в мехатронных устройствах.

Научная новизна.

1. Создана новая классификация пространственных механизмов с одними лишь вращательными парами на основании системного анализа их структуры и методов образования.

2. Разработан способ синтеза двухподвижного пространственного 5R механизма путем добавления дополнительного звена к одноподвижному 4R механизму в виде вала, выполняющего роль стойки.

3. Составлена математическая модель кинематики звеньев и характерных точек двухподвижного пространственного 5R механизма.

Теоретическая значимость определена тем, что в работе создан комплексный подход к синтезу и анализу двухподвижных плоских, сферических и пространственных nR механизмов.

Практическая значимость.

1. Синтезированы механизмы для конкретных технических задач, выполняемых в машиностроении, пищевой промышленности, медицине, строительстве и других отраслях.

2. Получены результаты анализа свойств кинематических параметров как факторов, влияющих на технологические процессы.

3. Разработаны конструкции и проведены исследования действующих моделей механизмов с вращательными парами.

Полученные результаты расширяют области применения данных механизмов и предназначены для их использования в медицине, пищевой промышленности, строительстве, космической, транспортной и металлообрабатывающей робототехнике.

Методы исследования.

При решении поставленных задач были использованы методы теории машин и механизмов, теоретической механики, аналитической геометрии, матричного исчисления, математического и компьютерного моделирования.

Положения, выносимые на защиту.

1. Классификация пространственных nR механизмов по структуре и способам образования.
2. Способ синтеза двухподвижного пространственного 5R механизма на базе одноподвижного 4R механизма путем добавления дополнительного звена в виде вала, выполняющего роль стойки.
3. Математическая модель кинематики звеньев и характерных точек двухподвижного пространственного 5R механизма.

Достоверность исследований подтверждается:

- изготовлением 5 действующих моделей,
- изготовлением лабораторно-экспериментальной установки 3D миксера,
- созданием учебно-демонстрационного фильма об этапах проведенных исследований,
- фотографиями, актом испытаний, 3 актами внедрений и использования в учебном процессе в Вузах Санкт-Петербурга и Казани.

Апробация результатов.

Основные положения доложены и обсуждены на конференциях.

1. X международная Четаевская конференция «Аналитическая механика, устойчивость и управление», (2012, Казань, КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева).

2. Международная молодежная научная конференция «XX Туполевские чтения», (2012, Казань, КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева).

3. V международная конференция «Проблемы механики современных машин», (2012, Улан-Удэ, ВСГУТУ).

4. X международная научно-техническая конференция «Вибрация-2012. Управляемые вибрационные технологии и машины», (2012, Курск, ЮЗГУ).

5. Международная молодежная научная конференция «XXI Туполевские чтения», (2013, Казань, КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева).

6. III международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении», (2014, Москва, ИМАШ РАН).

7. 4-я международная научно-практическая конференция «Современное машиностроение: наука и образование», (2014, Санкт-Петербург, СПбГПУ).

8. Международная научно-практическая конференция «Поиск эффективных решений в процессе создания и реализации научных разработок в российской авиационной и ракетно-космической промышленности», (2014, Казань, КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева).

Публикации.

По результатам выполненных исследований опубликовано 17 работ, в том числе 3 статьи в журналах, входящих в перечень рецензируемых журналов ВАК, 3 патента на изобретение, 3 патента на полезную модель.

Объем и структура диссертации.

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 125 наименований. Объем диссертации составляет 136 страниц, включая 87 рисунков и 10 таблиц.

ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ NR МЕХАНИЗМОВ

В настоящей главе представлены исследования зарубежных и отечественных ученых по вопросам синтеза и анализа пространственных nR [1] механизмов. Рассмотрены основные способы образования пространственных механизмов, приведены примеры их применения в различных отраслях промышленности.

1.1 Исследования зарубежных ученых

Исследования пространственных nR механизмов можно проследить с середины XIX века, когда Саррюс в работе [110] описал подход к синтезу пространственного 6R механизма, преобразующего ограниченное вращательное движение в прямолинейное. Механизм Саррюса содержит шесть вращательных кинематических пар A, B, C, D, E и F. Оси шарниров A, B и C, также как и D, E и F остаются параллельными друг другу во время движения механизма (рис. 1.1).

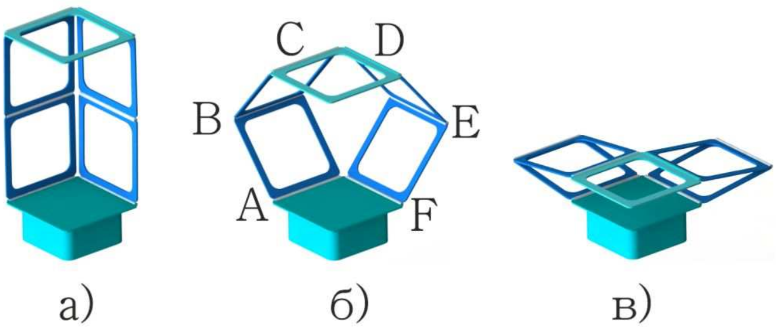


Рис. 1.1 Принцип работы механизма Саррюса
а - верхнее положение, б - среднее положение, в - нижнее положение

В 1903 году в публикации [80] английский математик Беннетт впервые теоретически обосновал возможность синтеза четырехзвенного механизма с непараллельными и непересекающимися осями (рис. 1.2а). До этого момента,

[1] При описании пространственных механизмов с одними лишь вращательными парами часто применяют приставку nR (англ. Number of Revolute joints – число вращательных пар)

существование пространственных шарнирных механизмов с количеством звеньев менее 7 считалось невозможным.

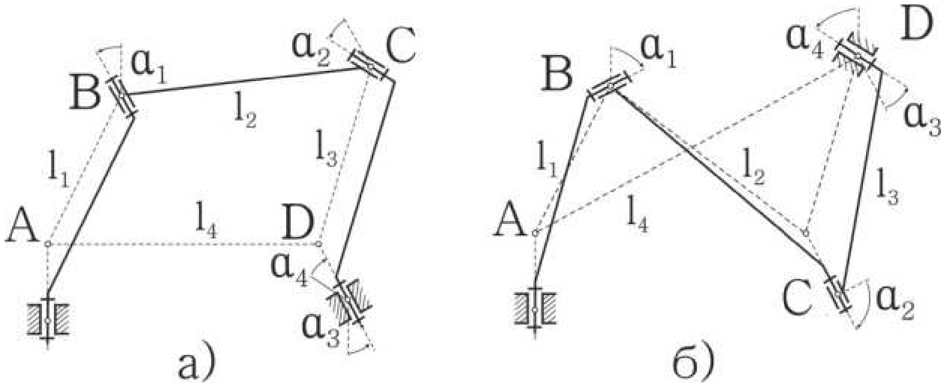


Рис. 1.2 Пространственный 4R механизм
а - прямой, б - перекрестный

Согласно формуле Сомова-Малышева подвижность пространственного четырехзвенного механизма с одними лишь вращательными парами определяется как:

$$W = 6 \cdot (m - 1) - 5 \cdot p_5 = 6 \times (4 - 1) - 5 \cdot 4 = -2,$$

где:

m - количество звеньев в механизме,

p_5 - количество одноподвижных кинематических пар пятого класса.

W = -2 означает, что замкнутая четырехзвенная кинематическая цепь должна быть жесткой конструкцией. Однако Беннетт показал, что если все звенья цепи будут иметь согласованные размеры, то жесткая конструкция превращается в механизм с единичной подвижностью. Позже, в работе [83] он также сообщил о геометрических особенностях перекрестного 4R механизма (рис. 1.2б).

Беннетт своими исследованиями задал новое направление в изучении пространственных nR механизмов с количеством звеньев менее семи. Сам пространственный 4R механизм стал «первичной ячейкой» при создании многозвенных механизмов с одними лишь вращательными парами (рис. 1.3).

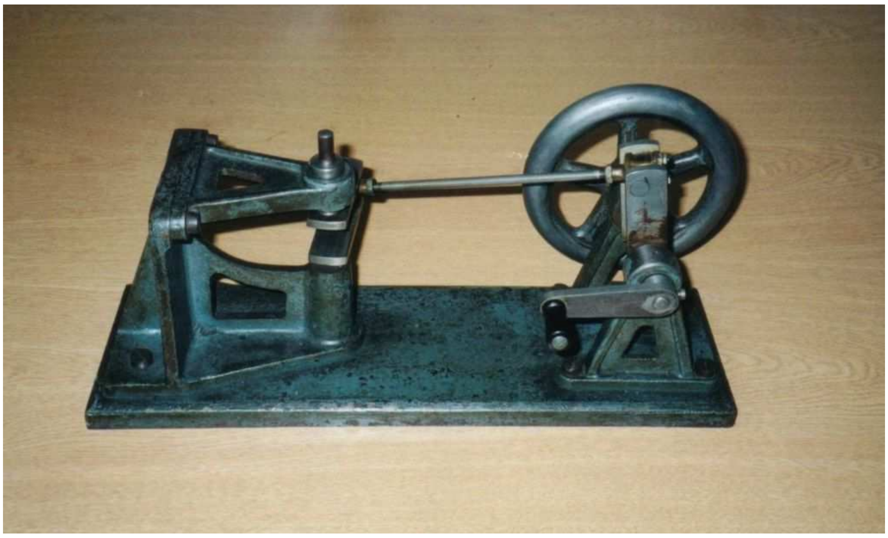


Рис. 1.3. Модель механизма Беннетта (Кембриджский университет, Великобритания)

Миард в работах [106, 107] впервые описал принцип образования пространственного 5R механизма объединением двух механизмов Беннетта. Для получения механизма Миарда следует взять два «прямоугольных» пространственных 4R механизма и расположить их симметрично относительно друг друга. Затем, необходимо объединить шарниры A и E, C и G. Шарниры D и H удаляются из цепи. В результате получится пространственный 5R механизм ABCGF с единичной подвижностью (рис. 1.4).

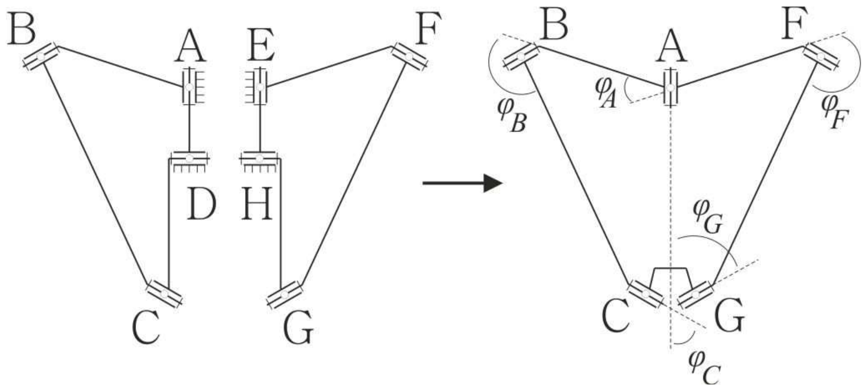


Рис. 1.4 Принцип образования пространственного 5R механизма Миярда

Бинг Ли в работе [108] исследует кинематику разворачиваемых структур, построенных на базе механизма Миярда со структурными параметрами (1.1) и приводит формулы для определения углов поворота звеньев механизма (1.2):

$$\begin{cases} \alpha_{AB} = \dfrac{\pi}{6}, \alpha_{BC} = \alpha_{GF} = \dfrac{\pi}{2} \\ \alpha_{FA} = \dfrac{5 \cdot \pi}{6}, \alpha_{CG} = \dfrac{2 \cdot \pi}{3} \\ BC = GF = 2 \cdot AB = 2 \cdot FA \end{cases} \tag{1.1}$$

$$\begin{cases} \tan \dfrac{\varphi_B}{2} = \dfrac{\sin \frac{1}{2}(\frac{\pi}{2} + \alpha_{AB})}{\sin \frac{1}{2}(\frac{\pi}{2} - \alpha_{AB})} \cdot \tan \dfrac{\varphi_C}{2} \\ \varphi_C = \dfrac{1}{2}(\pi - \varphi_A), \\ \varphi_G = \varphi_C + \pi, \\ \varphi_F = 2 \cdot \pi - \varphi_B \end{cases} \tag{1.2}$$

Чен в работе [85] также исследует данный механизм и приводит структурные схемы механизмов, которые включают в себя два и более механизма Миярда (рис. 1.5). Основным свойством механизма является возможность разворачиваться в плоскую структуру и сворачиваться в компактный узел, поэтому Chen предлагает использовать сборки нескольких таких механизмов в аэрокосмической промышленности при конструировании антенн и солнечных панелей (рис. 1.6).

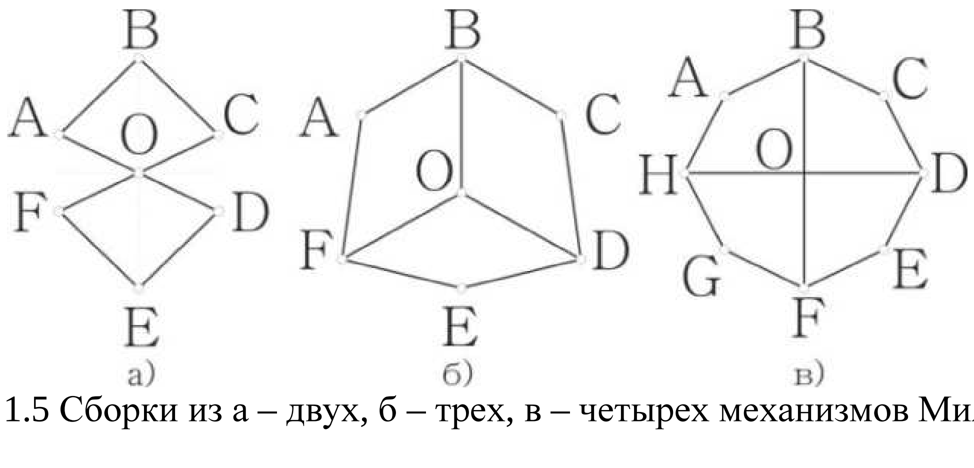


Рис. 1.5 Сборки из а – двух, б – трех, в – четырех механизмов Миярда

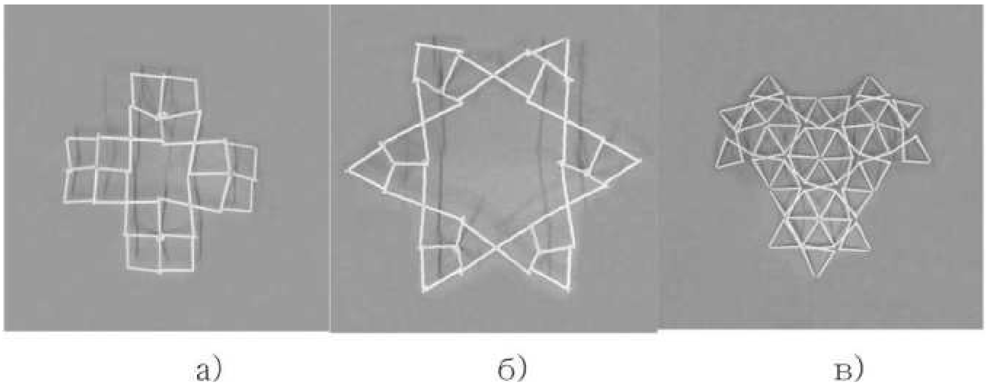


Рис. 1.6 Подвижные конструкции из а – 16, б – 18, в – 42 механизмов Миярда

Голдберг в 1943 году [91] сконструировал пространственный 5R механизм объединением двух механизмов Беннетта. Для получения механизма необходимо взять два пространственных 4R механизма с одинаковой парой звеньев AB=DC=EF=HG. Затем механизмы нужно расположить таким образом, чтобы звенья DC и EF совпали. В результате, после удаления из цепи шарнира C получится пространственный 5R механизм ABGHD (рис. 1.7).

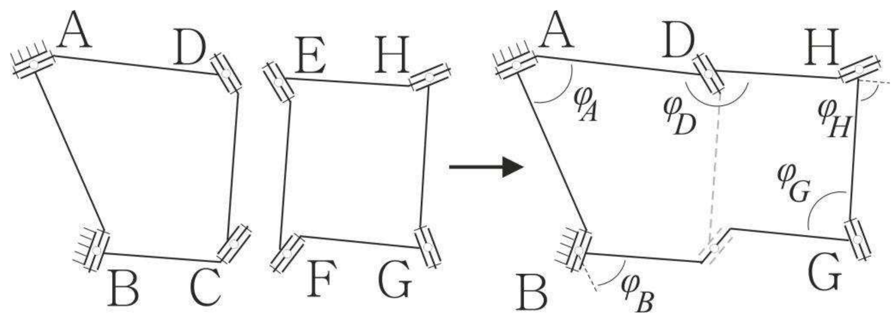


Рис. 1.7 Принцип получения 5R механизма Голдберга

Позже, Бейкер [71, 73] вывел приближенное уравнение этого механизма:

$$\begin{cases} \alpha_{AB} = \alpha_{GH} \\ \alpha_{BG} = \alpha_{HD} + \alpha_{DA} \\ \dfrac{\sin\alpha_{AB}}{AB} = \dfrac{\sin\alpha_{HD}}{HD} = \dfrac{\sin\alpha_{DA}}{LD} \end{cases} \qquad \begin{cases} \tan\dfrac{\varphi_B}{2} = \dfrac{\sin((\alpha_{DA}+\alpha_{AB})/2)}{\tan(\varphi_A/2)\cdot\sin((\alpha_{DA}-\alpha_{AB})/2)} \\ \tan\dfrac{\varphi_G}{2} = \dfrac{\tan(\varphi_A/2)\cdot\sin((\alpha_{HD}+\alpha_{AB})/2)}{\sin((\alpha_{HD}-\alpha_{AB})/2)} \\ \varphi_A+\varphi_H=\pi, \varphi_B+\varphi_G+\varphi_D=\pi \end{cases}$$

Используя такие же два пространственных 4R механизма ABCD и EFGH можно получить «сокращенный» механизм Голдберга [86]. Для этого, перед объединением, звенья EF и GH механизма EFGH необходимо поменять местами (рис. 1.8).

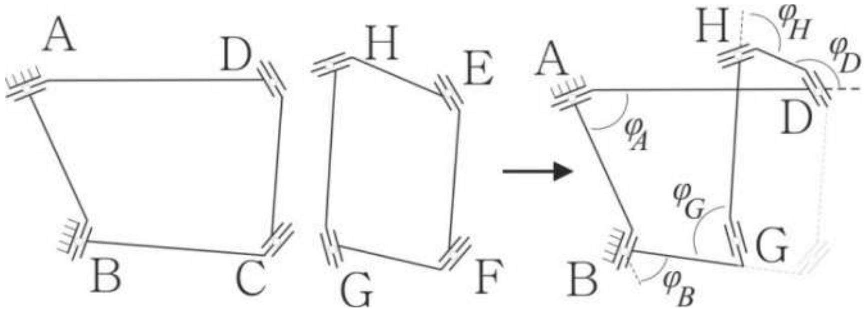


Рис. 1.8 Принцип получения «сокращенного» 5R механизма Голдберга

На базе двух 5R механизмов Голдберга ABCDE и FGHLM Волхарт [121] предложил принцип образования двойного 6R механизма Голдберга. Основным условием получения нового механизма является наличие двух идентичных звеньев DE=FG и CD=GH в механизмах Голдберга. Механизмы необходимо расположить таким образом, чтобы пара идентичных звеньев совпала. Тогда, после удаления шарнира D, образуется шестизвенный механизм ABCLME (рис. 1.9 а). Данный метод образования механизмов получил название CLP (англ. Common Link Pair – общая пара звеньев).

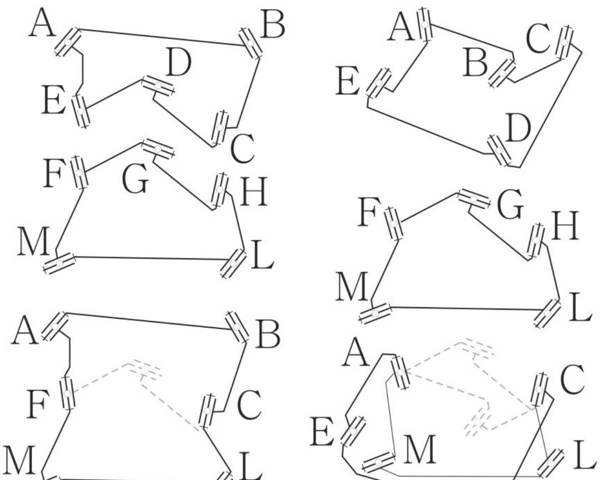


Рис. 1.9 Принцип образования двойного 6R механизма Голдберга
а – CLP методом, б – CBL методом

Сонг и Чен в работе [86] также предложили способ получения двойного 6R механизма Голдберга, но в основе их способа лежал метод CBL (англ. Common Bennett Linkage – общий механизм Беннетта). Основное отличие метода CBL в том, что совмещение двух 5R механизмов Голдберга ABCDE и FGHLM происходит таким образом, чтобы в результате образовался общий механизм Беннетта AGCB (рис. 1.9 б). В результате, после удаления шарниров G и B образуется шестизвенный механизм ACLMED.

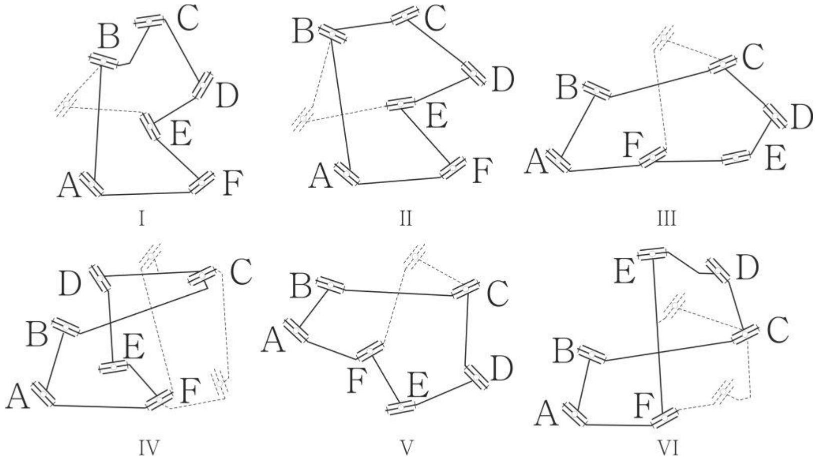


Рис. 1.10 Шесть типов двойных 6R механизмов Голдберга

Songи Чен [87], используя CLP и CBL методы, конструируют целое семейство двойных 6R механизмов Голдберга. Авторы выдвигают идею, что в пространственном 5R механизме можно выбрать различные пары смежных звеньев и использовать их для получения новых 6R механизмов. Используя данный подход, Сонг и Чен разрабатывают шесть типов пространственных 6R механизмов (рис. 1.10).

Наряду с представленными, исследованию 4R, 5R, 6R механизмов посвящены труды Альтмана [70], Бейкера [73-79], Диетмаера [88, 89], Ханта [93], Кузбаха [94], Кипера [96, 97], Мавродиса [99-103], МакКарти [104], Рагхавана [109], Савага [111], Сору [113], Викурата [114], Велдрона [115-119], Волхарта [120-125].

Другим направлением образования пространственных многозвенных шарнирных механизмов является создание пространственных складывающихся подвижных структур [84]. Под складывающимися структурами авторы понимают пространственные механизмы, которые могут сворачиваться в компактный вид (к примеру, для удобства транспортировки) и разворачиваться в жесткую конструкцию определенной формы для выполнения поставленных задач.

Для создания таких структур Чен и Ю используют способ, представленный на рисунке 1.11 а. Знаками «+» и «-» обозначены углы скрещивания α и β соответственно. Звенья EQ и HI соединяются между собой с помощью вращательной пары в точке E и с механизмом ABCD в точках I и Q. В результате, получаемый механизм AIEQ имеет единичную подвижность, так как удовлетворяет условиям существования механизма Беннетта. При этом звеня HI и AB параллельны друг другу. Указанным способом авторы конструируют цепь механизмов (рис. 1.11б) и получают сложную многозвенную подвижную структуру, которая может сворачиваться в компактный вид и разворачиваться в рабочее положение.

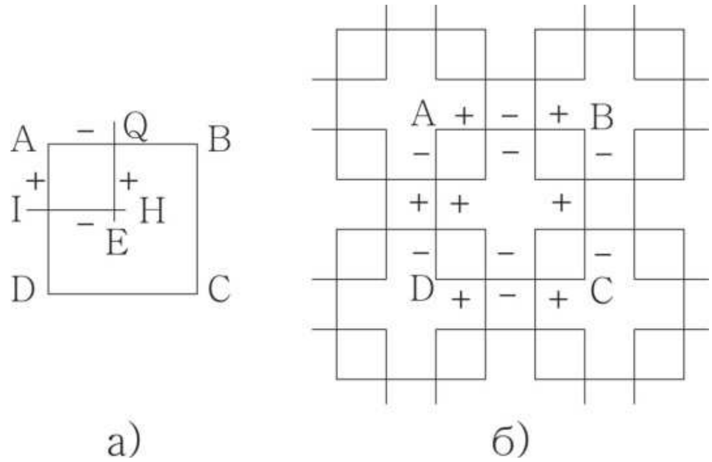


Рис. 1.11 Принцип образования разворачиваемых структур
а – принцип образования, б – цепь механизмов

Основываясь на работах Чен, Зору предлагает использовать пространственные складывающиеся структуры в архитектуре при возведении подвижных навесов в зданиях театров. Однако, как отмечает Зору, степень подвижности таких структур может быть больше единицы. Поэтому структурные элементы должны быть соединены сетью приводов, которые позволят обеспечить правильную работу всей сборной конструкции (1.12).

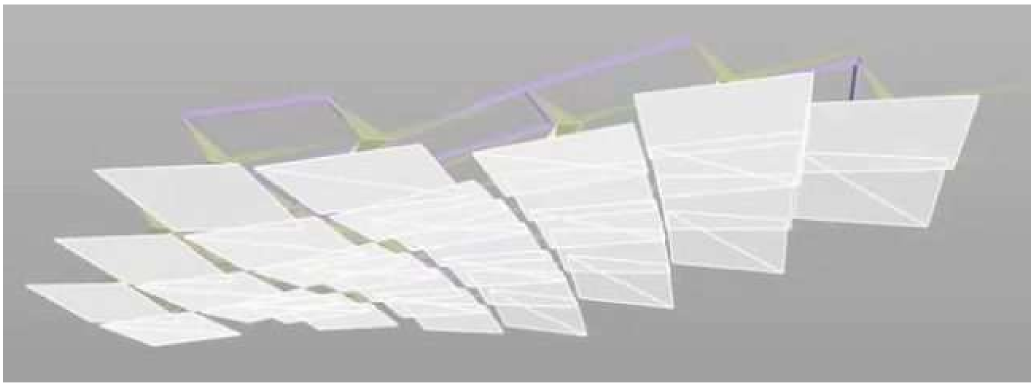


Рис. 1.12 Подвижная структура на базе пространственных nR механизмов

Таким образом, проведенный обзор зарубежных исследований позволяет сделать несколько выводов. Во-первых, важнейшую роль в исследованиях пространственных nR механизмов сыграли труды английского математика Беннетта [80-83]. Справедливо утверждать, что Беннетт стал родоначальником нового направления в синтезе пространственных механизмов особой структуры. Однако следует отметить, что сам Беннетт, как и другие зарубежные исследователи (Миард, Голдберг, Волхарт), рассматривали по большей части лишь теоретические аспекты синтеза и кинематики пространственных nR механизмов. В их работах недостаточно внимания уделено проектированию и изготовлению моделей этих механизмов. Мудров отмечал [53], что попытка применения моделей при изучении пространственных механизмов была сделана Брикаром и Гольдбергом [90-92]. Однако эти ученые использовали либо бумажные модели, либо модели, конструкция которых не позволяет достоверно воспроизвести кинематическую схему механизма с совпадающими концами кратчайших расстояний между осями шарниров смежных звеньев. Поэтому возможности моделей таких механизмов были сильно ограничены. Во-вторых, представленные способы образования пространственных 5R и 6R механизмов можно разделить на три направления: метод объединения двух и более механизмов Беннетта, метод разделения механизма Беннетта и метод наложения двух и более механизмов Беннетта. Первый метод является наиболее общим из всех и заключается в том, что объединяются либо одинаковые звенья механизма (механизмы Миярда, Гольдберга), либо шарниры (6R механизм Гольдберга). Второй метод – разделение механизма Беннетта отличается от первого тем, что мы делим существующий механизм и, в результате получаем новый «сокращенный» механизм. По сути, этот метод не отличается от первого, так как образуется, как отмечал Мудров [53], такая же комбинация из двух механизмов Беннетта. Последний метод является наиболее поздним в хронологическом порядке и связан с исследованиями Чена, Зору. Данный метод используется для создания подвижных пространственных складывающихся структур, каркасов быстро собираемых конструкций.

1.2 Исследования отечественных ученых

Основателем отечественной школы по теории механизмов и машин является русский математик, академик П. Л. Чебышев. Им была выведена формула, определяющая подвижность плоского рычажного механизма по числу звеньев механизма и количеству кинематических пар, образуемых этими звеньями. Его труды [66-68] послужили исходной точкой многих исследований по теории плоских механизмов.

Большой вклад в исследования плоских механизмов внес русский профессор Л. В. Ассур. В своих трудах [3, 4] он исследовал закономерности образования плоских рычажных механизмов, разработал методику разделения механизмов на составные части – группы звеньев, получивших название «группы Ассура».

Основоположником создания теории пространственных механизмов в целом можно считать академика В. П. Горячкина [17]. В своих работах он развивал такие фундаментальные вопросы, как теория масс и скоростей, теоретические основы расчета и построения сельскохозяйственных машин и орудий. Научные труды ученого до сих пор являются классическими в области технических наук.

Существенный вклад в развитие теории механизмов и машин в области структуры и кинематики механизмов внесли знаменитые ученые, такие как И. И. Артоболевский [1, 2], К. В. Фролов [62], П. И. Сомов [60, 61], А. П. Малышев [44], Л. Н. Решетов [57-59], Коловский М.З [36, 37], Н. И. Колчин [38, 39], В. А. Зиновьев [32, 33], Н. Г. Бруевич [6], Е. И. Воробьев [9], Ф. М. Диментберг [23-25], В. В. Добровольский [26, 27], А. Ф. Крайнев [40, 41], П. А. Лебедев [42], Н. И. Левитский [43], Х. Ф. Кетов [34].

В 1925 году инженер Томского технологического института В. В. Верховский независимо от зарубежных исследователей доказал возможность существования четырехзвенного пространственного механизма с цилиндрическими шарнирами, оси которых не параллельны и не пересекаются в одной точке [7]. Ученый определяет, что частным условием для подвижности такого механизма является равенство длин противоположных звеньев и углов накрестлежащих осей шарниров в этих звеньях. Верховский отмечает, что у полученного механизма будет отсутствовать равномерность передачи, при равномерном вращении звена, служащим ведущим кривошипом, получается неравномерное вращение ведомого кривошипа. Также такой механизм не имеет мертвой точки.

Позже, в работе [8] Верховский провел исследования шестизвенных пространственных шарнирных механизмов. В частности, он рассмотрел несколько новых шестизвенных механизмов и классифицировал их по трем основным группам (рис. 1.13):

1. механизмы первой группы: имеющие два пучка осей рядом расположенных шарниров, по три оси в каждом,
2. механизмы второй группы: имеющие симметричные противоположные звенья,
3. механизмы третьей группы: имеющие плоскость симметрии.

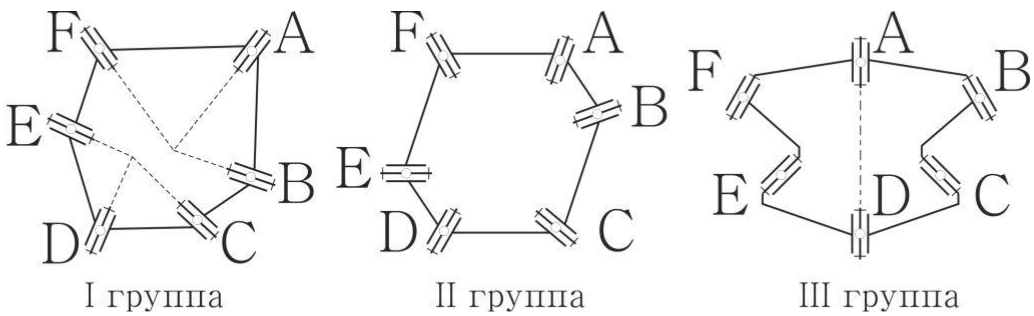


Рис. 1.13 Классификация 6R механизмов по Верховскому

Большой вклад в изучении пространственных nR механизмов внесли ученые Казанской Школы Механиков (по ТММ) Б. В. Шитиков, П. Г. Мудров [53], А. Г. Мудров [51], М. Г. Яруллин [69], А. П. Мудров [52], Ш. Г. Галиуллин [10, 11], И. М. Киямов [35], Б. К. Хуснутдинов [65]. В работе [53] Мудров пишет, что пространственные механизмы с вращательными парами можно получить простой комбинацией звеньев только с числом звеньев, равным семи. Механизмы же с меньшим числом звеньев возможны только при определенных согласованных геометрических параметрах. Для получения пространственных nR механизмов П. Г. Мудров так же, как и зарубежные исследователи, использует способ объединения четырехзвенников с вращательными парами. В частности, если взять два пространственных 4R механизма ABCD и EFGH с одинаковыми звеньями CD и FE и соединить их так, чтобы одинаковые звенья CD и FE совпали, то, объединив стойки и отбросив указанные звенья, можно получить пятизвенный механизм ABCGH с единичной подвижностью (рис. 1.14).

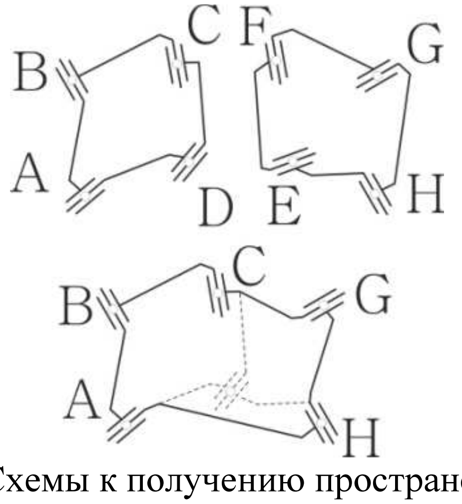
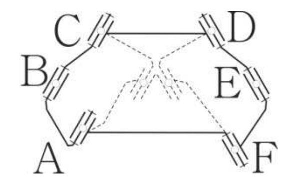
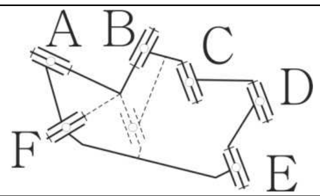
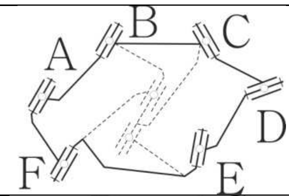
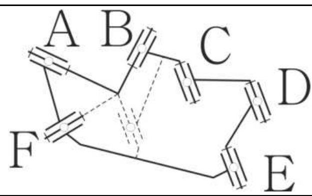
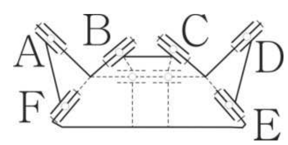
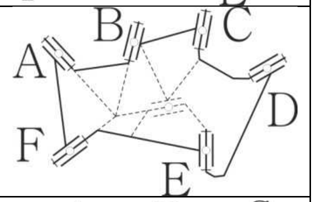
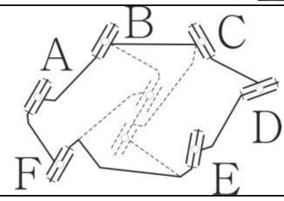
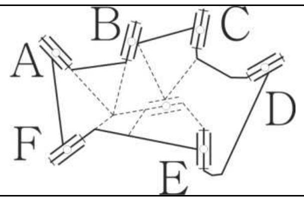
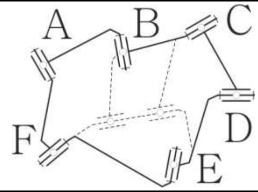


Рис. 1.14 Схемы к получению пространственного шарнирного пятизвенника по Мудрову

Ученый отмечает, что среди шарнирных четырехзвенников известны три вида механизмов: плоский 4R (с параллельными осями шарниров), сферический 4R (оси шарниров пересекаются в одной точке) и пространственный 4R (оси шарниров скрещиваются в пространстве). Комбинируя эти три типа известных механизмов, Мудров предлагает схемы к получению пространственных шестизвенных механизмов с вращательными парами. Варианты комбинаций представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1.

Схемы получения пространственных 6R механизмов комбинацией известных 4R механизмов

	Плоский 4R	Сферический 4R	Пространственный 4R
Плоский 4R			
Сферический 4R			
Пространственный 4R			

Отдельно стоит упомянуть способ получения пространственного 6R механизма объединением двух подобных механизмов Беннетта (рис. 1.15). Необходимо взять два подобных механизма ABKF и DCKE, у которых $l_{AB}/l_{BK}=l_{DC}/l_{CK},\alpha_{AB}=\alpha_{DC},\alpha_{BK}=\alpha_{CK}$, где $l_{AB},l_{BK},l_{DC},l_{CK}$ – длины звеньев AB, BK, DC и CK, $\alpha_{AB},\alpha_{DC},\alpha_{BK},\alpha_{CK}$ – углы скрещивания осей шарниров соответствующих звеньев. Если объединить данные механизмы так, чтобы совпали звенья BK и CK, FK и EK, то получится пространственный 6R механизм ABCDEF.

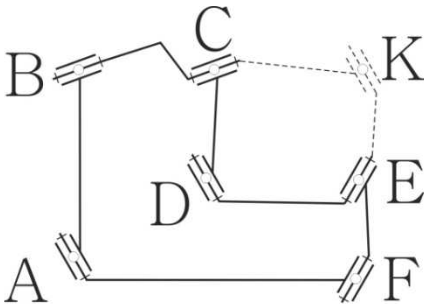


Рис. 1.15 Схема к получению 6R механизма объединением двух подобных 4R механизма

Особенностью полученного шестизвенного механизма является то, что звено AB всегда остается параллельно звену DC, а звено DE – звену AF. Звенья, связанные со стойкой AF всегда будут кривошипами и мертвых положений механизм иметь не будет.

П. Г. Мудров также рассматривает способ получения пространственного 6R механизма объединением трех механизмов Беннетта. Но, если Голдберг предлагает последовательное объединение 4R механизмов (рис. 1.16 а), то Мудров рассматривает еще и веерный принцип компоновки механизмов Беннетта (рис. 1.16 б). В полученных шестизвенниках оси шарниров комбинированных звеньев в общем случае перекрещиваются, в частном же случае могут быть параллельными или пересекаться. Звенья, связанные со стойкой, всегда будут кривошипами и мертвых положений механизмы иметь не будут.

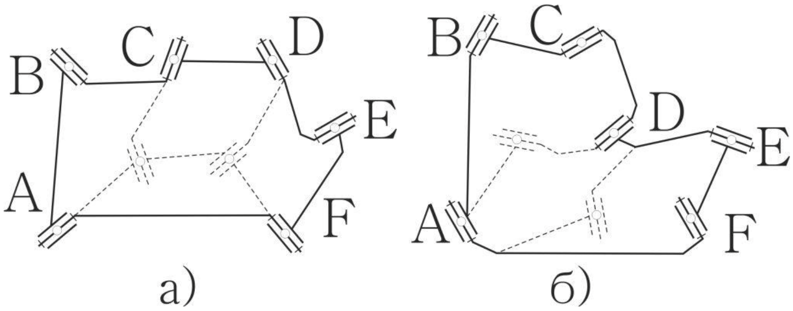


Рис. 1.16 Схема к получению 6R механизма объединением трех механизмов Беннетта а – последовательно, б - веерно

И в завершении, стоит также упомянуть способ получения пространственного 6R механизма объединением двух кривошипно-ползунных механизмов. Необходимо взять два кривошипно-ползунных механизма ABC и FED, звенья которых расположены в разных плоскостях. Если объединить соответственно ползуны этих механизмов и стойки в одно звено и отбросить направляющую, то получится пространственный 6R механизм ABCDEF единичной подвижности (рис. 1.17). Ученый отмечает, что шестизвенники, полученные рассмотренным способом, обладают хорошей жесткостью, простотой в изготовлении и могут с успехом применяться в машиностроении.

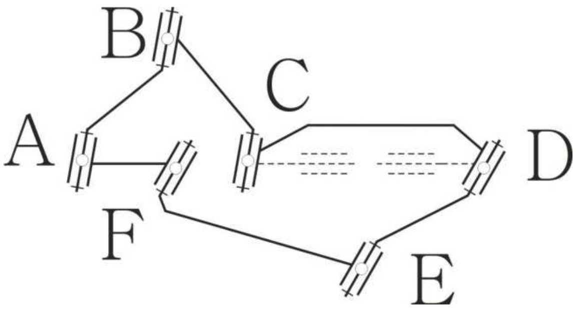


Рис. 1.17 Принцип получения шестизвенника
объединением двух кривошипно-ползунных механизмов

Большое внимание основам классификации, проблемам структурного синтеза и кинематического анализа механизмов уделено в работах профессора Дворникова [18-22]. В частности, в работе [21] ученый исследует проблему существования механизма Беннетта и приходит к выводу, что пространственный 4R механизм может быть построен на поверхности псевдосферы. При этом, ученый отмечает, что псевдосфера есть поверхность универсальная – на ней могут быть созданы все три вида четырехзвенных шарнирных кинематических цепей (рис. 1.18).

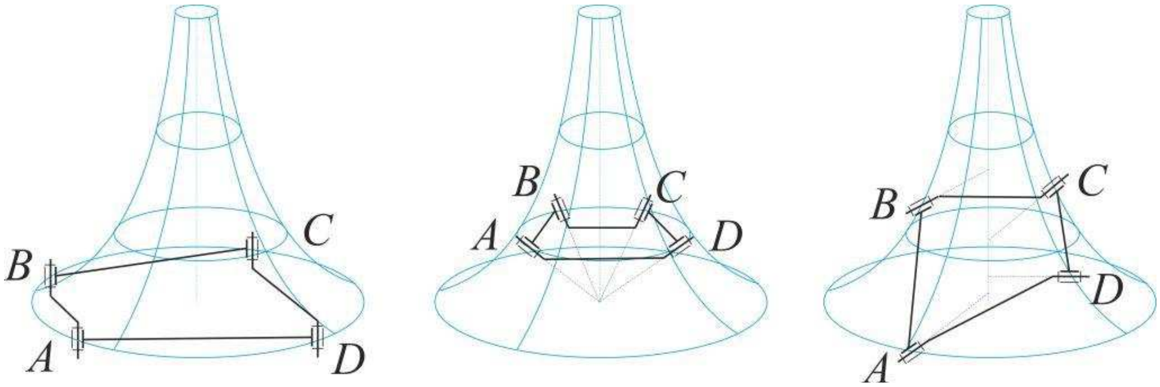


Рис. 1.18 Расположение четырехзвенных шарнирных кинематических цепей
на поверхности псевдосферы

Проблемами структуры, анализа и синтеза плоских и пространственных механизмов занимался также профессор Э. Е. Пейсах. В работах [54, 55] он решает задачу о положениях звеньев четырехзвенного пространственного рычажного механизма ВЦЦЦ (рис. 1.19). Механизм содержит одну вращательную и три цилиндрические кинематические пары, стойку 1, входное звено 2 и подвижные звенья 3 и 4. Величины $h_1, h_2, h_3, h_4, \mathrm{l}_{12}, \theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ – это постоянные параметры механизма, а величины $\varphi_{12}, \varphi_{23}, \varphi_{34}, \varphi_{41}, \mathrm{l}_{23}, \mathrm{l}_{34}, \mathrm{l}_{41}$ – переменные параметры. Ученый приходит к выводу, что наличие или отсутствие кривошипа или коромысла в механизме зависит от значений четырех постоянных угловых параметров $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$. При этом принадлежность механизма к одному из трех множеств (кривошипные механизмы, коромысловые механизмы, отсутствие механизма) определяется значением параметра $U_3 = \dfrac{|\sin\theta_3 \cdot \sin\theta_4| - |\cos\theta_3 \cdot \cos\theta_4 - \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2|}{|\sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2|}$, а существование трех семейств коромысловых механизмов определяются значениями параметров $U_1 = \dfrac{\sin\theta_3 \cdot \sin\theta_4 - (\cos\theta_3 \cdot \cos\theta_4 - \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2)}{\sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2}$ и $U_2 = \dfrac{-\sin\theta_3 \cdot \sin\theta_4 - (\cos\theta_3 \cdot \cos\theta_4 - \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2)}{\sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2}$.

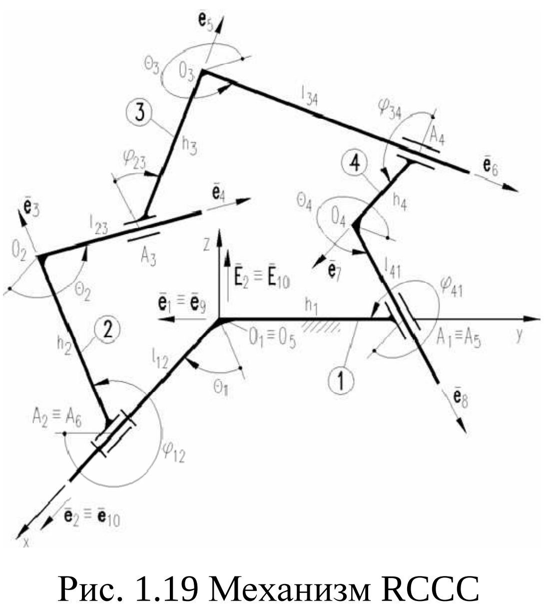


Рис. 1.19 Механизм RCCC

Большой вклад в развитие научного направления, связанного с разработкой алгоритмов синтеза и анализа многоконтурных механизмов параллельной структуры, внес профессор В. А. Глазунов. В своих работах [12-16] он исследует механизмы параллельно-последовательной, параллельно-переменной и параллельно-перекрестной структуры с двумя и более степенями свободы. Им предложен пространственный манипуляционный механизм роботов с шестью степенями свободы и кинематической развязкой (рис. 1.20). Устройство позволяет осуществлять обработку детали, закрепленной на конечном звене механизма. При этом установка позволяет совершать поступательные движения вдоль трех взаимно перпендикулярных осей, вращательное движение инструмента и два вращательных движения обрабатываемой детали.

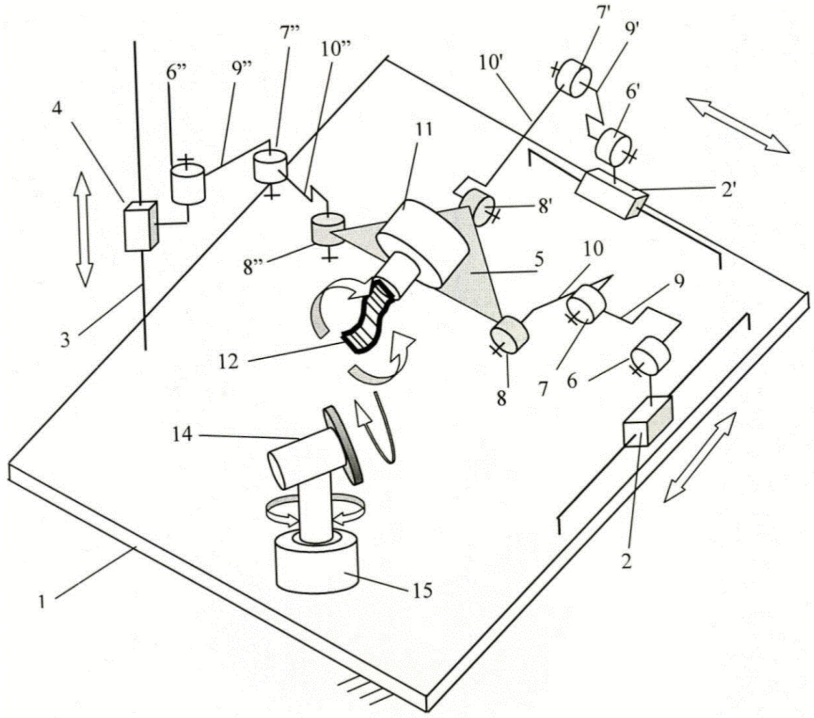


Рис. 1.20 Модульная робототехническая технологическая установка

Г.Н. Петров и А. Н. Евграфов в работах [28-31] исследуют пространственный шестизвенный механизм турбулентного смесителя (рис. 1.21). Механизм смесителя состоит из входного вала 1, вилки 2, колбы 3, вилки 4 и выходного вала 5. Перемешивание до однородного состояния сухих сыпучих порошков или жидкостей происходит в колбе 3. Авторы выполняют геометрический и кинематический расчет механизма, вычисляют коэффициент неравномерности вращения выходного звена и, приходят к выводу, что работа механизма смесителя возможна лишь на сравнительно малых скоростях из-за больших инерционных нагрузок.

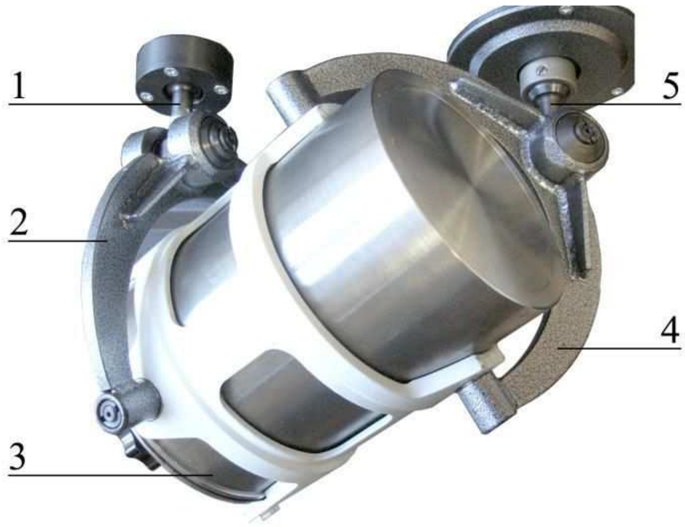


Рис. 1.21 Пространственный 6R механизм турбулентного смесителя

Таким образом, резюмируя описанные способы получения пространственных механизмов отечественными авторами можно сделать несколько выводов.

Во-первых, приведенный обзор показывает, что исследования зарубежных и отечественных ученых велись параллельно и в большей степени независимо друг от друга. К примеру, Беннетт и А. В. Верховский дают аналитическое доказательство существования пространственного 4R механизма с интервалом в 22 года (1903 г. и 1925 г. соответственно). При этом Л. Т. Дворников в работе [21] анализирует данный механизм и подчеркивает, что Верховский не ссылался в своей статье на Беннетта и создал четырехзвенник вполне независимо. Дворников отмечает, что пространственный 4R механизм справедливо называть механизмом Беннетта-Верховского, что встречается в некоторых публикациях на эту тему на русском языке. Такую же аналогию можно провести и с пространственными 5R и 6R механизмами. Как показывает обзор, американский ученый Гольдберг в 1943 году предлагает способ получения 5R и 6R механизмов. В нашей стране, отмечает Мудров, такие же механизмы независимо от Гольдберга были предложены Б. В. Шитиковым.

Во-вторых, собрав воедино известные пространственные nR механизмы и расположив их в хронологическом порядке по дате упоминания в научных трудах, мы построили хронологическую таблицу появления nR механизмов (рис. 13). Проведем небольшой анализ. Первые упоминания о пространственных nR механизмах появились еще в XIX веке. Об этом свидетельствуют работы Саррюса и Брикарда. При этом интервал между механизмами Саррюса и Брикара составляет более 40 лет. XX век можно охарактеризовать как «век расцвета» пространственных «одиночных» шарнирных механизмов. Этим мы, прежде всего, обязаны работам Беннетта [80] и Верховского [7]. При этом если в первой половине века были предложены 4R и 5R механизмы, то вторая половина XX века вошла в историю как время синтеза целого семейства пространственных 6R механизмов. Об этом свидетельствуют «двойные» механизмы Гольдберга, 6R механизмы Мудрова и Верховского. В XXI же веке исследования механизмов продолжилось в направлении синтеза сложных многозвенных подвижных структур. При этом составными элементами сложных структур являются все те же 4R, 5R и 6R механизмы. Таким образом, по хронологической таблице можно четко проследить развитие исследований nR механизмов в направлении от создания 4R механизма в сторону синтеза сложных многозвенных структур.

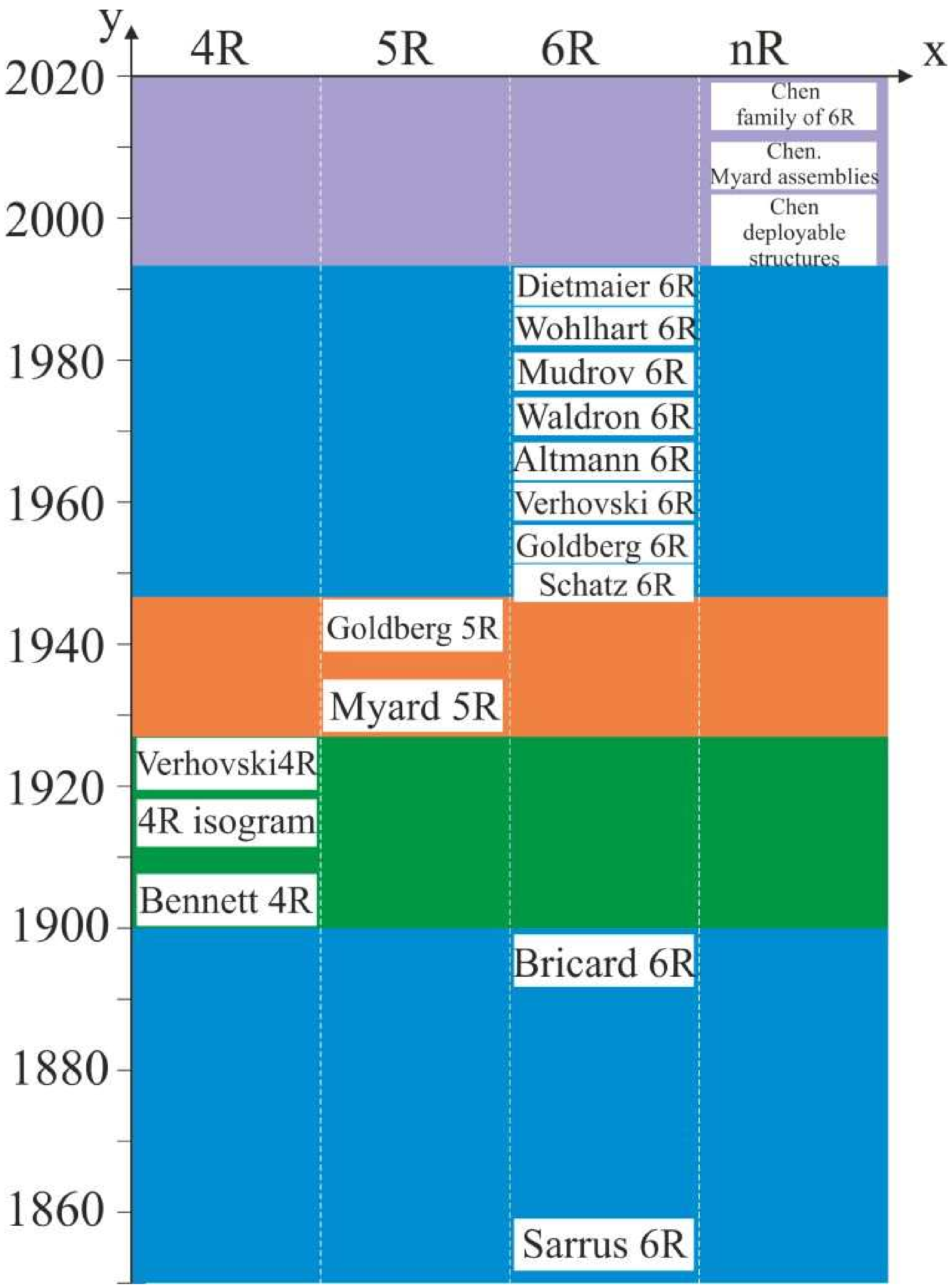


Рис. 1.22 Хронология исследований пространственных nR механизмов

Выводы по главе 1

1. На основании проведенного аналитического обзора установлено, что исследования направлены на создание способов синтеза и кинематического анализа одноподвижных nR механизмов. Получаемые траектории движения характерных точек и звеньев механизмов являются пространственными кривыми. Возможности механизмов для применения в мехатронных устройствах сильно ограничены.

2. На основании обзора установлено, что большинство исследований посвящено теоретическим аспектам синтеза и кинематики, недостаточно внимания уделено проектированию и изготовлению моделей изучаемых механизмов.

3. По результатам проведенного анализа составлена хронологическая таблица исследований пространственных nR механизмов. В таблице отражено развитие nR механизмов в направлении от создания 4R механизма в сторону синтеза сложных многозвенных структур.

ГЛАВА 2. СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОБРАЗОВАНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ NR МЕХАНИЗМОВ И РАЗРАБОТКА КЛАССИФИКАЦИИ ПО СПОСОБАМ СИНТЕЗА

В данной диссертационной работе под термином «классификация» понимается осмысленный порядок nR механизмов, разделенных на разновидности согласно важным признакам. За основу классификации принята структура механизмов и способы их образования. В данном разделе приводится короткий анализ публикаций, посвященных классификации пространственных механизмов. В заключении представлена собственная классификация пространственных nR механизмов по двум основным признакам: по структуре и по способу образования. Классификация объединяет в себе опыт предшественников и систематизирует известные на сегодняшний день пространственные механизмы с вращательными парами.

2.1 Исследования структуры механизмов по Грасгофу

К одной из первых попыток классифицировать шарнирные механизмы можно отнести теорему Грасгофа о шарнирном четырехзвеннике (рис. 2.1). Данная теорема определяет условия существования кривошипа в плоском 4R механизме и может быть сформулирована следующим образом: «Непрерывное вращательное движение одного из звеньев возможно лишь в таком плоском 4R механизме, у которого сумма длин наибольшего и наименьшего звеньев не превышает сумму длин двух других звеньев». На представленном рисунке 2.1 в механизмах s – кратчайшее звено, l– самое длинное звено, p,q – два других звена.

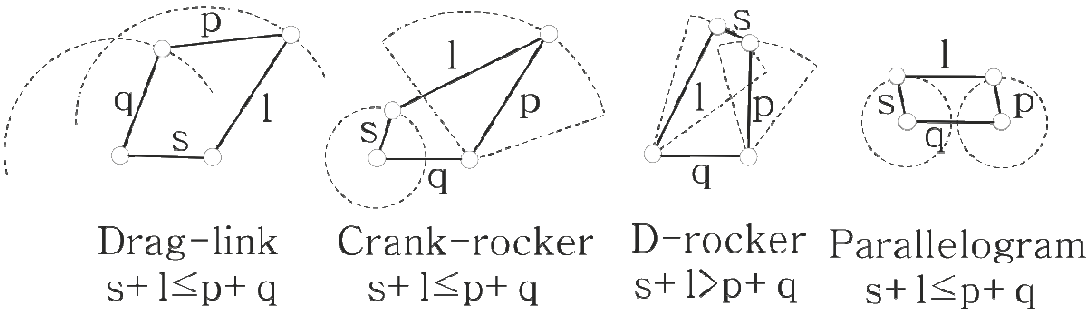


Рис. 2.1 Условие Грасгофа для плоского 4R механизма

Если условие Грасгофа выполняется, то в результате получится механизм одного из трех типов:

1. кривошипно-кривошипный (с неравномерным вращением ведомого кривошипа),
2. кривошипно-балансирный,
3. кривошипно-кривошипный (тип параллелограмм).

Если же условие Грасгофа не выполняется, то полученный механизм будет иметь два балансира.

2.2 Анализ исследований структуры механизмов по Ларошеллю

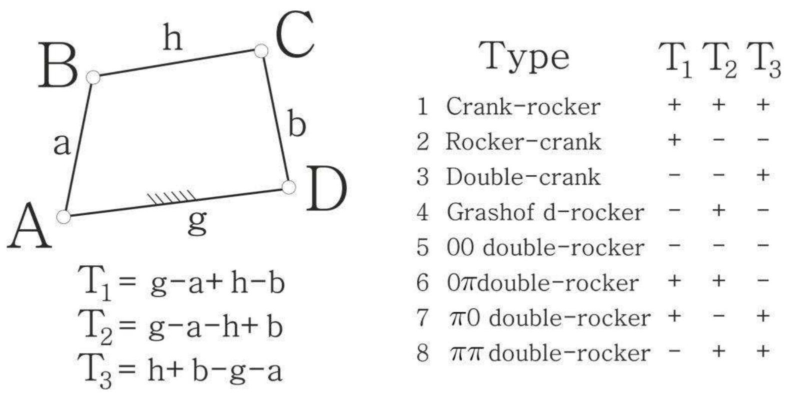
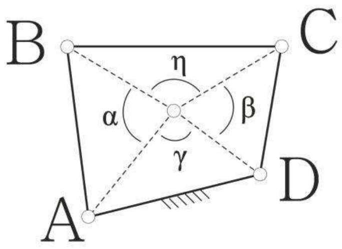


Рис. 2.2 Виды плоского 4R механизма

Интересный способ систематизации плоских и сферических шарнирных механизмов показал Larochelle [95]. Для классификации плоских механизмов автор воспользовался тремя параметрами T_1, T_2, T_3. Параметры зависят от длин звеньев механизма и могут принимать положительное, отрицательное и нулевое значения. Автор получил 27 типов плоских 4R механизмов для различных значений параметров T_1, T_2 и T_3. Из них 19 типов – сворачиваемые плоские четырехзвенные механизмы (когда один из параметров T_i равен нулю). Остальные 8 типов полученных плоских 4R механизмов представлены на рисунке 2.2.



$T_1 = \gamma - \alpha + \eta - \beta$

$T_2 = \gamma - \alpha - \eta + \beta$

$T_3 = \eta + \beta - \gamma - \alpha$

$T_4 = 2\pi - \eta - \beta - \gamma - \alpha$

	Type	T_1	T_2	T_3	T_4
1	Crank-rocker	+	+	+	+
2	Rocker-crank	+	−	−	+
3	Double-crank	−	−	+	+
4	Grashof d-rocker	−	+	−	+
5	00 + double-rocker	−	−	−	+
6	0π + double-rocker	+	+	−	+
7	$\pi 0$ + double-rocker	+	−	+	+
8	$\pi\pi$ + double-rocker	−	+	+	+
9	Crank-rocker	−	−	−	−
10	Rocker-crank	−	+	+	−
11	Double-crank	+	+	−	−
12	Grashof d-rocker	+	−	+	−
13	00 + double-rocker	+	+	+	−
14	0π + double-rocker	−	−	+	−
15	$\pi 0$ + double-rocker	−	+	−	−
16	$\pi\pi$ + double-rocker	+	−	−	−

Рис. 2.3 Виды сферического 4R механизма

Аналогичный метод автор использует и для классификации сферических механизмов. Параметры T_1, T_2, T_3 и T_4 зависят от углов пересечения осей звеньев сферического механизма и определяют тип механизма. Автор получил 81 видов сферических механизмов, 65 из которых – сворачиваемые. Остальные 16 типов сферических механизмов представлены на рисунке 2.3.

2.3 Анализ классификации структуры механизмов по Голдбергу

В середине XX века Голдберг опубликовал статью [90], в которой попытался систематизировать знания о шарнирных механизмах, известных на тот момент. В своих рассуждениях он отталкивался от того, что шарнирный механизм можно представить как «многогранную цепь», в которой звенья механизма заменяются плоскостями, соединенные между собой вращательными кинематическими парами. Анализируя его работу, составлена классификация известных шарнирных механизмов середины XX века, которую можно считать классификацией Голдберга (рис. 2.4).

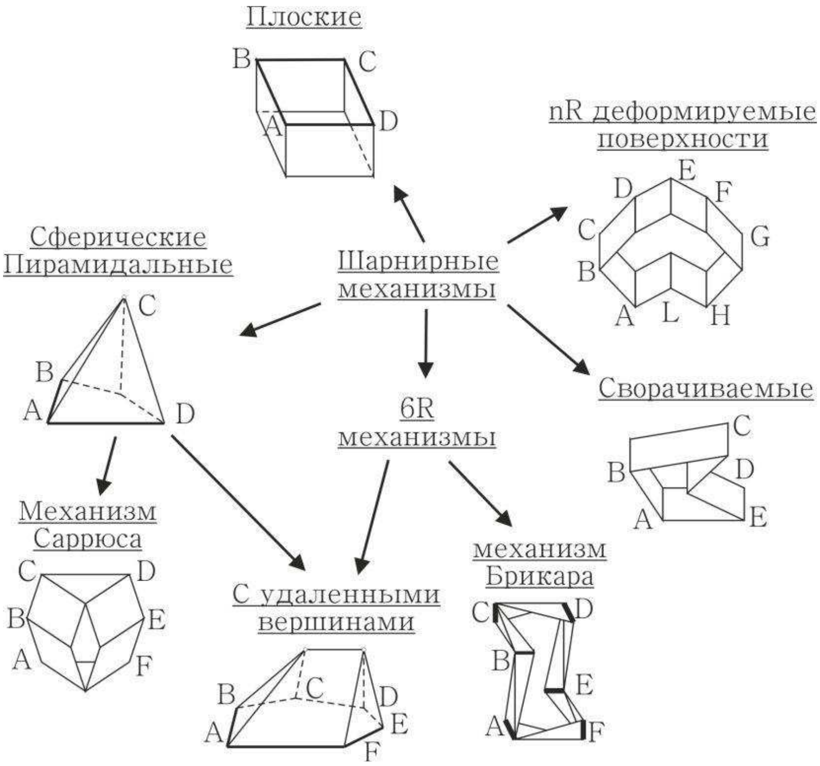


Рис. 2.4 Классификация шарнирных механизмов по Голдбергу

Плоские механизмы были рассмотрены им как упрощенный случай пространственных механизмов. Каждое звено можно представить как плоскость, содержащую звено механизма. В этом случае движение плоскости оставалось аналогичным движению звеньев. Такие механизмы также получили название «призматические деформируемые поверхности». Сферические механизмы рассматривались как соединение звеньев, представляющие собой дугу окружности, лежащей на сфере. Все оси кинематических пар проходили через центр данной сферы. Если все звенья в таком механизме заменить плоскостями, то получится многогранный механизм, все плоскости которого проходят через одну точку. Такие механизмы получили название «пирамидальные механизмы», либо «пирамидальные деформируемые поверхности». Под сворачиваемыми же Голдберг понимал такие механизмы, звенья которых в определенных момент движения располагаются на одной плоскости. При этом механизмы могут иметь единичную сворачиваемость (механизм Саррюса), либо двойную (механизм Брикарда).

2.4 Классификация механизмов по структуре

Таким образом, на основании проведенного анализа составлена классификация пространственных nR механизмов (рис. 2.5). В классификации представлена группировка приведенных в обзоре пространственных механизмов по двум основным признакам: структурные параметры и способ образования. Механизмы разделены на группы по количеству звеньев, входящих в состав механизма: 4R, 5R, 6R и nR. В каждой группе механизмы объединены по методам синтеза. Группа «4R» механизмов представлена двумя типами: параллелограмм Беннетта и антипараллелограмм Беннетта. Методом объединения данных видов механизмов получена группа «5R» пространственных механизмов. В группе «6R» представлены механизмы, полученные одним из шести методов синтеза: «4R+4R» - объединение двух пространственных четырехзвенников, «4R+4R+4R» - объединение трех пространственных четырехзвенников, «5R+5R» - объединение двух пространственных пятизвенных механизмов, механизмы, содержащие «пересечение осей» шарниров в нескольких точках, и механизмы, содержащие «признак симметрии» или «особые структурные элементы». В группу «nR» вошли механизмы, полученные методом многократного повторения одного типа механизма.

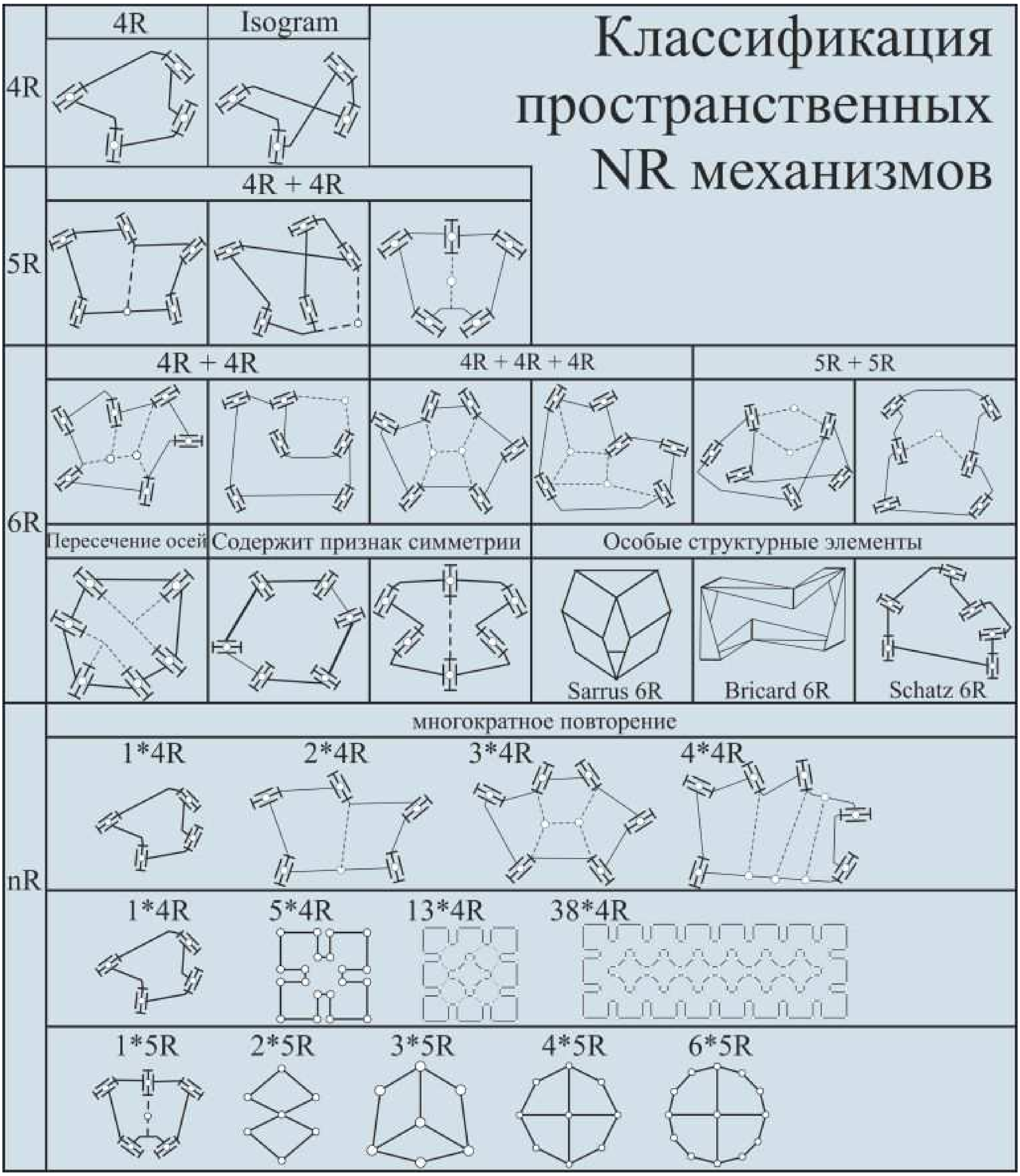


Рис. 2.5 Классификация пространственных nR механизмов по структуре

2.5 Классификация механизмов по способам образования

В предыдущем разделе была представлена классификация nR механизмов по структуре. В основу данной классификации легло четкое разделение механизмов на группы (4R, 5R, 6R и nR). А для того, чтобы описать механизмы с точки зрения способов образования, попробуем использовать другой подход. Представим себе популярный конструктор «Lego». Основная идея игры заключается в том, чтобы, используя большое количество различных простых «кирпичиков», собрать из них некую законченную конструкцию. При этом могут применяться как абсолютно идентичные детали, так и детали, имеющие различную форму и цвет.

Применив эту идею к механизмам с вращательными парами, можно сформулировать следующую подход: «Многократно объединяя между собой известные механизмы можно синтезировать сложные многозвенные конструкции с новыми свойствами и характеристиками». В основе данной формулировки лежат два ключевых момента. Во-первых, способ образования пространственных механизмов объединением известных механизмов. П.Г. Мудров брал за основу (плоский 4R, сферический 4R, пространственный 4R, кривошипно-ползунный) механизмы и пытался, методом объединения, образовать новые пространственные nR механизмы. В результате ученому удалось получить целое семейство шестизвенников с вращательными парами. При этом свойства полученных механизмов будут совмещать в себе свойства каждого базового механизма. Наглядный тому пример, шестизвенный механизм, полученный объединением сферического и плоского четырехзвенных механизмов. Звенья сферического механизма ABCD описывают траекторию движения, которая лежит на поверхности сферы в центром в точке O и радиусом OA. Звенья плоского механизма EFGH движутся в одной плоскости. В результате объединения данных механизмов можно получить 6R механизм ABCFGH (рис.2.6). При этом звено CF будет иметь траекторию, при которой шарнир C будет балансировать вокруг сферы с центром в точке O, а шарнир F будет перемещаться на плоскости FGH.

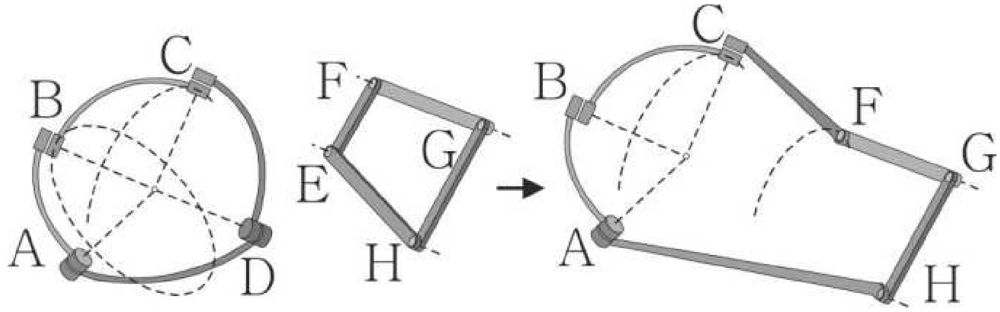


Рис. 2.6 Синтез сферического и плоского механизмов

Во-вторых, способ образования многократным объединением идентичных механизмов. В исследованиях в данной области впечатляющих результатов достигла Чен. Ей удалось получить сложные многозвенные подвижные конструкции, в основе которых лежит всего один механизм. Изменяя базовый механизм, но сохраняя сам принцип синтеза, ею были получены многозвенные подвижные структуры (рис. 2.7).

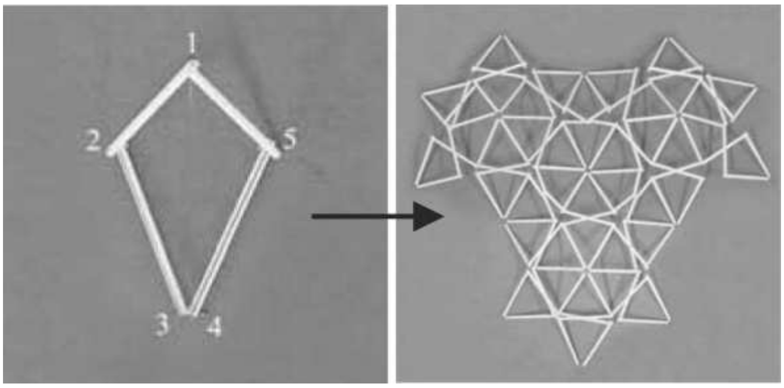


Рис. 2.7 Конструкции из механизмов Миарда.

Основываясь на данных рассуждениях, была построена классификация пространственных nR механизмов по способам образования (рис. 2.8).

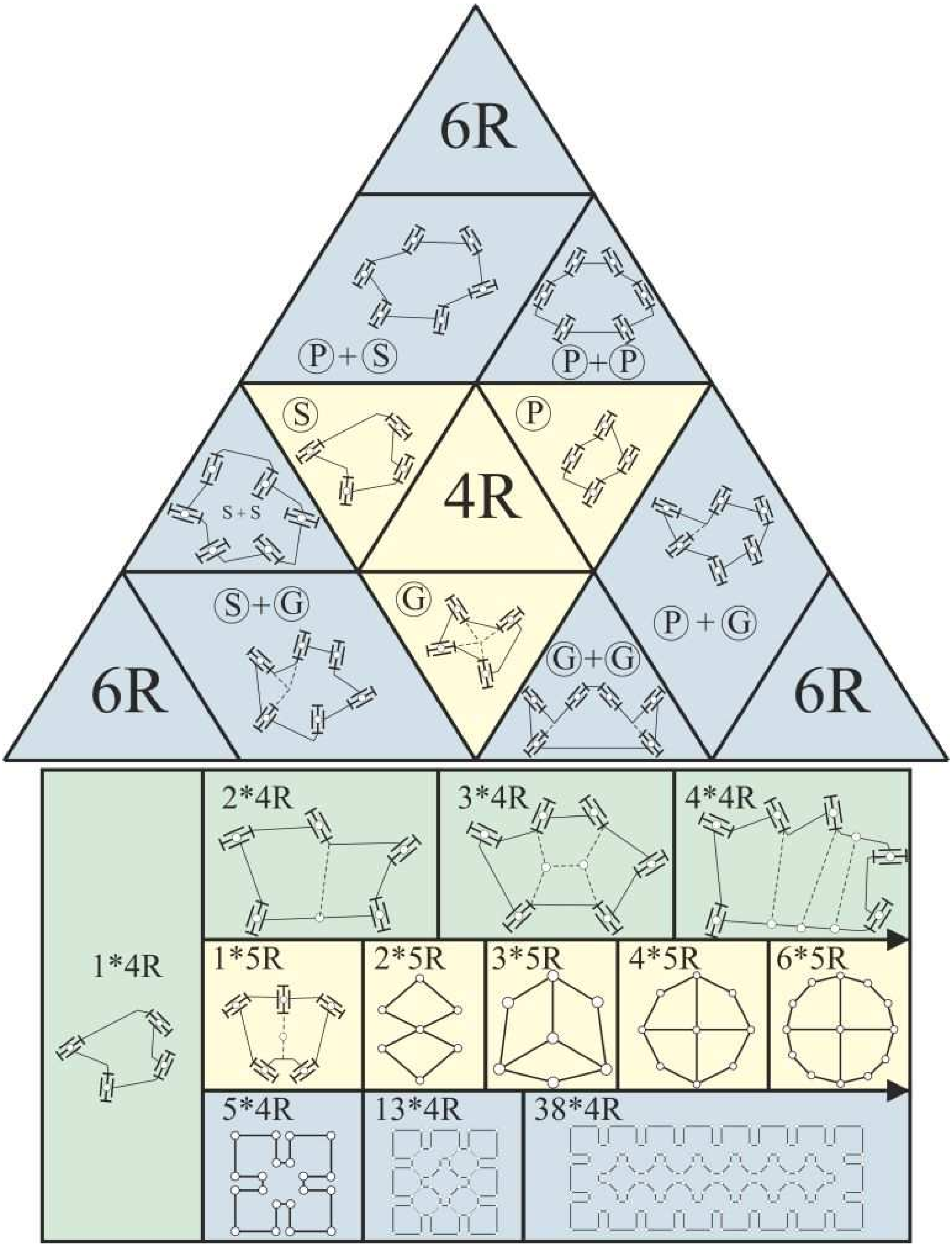


Рис. 2.8 Классификация пространственных nR механизмов

по способу образования

Выводы по главе 2

1. На основании проведенного системного анализа способов образования пространственных nR механизмов, составлена классификация пространственных nR механизмов по структурным параметрам. В классификации представлены 20 типов пространственных nR механизмов, которые разделены на группы по количеству структурных параметров. В каждой группе механизмы объединены в подгруппы на основе способов синтеза.
2. На основании системного анализа способов синтеза пространственных nR механизмов составлена классификация по способам образования. Классификация содержит 9 типов механизмов, которые объединены по способам синтеза на основе базовых плоских, сферических и пространственных 4R механизмов и их комбинационных сочетаний. В классификации также представлены 12 типов механизмов, которые объединены по способу синтеза путем многократного объединения одного базового механизма.

ГЛАВА 3. СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ NR МЕХАНИЗМОВ КАК БАЗОВЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

В главе рассматриваются вопросы структурно-параметрического синтеза и кинематического анализа трех типов nR механизмов: плоского, сферического и пространственного. Исследуются подвижность механизмов, кинематика ведомого звена, виды и модификации. Определяются траектории движения, рабочие зоны и мертвые положения.

3.1 Об управлении механизмами

При исследовании механизмов с точки зрения мехатроники одним из основных задач являются вопросы, связанные с их управлением. Авторы в работе [5] приводят классификацию мехатронных модулей движения, в основе которой закладывают уровень интеграции составляющих компонентов. Они выделяют три поколения модулей движения (рис. 3.1):

Модули первого поколения представляют собой объединение двух исходных элементов. Примером такого модуля служит «мотор-редуктор», в котором редуктор и двигатель объединены как единое устройство. Основное назначение модуля – сообщать непрерывное вращательное движение с определенным крутящим моментов на выходной вал редуктора.

Модули движения второго поколения включают в себя интеграцию трех устройств различной природы: механических, электротехнических и электронных. Мехатронный модуль включает в себя управляемый двигатель, механическое и информационное устройства. Информационное устройство представлено датчиками обратной связи, а также электронными блоками для обработки и преобразования сигналов.

Модули третьего поколения – самостоятельное устройство, построенное объединением двигательной механической, информационной, электронной и управляющей частей. По сравнению с модулями второго поколения, в конструкцию дополнительно встраиваются управляющие и электронные устройства, которые придают модулю движения интеллектуальные свойства.

Рис. 3.1 Классификация модулей движения
согласно Бриндтфельдту и Гринько

Таким образом, если модули движения первого поколения могли обеспечить непрерывное вращательное движение, то новое поколение модулей позволяет точно позиционировать угол поворота выходного вала и управлять им в требуемом диапазоне значений. Поэтому при исследовании кинематики механизмов следует уделить внимание рассмотрению следующих аспектов:

1. Степень подвижности механизма. С точки зрения мехатроники степень подвижности определяет количество источников движения, которое необходимо для управления механизмом. Увеличение степени подвижности механизма приводит к усложнению логики работы приводов, появляются задачи, связанные с синхронизацией работы модулей движения.

2. Кинематика звеньев механизма. Ведущие звенья в nR механизмах могут являться как кривошипами, так и балансирами. Для управления ими

требуются разные типы источников движения. Поэтому исследование кинематики звеньев, определение зависимостей их движения от вращения ведущего звена является одной из первостепенных задач кинематического анализа.

3. Кинематика характерных точек. Одним из применений мехатронных и робототехнических устройств, используемых в производстве, являются задачи, связанные либо с перемещением объектов в пространстве с переменными скоростями и ускорениями, либо с позиционированием на объектах сложной геометрической формы. Поэтому особое внимание необходимо уделить исследованию кинематики характерных точек изучаемых механизмов, определению траекторий их движения, скоростей и ускорений.

3.2 Плоский 4R механизм

Плоский четырехзвенный механизм является одним из самых простых и наиболее исследованных шарнирных механизмов. Подвижность механизма по формуле Чебышева определяется как:

$$W = 3\cdot(n-1) - 2\mathrm{p} = 3\cdot(4-1) - 2\cdot 4 = 1,$$

где n – количество звеньев механизма, p – количество вращательных пар.

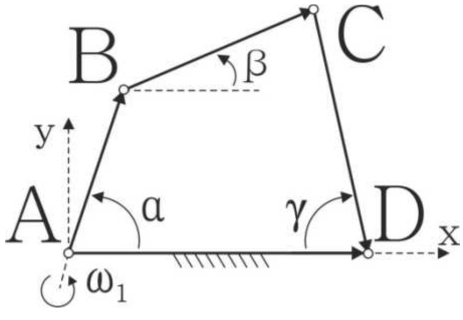


Рис. 3.2 Структурная схема плоского 4R механизма

Единичная подвижность означает, что управление механизма осуществляется одним источником, задающий вращательное движение ω_1

ведущему звену AB механизма ABCD (рис. 3.2). Тогда кинематика остальных звеньев будет зависеть от положения данного звена по отношению к стойке AD.

Для определения положения ведомого звена CD в функции ведущего звена AB изобразим на кинематической схеме векторный контур $\overline{ABCDA}$, имеющий уравнение:

$$\overline{AB}+\overline{BC}+\overline{CD}=\overline{AD}.$$

Оно же в проекциях на оси x и y:

$$\begin{cases} AB\cdot K_X^{AB}+BC\cdot K_X^{BC}+CD\cdot K_X^{CD}=AD\cdot K_X^{AD} \\ AB\cdot K_Y^{AB}+BC\cdot K_Y^{BC}-CD\cdot K_Y^{CD}=AD\cdot K_Y^{AD} \end{cases}.$$

Учитывая соответствующие направляющие косинусы, получим:

$$\begin{cases} AB\cdot\cos\alpha+BC\cdot\cos\beta+CD\cdot\cos\gamma=AD \\ AB\cdot\sin\alpha+BC\cdot\sin\beta-CD\cdot\sin\gamma=0 \end{cases}.$$

Решая систему уравнений относительно $\cos\gamma$ и $\sin\gamma$, найдем:

$$\cos\gamma=\frac{A\cdot C\pm\sqrt{B^2\cdot(\mathrm{A}^2+B^2-C^2)}}{\mathrm{A}^2+B^2}, \tag{3.1}$$

$$\sin\gamma=\frac{-B^2\cdot C\pm\sqrt{B^2\cdot(\mathrm{A}^2+B^2-C^2)}}{\mathrm{B}\cdot(\mathrm{A}^2+B^2)}, \tag{3.2}$$

где:

$$A=2\cdot CD\cdot(\mathrm{AB}\cdot\cos\alpha-\mathrm{AD}),$$

$$B=2\cdot AB\cdot CD\cdot\sin\alpha,$$

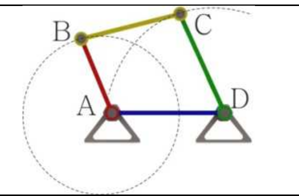
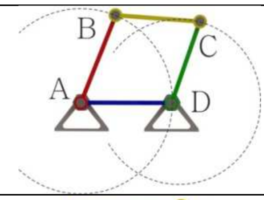
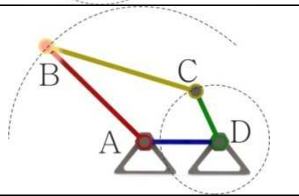
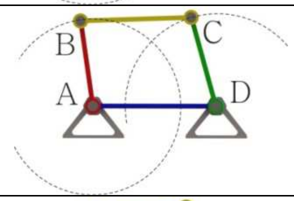
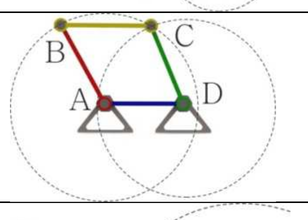
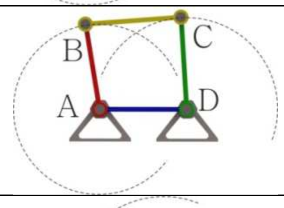
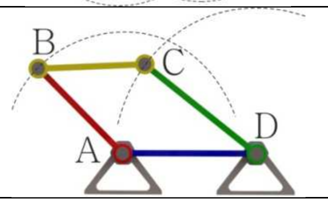
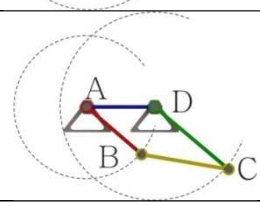
$$C=BC^2-AD^2-AB^2-CD^2+2\cdot AB\cdot AD\cdot\cos\alpha.$$

Анализ уравнений (3.1) и (3.2) показывает, что угол поворота γ ведомого звена CD зависит лишь от угла поворота α ведущего звена AB при заданных длинах звеньев механизма.

Соотношение длин звеньев также влияет и на наличие балансира в механизме. Классификация Larochelle демонстрирует возможные типы плоского 4R механизма, которые определяют взаимное движение звеньев. Для удобства восприятия и анализа спроектируем CAD-модель каждого типа плоского 4R механизма и, используя уравнение (3.1), определим зависимость вращения ведомого звена по отношению к ведущему. Результаты представлены в таблице 2.1.

Таблица 3.1.

Типы плоского 4R механизма

№	Тип механизма	Компьютерная модель	№	Тип механизма	Компьютерная модель
1	Crank-rocker		5	00 double-rocker	
2	Rocker-crank		6	0π double-rocker	
3	Double-crank		7	π0 double-rocker	
4	Grashof double-rocker		8	ππ double-rocker	

Анализ таблицы показывает, что лишь для двух видов механизмов «Crank-rocker» и «Double-crank» ведущее звено является кривошипом. Для их управления достаточно использовать модули движения первого поколения, способные обеспечивать непрерывное вращательное движение. Остальные 6 типов плоских 4R механизмов в своем составе имеют лишь балансиры. Для управления такими механизмами необходимо применять модули движения, способные позиционировать угол поворота выходного вала и управлять им в требуемом диапазоне значений. При этом характерные точки плоского механизма будут описывать траекторию движения, которая является плоской замкнутой кривой, либо приближенной к прямой (механизм Чебышева).

3.3 Плоский 5R механизм

Для расширения множества траекторий движения характерных точек, в структуру плоского 4R механизма добавим дополнительное звено и получим плоский пятизвенный механизм (рис. 3.3).

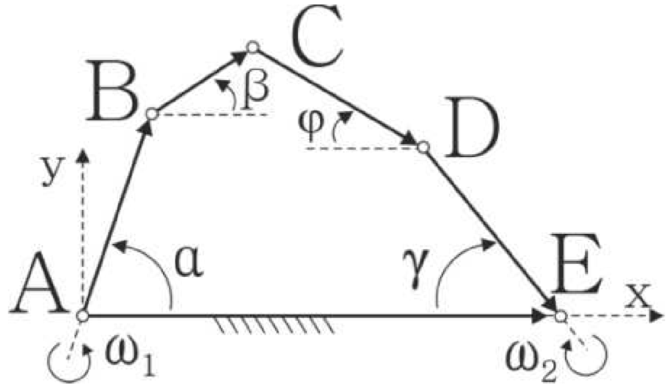


Рис. 3.3 Структурная схема плоского 5R механизма

Подвижность механизма равна:

$$W = 3 \cdot (n-1) - 2\text{p} = 3 \cdot (5-1) - 2 \cdot 5 = 2.$$

Подвижность $W = 2$ означает, что управление механизма можно обеспечить двумя модулями движения. Особый интерес, с точки зрения кинематики, в данном механизме представляет шарнир C. Для исследования её кинематики, рассмотрим замкнутый векторный контур $\overline{ABCDEA}$, имеющий уравнение:

$$\overline{AB} + \overline{BC} + \overline{CD} + \overline{DE} = \overline{AE},$$

Оно же в проекциях на оси *x* и *y*:

$$\begin{cases} AB \cdot K_X^{AB} + BC \cdot K_X^{BC} + CD \cdot K_X^{CD} + DE \cdot K_X^{DE} = AE \cdot K_X^{AE} \\ AB \cdot K_Y^{AB} + BC \cdot K_Y^{BC} - CD \cdot K_Y^{CD} - DE \cdot K_X^{DE} = AE \cdot K_Y^{AE} \end{cases}.$$

Учитывая соответствующие направляющие косинусы, получим:

$$\begin{cases} AB \cdot \cos\alpha + BC \cdot \cos\beta + CD \cdot \cos\varphi + DE \cdot \cos\gamma = AD \\ AB \cdot \sin\alpha + BC \cdot \sin\beta - CD \cdot \sin\varphi - DE \cdot \sin\gamma = 0 \end{cases}.$$

Найдем неизвестные $\cos\beta$ и $\sin\beta$:

$$\cos\beta = \frac{M \cdot S \pm \sqrt{P^2 \cdot (M^2 + P^2 - S^2)}}{M^2 + P^2}, \qquad (3.3)$$

$$\sin\beta = \frac{-P^2 \cdot S \pm \sqrt{P^2 \cdot (M^2 + P^2 - S^2)}}{P \cdot (M^2 + P^2)}, \tag{3.4}$$

где:

$$M = AE - AB \cdot \cos\alpha - DE \cdot \cos\gamma,$$
$$P = AB \cdot \sin\alpha - DE \cdot \sin\gamma,$$
$$S = \frac{M^2 + BC^2 + P^2 - CD^2}{2 \cdot BC}.$$

Значение угла β зависит от двух входных параметров: угол поворота α звена AB и угол поворота γ звена DE относительно стойки AE при заданных структурных параметрах механизма.

Положение шарнира C определим через векторное уравнение:

$$\overline{AB} + \overline{BC} = \overline{AC}.$$

Оно же в проекциях на оси *x* и *y*:

$$\begin{cases} C_X = AB \cdot K_X^{AB} + BC \cdot K_X^{BC} \\ C_Y = AB \cdot K_Y^{AB} + BC \cdot K_Y^{BC} \end{cases}.$$

Учитывая соответствующие направляющие косинусы, получим:

$$\begin{cases} C_X = AB \cdot \cos\alpha + BC \cdot \cos\beta \\ C_Y = AB \cdot \sin\alpha + BC \cdot \sin\beta \end{cases}. \tag{3.5}$$

Подставив в уравнение (3.5) значения $\cos\beta$ и $\sin\beta$ из уравнений (3.3) и (3.4), получим окончательный вид:

$$\begin{cases} C_X = AB \cdot \cos\alpha + BC \cdot \dfrac{M \cdot S \pm \sqrt{P^2 \cdot (M^2 + P^2 - S^2)}}{M^2 + P^2} \\ C_Y = AB \cdot \sin\alpha + BC \cdot \dfrac{-P^2 \cdot S \pm \sqrt{P^2 \cdot (M^2 + P^2 - S^2)}}{P \cdot (M^2 + P^2)} \end{cases} \tag{3.6}$$

Анализ уравнения (3.6) показывает, что в плоском 5R механизме положение шарнира C зависит от двух параметров: угол поворота α звена AB и угол поворота γ звена DE. Анализ CAD-моделей данных механизмов показывает, что траекторией движения точки C является область, форма которой зависит от структурных параметров механизма. На рисунке 3.4

представлены несколько вариантов рабочей области шарнира С при разных длинах звеньев механизма.

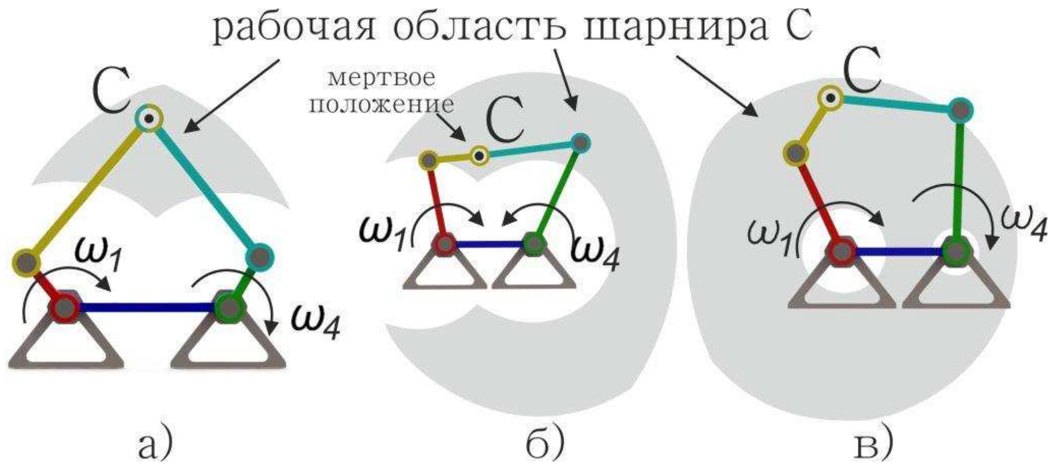


Рис. 3.4 Рабочая зона шарнира С плоских 5R механизмов

Прямицин И.Б. в работе [56] также исследует плоский двухподвижный 5R механизм и определяет рабочую зону характерной точки, взятой на продолжении звена ВС. Автор отмечает, что получаемая рабочая зона очень мала, что является главным недостатком роботов с замкнутой структурой. При изменении структурных параметров, можно добиться увеличения рабочей зоны. Однако, в этом случае в механизме могут появиться мертвые положения (рис. 3.4 б), для выхода из которых необходимо установить дополнительный внутренний двигатель.

Таким образом, добавлением нового звена в структуру механизма можно добиться расширения возможных траекторий движения характерных точек. Однако, наличие дополнительного звена может привести к появлению мертвых точек в механизме, что существенно усложняет решение задач, связанных с управлением.

3.4 Сферический 4R механизм

Особенностью структуры сферического механизма является пересечение осей шарниров всех звеньев в одной точке (рис. 3.5).

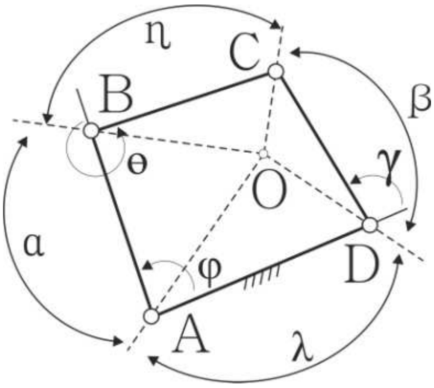


Рис. 3.5 Структурная схема сферического 4R механизма

Согласно Артоболевскому [2], для определения подвижности сферического механизма можно воспользоваться формулой Чебышева для плоских рычажных механизмов:

$$W = 3\cdot(n-1) - 2\text{p} = 3\cdot(4-1) - 2\cdot 4 = 1.$$

Положение механизма в пространстве определяется углом поворота φ ведущего звена AB относительно стойки AD. Ларошель [95] определяет зависимость вращения ведомого звена в функции ведущего как:

$$\gamma(\varphi) = \arctan(\frac{B}{A}) \pm \arccos(\frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2}}) \quad , \qquad (3.7)$$

где:

$$A = \sin\alpha\cdot\sin\beta\cdot\cos\lambda\cdot\cos\varphi - \cos\alpha\cdot\sin\beta\cdot\sin\lambda,$$

$$B = \sin\alpha\cdot\sin\beta\cdot\sin\varphi,$$

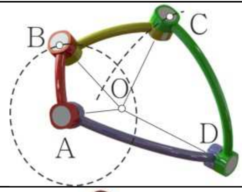
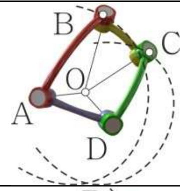
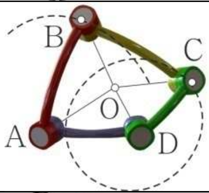
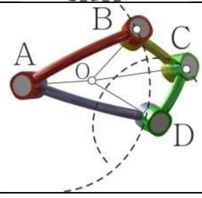
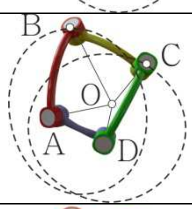
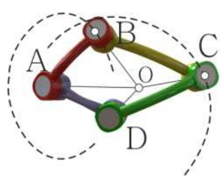
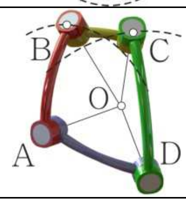
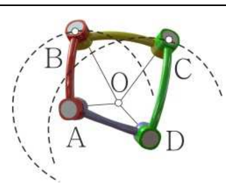
$$C = \cos\eta - \cos\alpha\cdot\cos\beta\cdot\cos\lambda - \sin\alpha\cdot\cos\beta\cdot\sin\lambda\cdot\cos\varphi.$$

Уравнение (2.7) показывает, что угол поворота ведущего звена зависит лишь от угла ведомого звена при заданных длинах звеньев механизма.

Так же, как и в случае плоского 4R механизма, Larochelle классифицирует сферические механизмы по типам взаимного движения звеньев. Спроектируем CAD-модель каждого типа сферического 4R механизма и представим результаты в виде таблицы (таблица 3.2).

Таблица 3.2.

Типы сферического 4R механизма

№	Тип механизма	Компьютерная модель	№	Тип механизма	Компьютерная модель
1	Crank-rocker		5	00 double-rocker	
2	Rocker-crank		6	0π double-rocker	
3	Double-crank		7	π0 double-rocker	
4	Grashof double-rocker		8	ππ double-rocker	

Анализ компьютерных моделей показывает, что траекторией движения шарниров В и С являются замкнутые кривые, либо окружности. Но, в отличие от плоских механизмов, траектории лежат на поверхности «базовой» сферы. А центром данной сферы является точка пересечения осей шарниров механизма (рис.3.6).

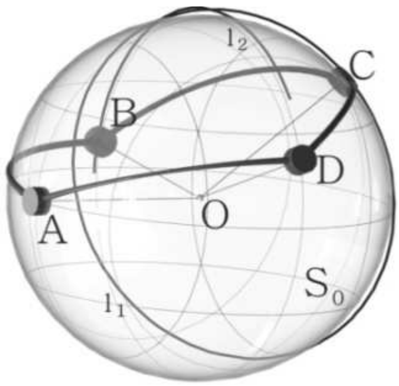


Рис. 3.6 Сферический механизм

с точкой пересечения осей в центре сферы

В нашей работе [50] показано, что точку пересечения осей можно расположить также и за пределами «базовой» сферы. На рисунке 3.7 представлена CAD-модель сферического механизма ABCD со стойкой AD и с центром пересечения осей в точке F, которая расположена за пределами базовой сферы S_0. Особенностью такого сферического механизма является то, что вершины B и C в момент времени t_0 лежат на поверхности базовой сферы S_0, однако при вращении ведущего звена AB движутся по траекториям l_1и l_2, которые лежат на поверхности других сфер.

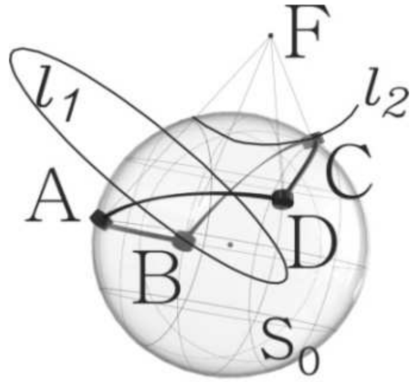


Рис. 3.7 Сферический механизм
с точкой пересечения осей вне сферы

Но в обоих случаях траекторией движения характерных точек механизма являются лишь замкнутые кривые, лежащие на поверхности сферы. И, возможности механизма в таком виде для применения в мехатронных системах, весьма ограничены.

3.5 Сферический 5R механизм

Как и в случае с плоскими механизмами, для «расширения» возможных траекторий точек сферических механизмов можно использовать метод добавления нового звена в структуру механизма (рис. 3.8).

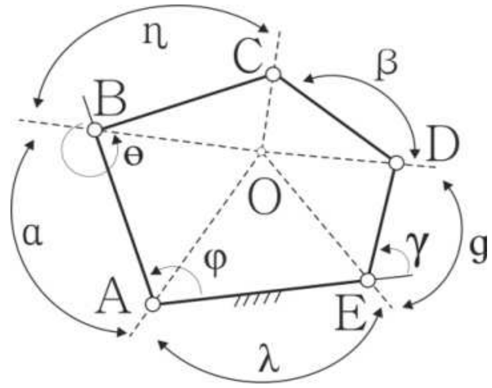


Рис. 3.8 Структурная схема сферического 5R механизма

Степень подвижности полученного механизма согласно Чебышеву:

$$W = 3\cdot(n-1) - 2\text{p} = 3\cdot(5-1) - 2\cdot 5 = 2.$$

Подвижность $W = 2$ означает, что управление механизмом можно обеспечить двумя модулями движения. Положение шарнира C зависит от двух параметров: угол поворота φ звена AB и угол поворота γ звена DE. Анализ CAD-моделей сферических 5R механизмов показывает, что траекторией движения шарнира C является область, форма которой зависит от длин звеньев механизма. Но, в отличие от плоского 5R механизма, траектории шарниров сферического 5R механизма лежат на поверхности сферы. На рисунке 3.9 представлены несколько вариантов рабочей области шарнира C для 5R сферического механизма ABCDE со стойкой AE.

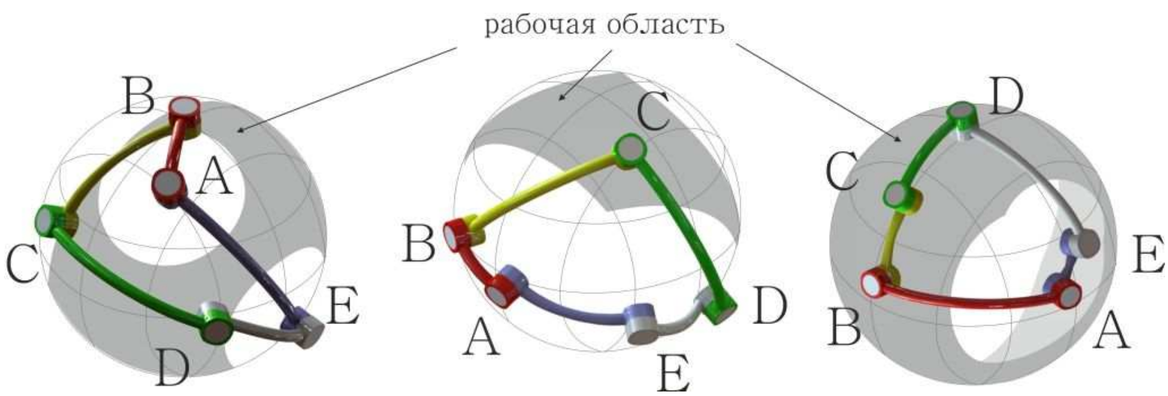


Рис. 3.9 Рабочая зона шарнира C сферических 5R механизмов

Как и в случае с плоским 5R механизмом, добавление дополнительного звена может привести к появлению мертвых положений. На рисунке 3.10 для одного и того же механизма ABCDE со стойкой AE представлены три мертвых положения, для выхода из которых необходимо установить дополнительный привод на шарниры B или C или D.

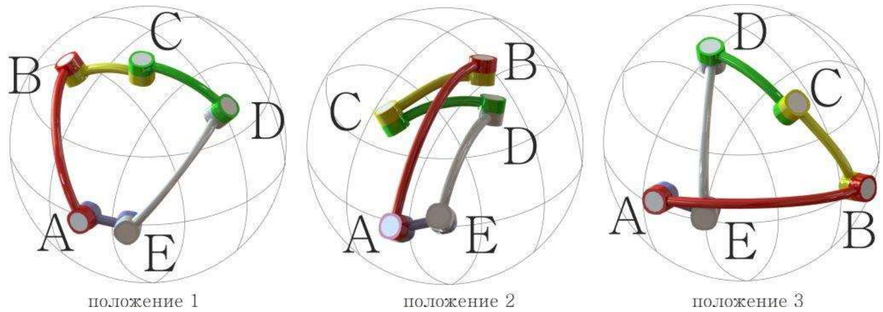


Рис. 3.10 Мертвые положения сферического 5R механизма

3.6 Пространственный 4R механизм

Пространственный четырехзвенный механизм, известный как механизм Беннетта, является одним из самых простых механизмов, способных передавать вращательное движение между непараллельными плоскостями. Механизм содержит четыре звена, связанных четырьмя вращательными парами (рис. 3.11).

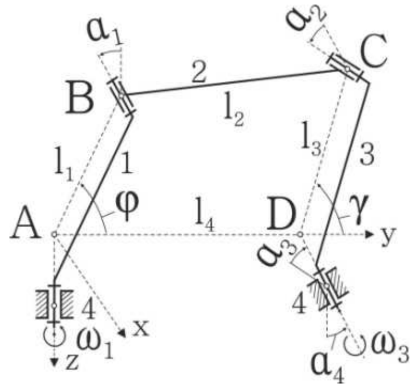


Рис. 3.11 Структурная схема пространственного 4R механизма

Подвижность механизма, согласно формуле Сомова-Малышева, определяется как:

$$W = 6 \cdot (n-1) - 5p = 6 \cdot (4-1) - 4 \cdot 5 = -2.$$

W = -2 означает, что замкнутая четырехзвенная кинематическая цепь должна быть жесткой конструкцией. Однако, на практике механизм подвижен и его подвижность обусловлена согласованными размерами структурных параметров:

1. длины кратчайших расстояний между осями кинематических пар противолежащих звеньев равны:

$$l_1 = l_3, l_2 = l_4$$

где:

l_1, l_3– длины кратчайший расстояний ведущего и ведомого кривошипов,

l_2, l_4 – длины кратчайший расстояний шатуна и стойки.

2. геометрические оси противоположных кинематических пар развернуты относительно друг друга на равные углы α_1 и α_3:

$$\alpha_1 = \alpha_3, \qquad \alpha_2 = \alpha_4,$$

где:

α_1, α_3 – углы скрещивания осей шарниров кривошипов,

α_2, α_4– угол скрещивания осей шарниров шатуна и стойки,

3. концы кратчайших расстояний звеньев совпадают,
4. выполняется равенство:

$$\frac{l_1}{l_2} = \pm \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}.$$

Таким образом, при выполнении вышеуказанных условий, подвижность механизма становится положительной. Тогда, согласно Мудрову, формулу определения подвижности для пространственного 4R механизма необходимо скорректировать:

$$W = 6 \cdot (n-1) - 5\text{p} + \text{s} = 6 \cdot (4-1) - 4 \cdot 5 + 3 = 1,$$

где S – число согласованных размеров. Для шестизвенных механизмов с вращательными парами S=1, для пятизвенных S=2и для четырехзвенных механизмов S=3. Однако Мудров отмечает, что общие приемы определения числа согласованных размеров пространственных механизмов не найдены и поэтому практическое использование структурной формулы для определения степени подвижности теряет смысл.

3.6.1. Кинематика ведомого кривошипа

Исследование кинематики ведомого кривошипа данного механизма подробно изложено в нашей работе [45]. Поэтому ниже приведем лишь основные результаты исследований.

Представим кинематическую схему четырехзвенника в виде замкнутого векторного контура $\overline{ABCDA}$, уравнение которого:

$$\overline{AB}+\overline{BC}+\overline{CD}=\overline{AD}.$$

Оно же в проекциях на оси x, y и z:

$$\begin{cases} AB\cdot K_X^{AB}+BC\cdot K_X^{BC}+CD\cdot K_X^{CD}=AD\cdot K_X^{AD} \\ AB\cdot K_Y^{AB}+BC\cdot K_Y^{BC}-CD\cdot K_Y^{CD}=AD\cdot K_Y^{AD} \\ AB\cdot K_Z^{AB}+BC\cdot K_Z^{BC}-CD\cdot K_Z^{CD}=AD\cdot K_Z^{AD} \end{cases}.$$

Учитывая, что $AB=CD=l_1$, $BC=AD=l_2$ и соответствующие направляющие косинусы, получим:

$$\begin{cases} -l_1\cdot\sin\varphi+l_2\cdot\sin\gamma\cdot\cos\alpha_1\cdot\cos\varphi-l_2\cdot\cos\gamma\cdot\sin\varphi=l_1\cdot\sin\gamma\cdot\cos\alpha_2 \\ l_1\cdot\cos\varphi+l_2\cdot\sin\gamma\cdot\cos\alpha_1\cdot\sin\varphi+l_2\cdot\cos\gamma\cdot\cos\varphi=l_2+l_1\cdot\cos\gamma \\ l_2\cdot\sin\alpha_1=l_1\cdot\sin\alpha_2 \end{cases}.$$

Решая систему уравнений относительно $\cos\gamma$ и $\sin\gamma$, найдем:

$$\cos\gamma=\frac{K_1\cdot\cos\varphi-K_2}{K_1-\cos\varphi\cdot K_2}, \tag{3.8}$$

$$\sin\gamma=\frac{\sin\varphi\cdot K_3}{K_1-\cos\varphi\cdot K_2}, \tag{3.9}$$

где:

$$K_1=l_2^2\cdot\cos\alpha_1+l_1^2\cdot\cos\alpha_2, \tag{3.10}$$

$$K_2=l_1\cdot l_2\cdot(\cos\alpha_1+\cos\alpha_2), \tag{3.11}$$

$$K_3=l_2^2-l_1^2. \tag{3.12}$$

Аналогичные уравнения (3.8) и (3.9) в 80-е годы XX века были получены профессором П.Г. Мудровым, однако входящие в состав этих уравнений параметры K_1, K_2, K_3 отличаются от принятых нами выражений (3.10, 3.11, 3.12):

$$K_1 = 1 - \cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2\,,$$
$$K_2 = \sin\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2\,,$$
$$K_3 = \cos\alpha_1 - \cos\alpha_2\,.$$

Как видно из уравнения (3.9), угол γ не пропорционален углу φ. Дифференцируя по времени данное уравнение, получаем угловую скорость:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot K_3}{K_1 - \cos\varphi \cdot K_2}\,, \qquad (3.13)$$

При $\omega_1 = const$ угловая скорость ω_2 ведомого кривошипа величина не постоянная и зависит от значения угла φ. Максимального значения по абсолютной величине ω_2 достигает при $\varphi = 0^\circ$ и имеет вид:

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1 \cdot K_3}{K_1 - K_2}\,,$$

а минимального при $\varphi = 180^\circ$ и имеет вид:

$$\omega_{2\min} = \frac{\omega_1 \cdot K_3}{K_1 + K_2}\,.$$

Тогда коэффициент неравномерности вращения ведомого кривошипа:

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{cp}} = \frac{2 \cdot K_2}{K_3}\,,$$

где $\omega_{cp} = \omega_1$.

Продифференцировав по времени выражение (3.13), получим угловое ускорение ведомого кривошипа:

$$\xi_2 = \frac{-\omega_1^2 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \sin\varphi}{(K_1 - K_2 \cdot \cos\varphi)^2}\,. \qquad (3.14)$$

Таким образом, полученные формулы (3.9, 3.13 и 3.14) позволяют определить положение, угловую скорость и угловое ускорение ведомого кривошипа по отношению к ведущему.

3.6.2. Модификации пространственного 4R механизма

Одним из условий существования пространственного 4R механизма является равенство:

$$\frac{l_1}{l_2} = \pm\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}. \tag{3.15}$$

Наличие знака ± в уравнении (3.15) указывает на то, что у механизма могут быть различные модификации в зависимости от сочетаний значения угла скрещивания геометрических осей кинематических пар соседних звеньев.

Согласно тригонометрическим формулам приведения имеем:

$$\sin(\pi-\alpha) = \sin\alpha, \tag{3.16}$$

$$\sin(\pi+\alpha) = -\sin\alpha, \tag{3.17}$$

$$\sin(2\cdot\pi-\alpha) = -\sin\alpha. \tag{3.18}$$

На основании формул (3.16-3.18) уравнение (3.15) можно представить следующим образом:

1) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}$,

2) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin(\pi-\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha'_2}$,

3) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin(\pi+\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha''_2}$,

4) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin(2\pi-\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha'''_2}$,

5) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(\pi-\alpha_1)}{\sin\alpha_2} = \frac{\sin\alpha'_1}{\sin\alpha_2}$,

6) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(\pi-\alpha_1)}{\sin(\pi-\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha'_1}{\sin\alpha'_2}$,

7) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(\pi-\alpha_1)}{\sin(\pi+\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha'_1}{\sin\alpha''_2}$,

8) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(\pi-\alpha_1)}{\sin(2\pi-\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha'_1}{\sin\alpha'''_2}$,

9) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(\pi+\alpha_1)}{\sin\alpha_2} = \frac{\sin\alpha''_1}{\sin\alpha_2}$,

10) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(\pi+\alpha_1)}{\sin(\pi-\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha''_1}{\sin\alpha'_2}$,

11) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(\pi+\alpha_1)}{\sin(\pi+\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha''_1}{\sin\alpha''_2}$,

12) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(\pi+\alpha_1)}{\sin(2\pi-\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha''_1}{\sin\alpha'''_2}$,

13) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(2\pi-\alpha_1)}{\sin\alpha_2} = \frac{\sin\alpha'''_1}{\sin\alpha_2}$,

14) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(2\pi-\alpha_1)}{\sin(\pi-\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha'''_1}{\sin\alpha'_2}$,

15) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(2\pi-\alpha_1)}{\sin(\pi+\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha'''_1}{\sin\alpha''_2}$,

16) $\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin(2\pi-\alpha_1)}{\sin(2\pi-\alpha_2)} = \frac{\sin\alpha'''_1}{\sin\alpha'''_2}$.

Используя полученные формулы, построим схему расположения углов скрещивания шарниров (рис. 3.12).

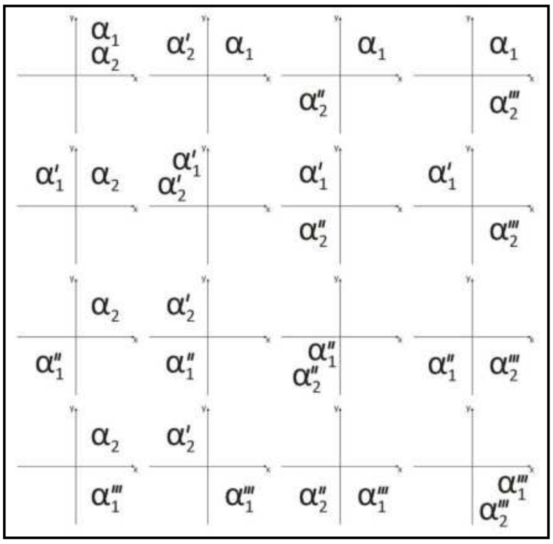


Рис. 3.12 Схема расположения углов скрещивания осей шарниров

Возьмем пространственный шарнирный четырехзвенный механизм со структурными параметрами l_1, α_1, l_2, α_2, причем $l_1 > l_2$ (рис. 3.13).

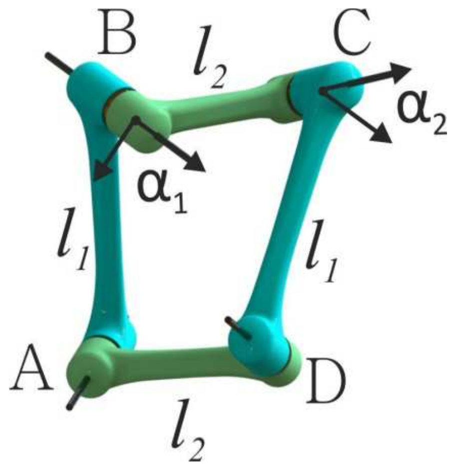


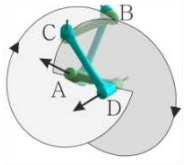
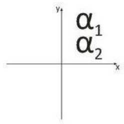
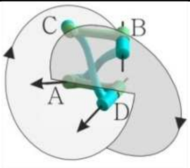
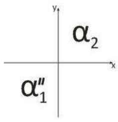
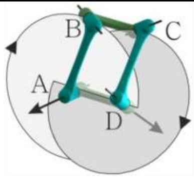
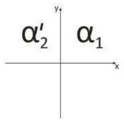
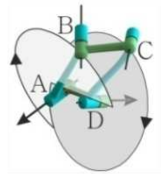
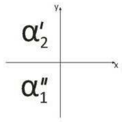
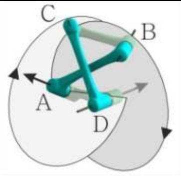
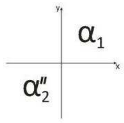
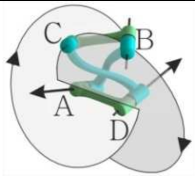
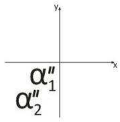
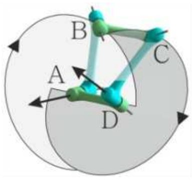
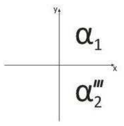
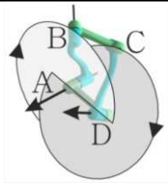
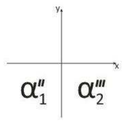
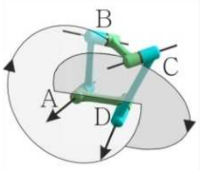
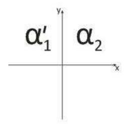
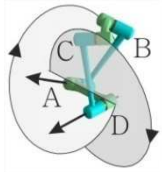
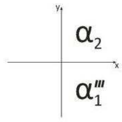
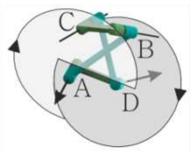
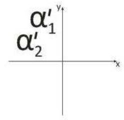
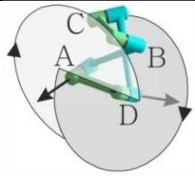
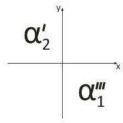
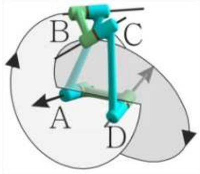
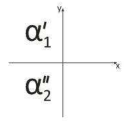
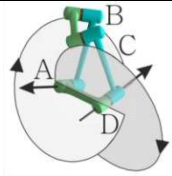
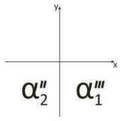
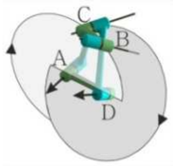
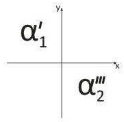
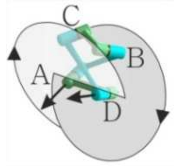
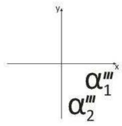
Рис. 3.13 CAD модель пространственного 4R механизма $l_1 > l_2$

Располагая углы скрещивания осей α_1 и α_2 в различных квадрантах, получим 16 модификаций пространственного механизма [47]. Результаты представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Модификации пространственного 4R механизма

при l_1 (const) > l_2 (const)

№	пара метры	3D модель	Схема	№	пара метры	3D модель	Схема
1	α_1=60° α_2=30°			9	α_1=240° α_2=30°		
2	α_1=60° α_2=150°			10	α_1=240° α_2=150°		
3	α_1=60° α_2=210°			11	α_1=240° α_2=210°		
4	α_1=60° α_2=330°			12	α_1=240° α_2=330°		
5	α_1=120° α_2=30°			13	α_1=300° α_2=30°		
6	α_1=120° α_2=150°			14	α_1=300° α_2=150°		
7	α_1=120° α_2=210°			15	α_1=300° α_2=210°		
8	α_1=120° α_2=330°			16	α_1=300° α_2=330°		

В ходе анализа компьютерных моделей модификаций механизма было установлено, что если углы скрещивания осей шарниров лежат в смежных квадрантах, то по своей структуре такой механизм является «параллелограмм» Беннетта (рис. 3.14 а). Если углы скрещивания осей находятся либо в одном, либо в накрест лежащих квадрантах, то такой механизм по своей структуре является «антипараллелограмм» Беннетта (рис. 3.14 б).

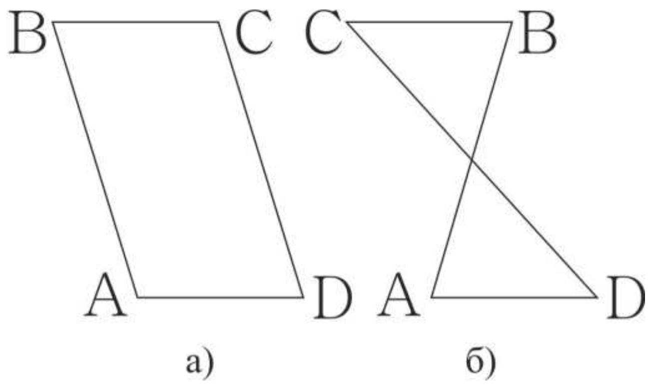


Рис. 3.14 Структура а – параллелограмм, б – антипараллелограмм

Если угол скрещивания осей α_2 стойки находится на интервале [-90°…90°], то вращение ведомого и ведущего звеньев происходит в одном направлении по отношению к ходу часовой стрелки (рис. 3.15 а). Если угол скрещивания осей α_2 стойки находится на интервале [90°…270°], то вращение ведомого и ведущего звеньев происходит в разных направлениях по отношению к ходу часовой стрелки (рис. 3.15 б).

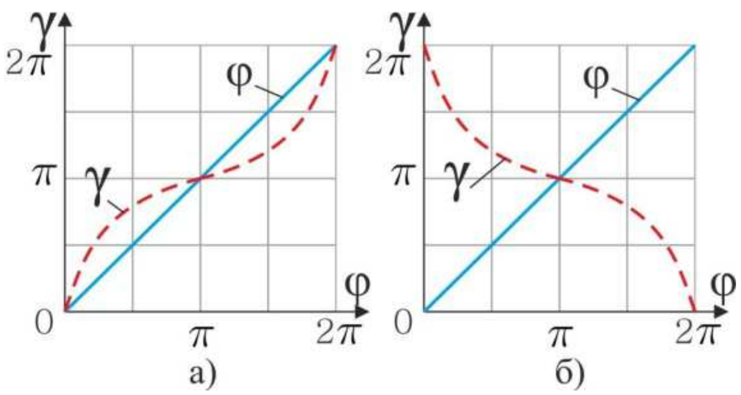


Рис. 3.15 Вращение ведомого и ведущего звеньев а – в одном направлении, б – в разных направления

Возьмем пространственный шарнирный четырехзвенный механизм со структурными параметрами l_1, α_1, l_2, α_2, причем $l_1 < l_2$. Располагая углы скрещивания осей α_1 и α_2 в различных квадрантах, получим еще 16 модификаций пространственного механизма (табл. 3.4).

Таким образом, в результате проведенных исследований получили 32 модификации пространственного 4R механизма. Для каждой модификации определили тип механизма (параллелограмм или антипараллелограмм), а также зависимость вращения ведомого звена по отношению к ведущему. На основании таблиц 1 и 2 сделаем несколько выводов:

1. Траекторией движения точек пространственного 4R механизма являются пространственные замкнутые кривые.

2. Если в механизме Беннетта углы скрещивания осей шарниров находятся в смежных квадрантах, то такой механизм по своей структуре будет являться параллелограммом Беннетта вне зависимости от того, какое звено зафиксировано.

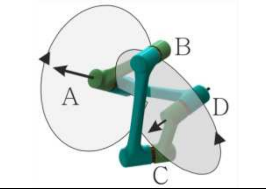
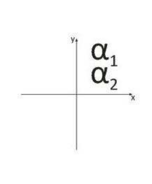
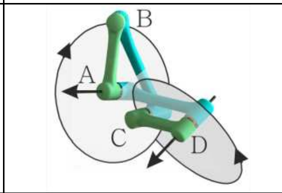
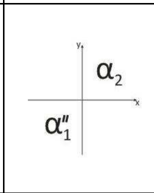
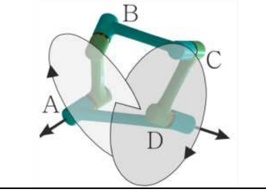
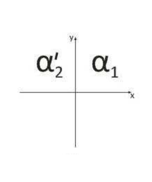
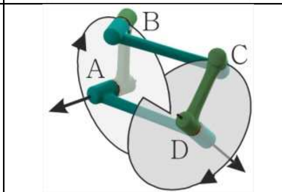
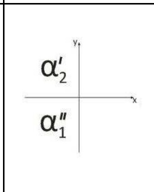
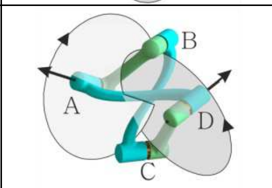
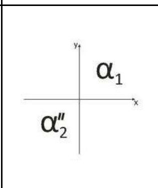
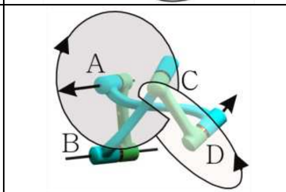
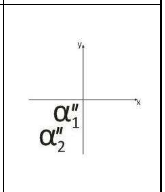
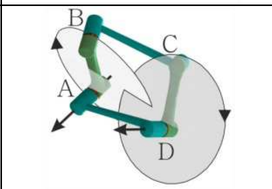
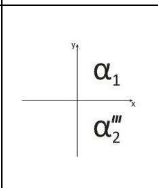
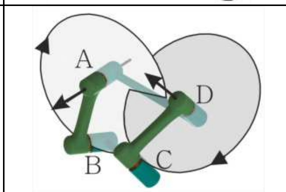
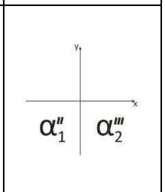
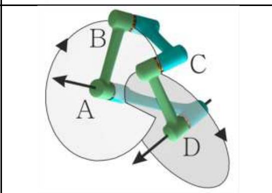
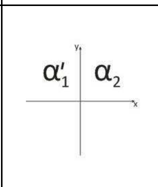
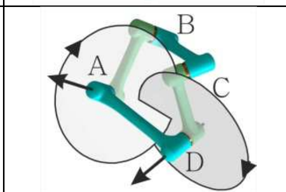
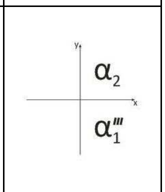
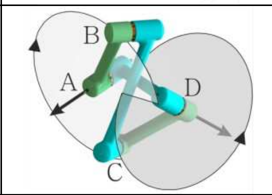
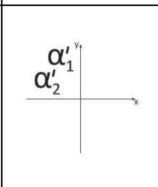
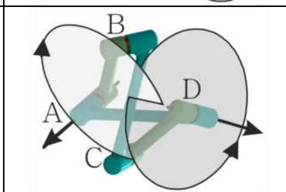
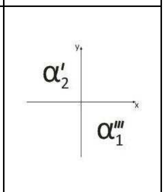
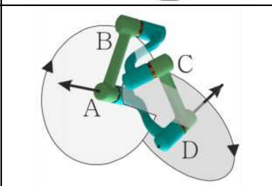
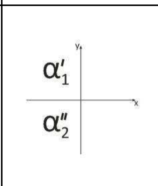
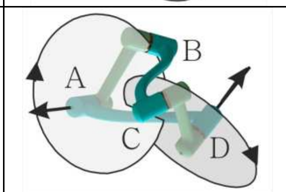
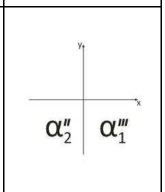
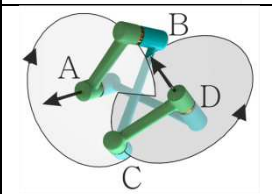
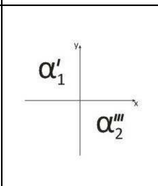
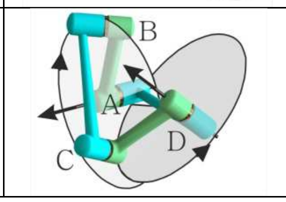
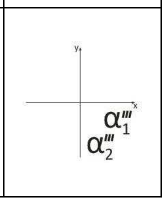
3. Если в механизме Беннетта оба угла скрещивания осей шарниров находятся либо в одной квадранте, либо в накрест лежащих квадрантах, то такой механизм будет являться антипараллелограммом Беннетта.

4. Если в механизме Беннетта углы скрещивания осей шарниров находятся в смежных квадрантах, то зависимость вращения ведомого кривошипа относительно стойки при вращении ведущего кривошипа относительно стойки не меняется при фиксации другого звена.

Таблица 3.4

Модификации пространственного 4R механизма

при l_1 (const) < l_2 (const)

№	пара метры	3D модель	Схема	№	пара метры	3D модель	Схема
1	α_1=30° α_2=60°			9	α_1=210° α_2=60°		
2	α_1=30° α_2=120°			10	α_1=210° α_2=120°		
3	α_1=30° α_2=240°			11	α_1=210° α_2=240°		
4	α_1=30° α_2=300°			12	α_1=210° α_2=300°		
5	α_1=150° α_2=60°			13	α_1=330° α_2=60°		
6	α_1=150° α_2=120°			14	α_1=330° α_2=120°		
7	α_1=150° α_2=240°			15	α_1=330° α_2=240°		
8	α_1=150° α_2=300°			16	α_1=330° α_2=300°		

3.7 Двухподвижный пространственный 5R механизм

Пространственные механизмы с вращательными парами, как отмечает Мудров, можно получить простой комбинацией звеньев (как мы это делали для плоского и сферического механизмов) только с числом звеньев, равным семи. Механизмы же с меньшим числом звеньев возможны только при определенных согласованных геометрических параметрах. В этом и состоит трудность создания пространственных механизмов.

В главе 1 мы представили способы синтеза пространственных 5R и 6R механизмов. Однако степень подвижности полученных механизмов равна 1. И траекториями движения характерных точек данных механизмов являются пространственные замкнутые кривые. В таком виде, возможности применения пространственных механизмов при создании мехатронных устройств, весьма ограничены.

Для синтеза двухподвижного пространственного 5R механизма воспользуемся следующим способом [46, 48]. Возьмем за основу пространственный 4R механизм (рис. 3.16 а). Не изменяя структурных параметров этого механизма, но освободив звено 4 и добавив одно дополнительное звено – стойку 5, получим пространственный 5R механизм (рис. 3.16 б).

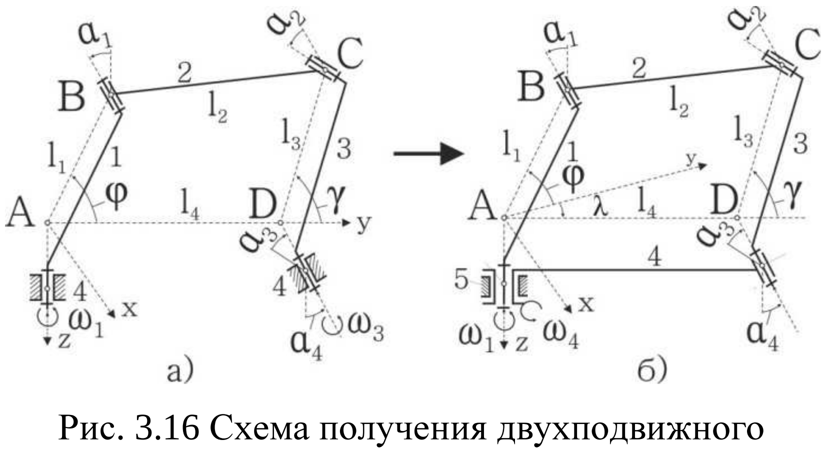


Рис. 3.16 Схема получения двухподвижного пространственного 5R механизма

Для наглядности нами были изготовлены действующие модели данных механизмов (рис. 3.17).

Рис. 3.17 Экспериментальные модели пространственных а – 4R, б – 5R механизмов

Для полученного 5R механизма степень подвижности равна:

$$W = 6\cdot(n-1) + 5\cdot p_5 + S = 6\cdot(5-1) - 5\cdot 5 + 3 = 2,$$

W = 2 показывает, что механизм двухподвижен и содержит два ведущих звена (звено *AB* и звено *AD*).

3.7.1. Кинематика ведомого звена

Угол поворота γ между ведущим шатуном *AD* и ведомым кривошипом *CD* зависит от углов поворота φ ведущего кривошипа *AB* , λ ведущего шатуна *AD*, и вычисляется по одной из представленных формул:

$$\cos\gamma = \frac{\cos\varphi\cdot\cos\lambda\cdot K_1 + \sin\varphi\cdot\sin\lambda\cdot K_2 - (\cos^2\lambda - \sin^2\lambda)\cdot \mathrm{K}_3 - K_4}{-\cos\varphi\cdot\cos\lambda\cdot K_5 + \sin\varphi\cdot\sin\lambda\cdot K_6 + (\cos^2\lambda - \sin^2\lambda)\cdot \mathrm{K}_7 + K_8},$$

$$\sin\gamma = \frac{(\sin\varphi\cdot\cos\lambda + \sin\lambda\cdot\cos\varphi)\cdot(\mathrm{l}_2^2 - \mathrm{l}_1^2)}{-\cos\varphi\cdot\cos\lambda\cdot K_5 + \sin\varphi\cdot\sin\lambda\cdot K_6 + (\cos^2\lambda - \sin^2\lambda)\cdot \mathrm{K}_7 + K_8}, \quad (3.19)$$

где:

$K_1 = l_2^2\cdot\cos\alpha_1 + l_1^2\cdot\cos\alpha_2$,

$K_2 = l_1^2\cdot\cos\alpha_2 - l_2^2\cdot\cos\alpha_1$,

$K_3 = l_1\cdot l_2\cdot\cos\alpha_2$,

$K_4 = l_1\cdot l_2\cdot\cos\alpha_1$,

$K_5 = l_1\cdot l_2\cdot(\cos\alpha_1 + \cos\alpha_2)$,

$K_6 = l_1\cdot l_2\cdot(\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2)$,

$K_7 = l_1^2\cdot\cos\alpha_2$,

$K_8 = l_2^2\cdot\cos\alpha_1$.

Дифференцируя выражение (3.19) по времени, получим угловую скорость звена CD относительно шатуна AD:

$$w_2 = \frac{A_1 + A_2}{(-\mathrm{M}_4\mathrm{K}_5 + \mathrm{M}_1\mathrm{K}_6 + (\mathrm{M}_5 - \mathrm{M}_6)\mathrm{K}_7 + \mathrm{K}_8)^2 \cos\gamma}, \qquad (3.20)$$

где:

$$A_1 = N_1 \cdot (\mathrm{M}_1\mathrm{M}_4(\mathrm{K}_5 + \mathrm{K}_6) + (\mathrm{M}_1 - \mathrm{M}_4)(\mathrm{K}_7(\mathrm{M}_6 - \mathrm{M}_5) - \mathrm{K}_8) - \mathrm{M}_1^2\mathrm{K}_6 - \mathrm{M}_4^2\mathrm{K}_5),$$

$$A_2 = N_2 M_7(\mathrm{M}_2 + \mathrm{M}_3) - \mathrm{M}_2^2 N_3 - M_3^2 N_4 - M_1 M_3 N_5,$$

$N_1 = (\mathrm{l}_2^2 - \mathrm{l}_1^2)\cdot(\mathrm{w}_1 + \mathrm{w}_4)$, $M_2 = \sin\varphi\cdot\cos\lambda$,

$N_2 = 4\cdot(\mathrm{l}_2^2 - \mathrm{l}_1^2)\cdot \mathrm{w}_4 \cdot K_7$, $M_3 = \cos\varphi\cdot\sin\lambda$,

$N_3 = (\mathrm{l}_2^2 - \mathrm{l}_1^2)\cdot(\mathrm{w}_1\cdot K_5 + \mathrm{w}_4\cdot K_6)$, $M_4 = \cos\varphi\cdot\cos\lambda$,

$N_4 = (\mathrm{l}_2^2 - \mathrm{l}_1^2)\cdot(\mathrm{w}_4\cdot K_5 + \mathrm{w}_1\cdot K_6)$, $M_5 = \cos^2\lambda$,

$N_4 = (\mathrm{l}_2^2 - \mathrm{l}_1^2)\cdot(\mathrm{w}_1 + \mathrm{w}_4)\cdot(K_5 + K_6)$, $M_6 = \sin^2\lambda$,

$M_1 = \sin\varphi\cdot\sin\lambda$, $M_7 = \sin\lambda\cdot\cos\lambda$.

По результатам анализа уравнения (3.19-3.20) выявлено, что при равномерном вращении ведущего кривошипа ($w_1=const$) и ведущего шатуна ($w_4=const$) относительно неподвижной системы координат *xyz*, вращение ведомого кривошипа относительно ведущего шатуна является неравномерным и зависит от значений угловых параметров φ и λ. При вращении ведущего кривошипа и ведущего шатуна на один полный оборот относительно неподвижной системы координат *xyz*, ведомый кривошип может совершать несколько полных оборотов относительно ведущего шатуна. На рисунке 3.18 представлен график вращения ведомого кривошипа для пространственного 5R механизма со структурными параметрами l_1= 100, l_2= 200, $\alpha_1=30^\circ$, $\alpha_2=90^\circ$ при $w_1=const$ *и* $w_4=const$.

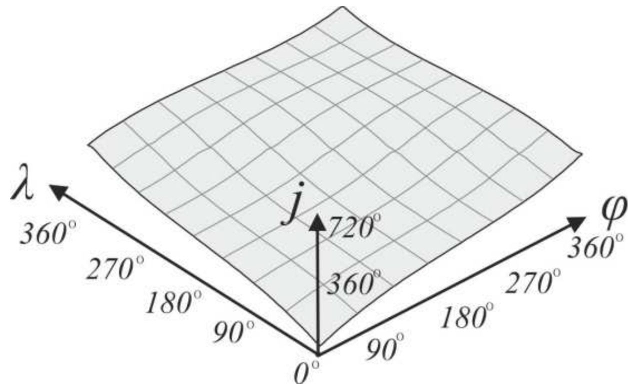


Рис. 3.18 График угла поворота ведомого кривошипа

Для пространственного 4R механизма при неподвижном звене AD (рис. 3.16 а) с заданными структурными параметрами l_1, l_2, α_1, α_2 движение шарнира C звена CD описывается уравнением (3.20) и зависит только от угла поворота φ ведущего звена:

$$C:\begin{cases} X_C = -l_1\cdot\sin\varphi + l_2\sin\gamma\cdot\cos\alpha_1\cdot\cos\varphi - l_2\cos\gamma\cdot\sin\varphi \\ Y_C = l_1\cdot\cos\varphi + l_2\sin\gamma\cdot\cos\alpha_1\cdot\sin\varphi + l_2\cos\gamma\cdot\cos\varphi \\ Z_C = -l_2\cdot\sin\gamma\cdot\sin\alpha_1 \end{cases}, \qquad (3.20)$$

где:

$$\sin\gamma = \frac{\sin\varphi\cdot K_3}{K_1 - \cos\varphi\cdot K_2}, \qquad K_1 = l_2^2\cdot\cos\alpha_1 + l_1^2\cdot\cos\alpha_2,$$

$$\cos\gamma = \frac{K_1\cdot\cos\varphi - K_2}{K_1 - \cos\varphi\cdot K_2}, \qquad K_2 = l_1\cdot l_2\cdot(\cos\alpha_1 + \cos\alpha_2),$$

$$K_3 = l_2^2 - l_1^2.$$

Траекторией движения данной точки является окружность *O* с центром в точке *D* и радиусом l_1. Регулируя угол скрещивания осей α_2 можно влиять на взаимное расположения оси *Aa* шарнира *A* и плоскости окружности *O* (рис. 3.19). Изменяя значение входного параметра φ, можно регулировать положение шарнира C на окружности *O*. При этом для каждого значения входного параметра φ существует лишь одна точка на окружности *O* и наоборот.

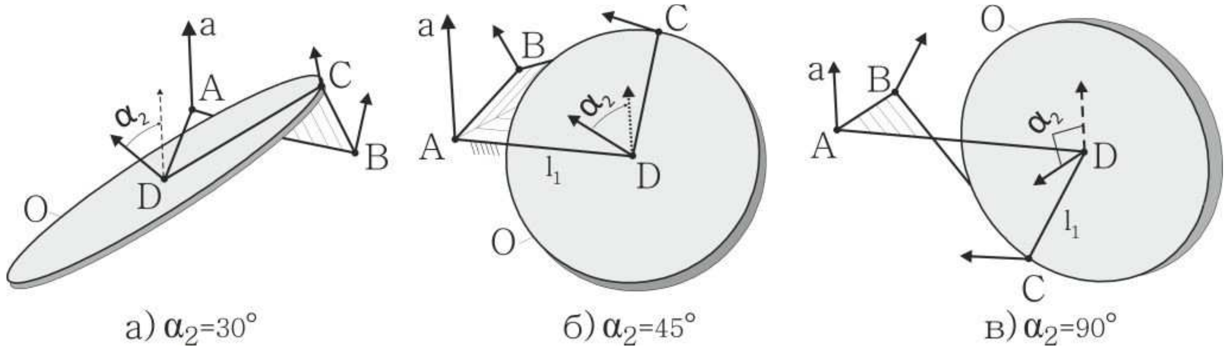


Рис. 3.19 Взаимное расположение траектории характерной точки C с осью шарнира A

Основным отличием 5R механизма является то, что он имеет два входных параметра: углы поворота ведущего кривошипа φ и ведущего шатуна λ относительно неподвижной оси *y* базовой системы координат *xyz* (рис 3.16 б). Управляя входными параметрами можно регулировать положение рабочего органа (звено CD) в пространстве и его угол поворота относительно ведущего шатуна (звено AD). Положение шарнира C в данном случае описывается уравнением (3.21) и зависит от двух входных угловых параметров φ и λ:

$$C:\begin{cases} X_C=-l_1\cdot\sin\varphi+l_2\sin\gamma\cdot\cos\alpha_1\cdot\cos\varphi-l_2\cos\gamma\cdot\sin\varphi \\ Y_C=l_1\cdot\cos\varphi+l_2\sin\gamma\cdot\cos\alpha_1\cdot\sin\varphi+l_2\cos\gamma\cdot\cos\varphi \\ Z_C=-l_2\cdot\sin\gamma\cdot\sin\alpha_1 \end{cases}, \qquad (3.21)$$

где:

$$\cos\gamma=\frac{\cos\varphi\cdot\cos\lambda\cdot K_1+\sin\varphi\cdot\sin\lambda\cdot K_2-(\cos^2\lambda-\sin^2\lambda)\cdot \mathrm{K}_3-K_4}{-\cos\varphi\cdot\cos\lambda\cdot K_5+\sin\varphi\cdot\sin\lambda\cdot K_6+(\cos^2\lambda-\sin^2\lambda)\cdot \mathrm{K}_7+K_8},$$

$$\sin\gamma=\frac{(\sin\varphi\cdot\cos\lambda+\sin\lambda\cdot\cos\varphi)\cdot(\mathrm{l}_2^2-\mathrm{l}_1^2)}{-\cos\varphi\cdot\cos\lambda\cdot K_5+\sin\varphi\cdot\sin\lambda\cdot K_6+(\cos^2\lambda-\sin^2\lambda)\cdot \mathrm{K}_7+K_8},$$

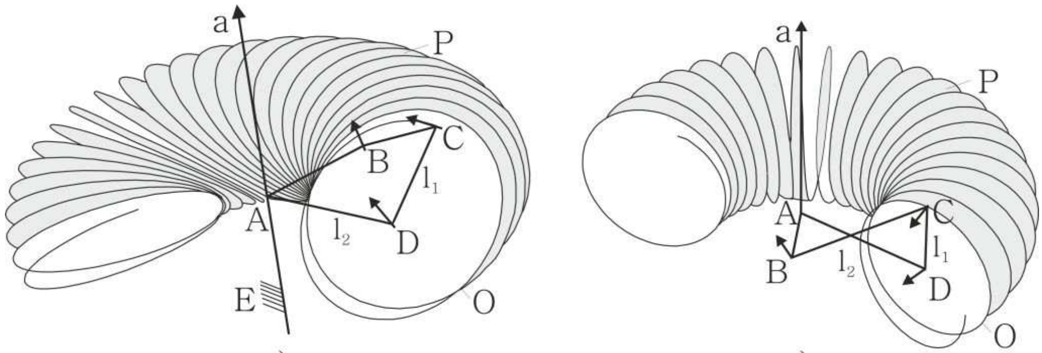
$$K_1=l_2^2\cdot\cos\alpha_1+l_1^2\cdot\cos\alpha_2, \qquad K_5=l_1\cdot l_2\cdot(\cos\alpha_1+\cos\alpha_2),$$

$$K_2=l_1^2\cdot\cos\alpha_2-l_2^2\cdot\cos\alpha_1, \qquad K_6=l_1\cdot l_2\cdot(\cos\alpha_1-\cos\alpha_2),$$

$$K_3=l_1\cdot l_2\cdot\cos\alpha_2, \qquad K_7=l_1^2\cdot\cos\alpha_2,$$

$$K_4=l_1\cdot l_2\cdot\cos\alpha_1, \qquad K_8=l_2^2\cdot\cos\alpha_1.$$

В результате анализа уравнения (3.21) установлено, что траекторией точки C является поверхность вращения, образованная вращением окружности *O* радиуса l_1 вокруг прямой *Aa*, являющейся осью шарнира *A* (рис. 3.20 а). Расстояние от центра окружности *O* до прямой *Aa* равно l_2. В частном случае, когда один из структурных параметров угол $\alpha_2 = 90^\circ$, то образующая окружность *O* и ось вращения *Aa* лежат в одной плоскости. В результате образуется поверхность вращения - тор (рис 3.20 б).



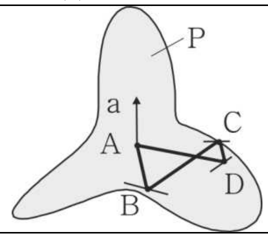
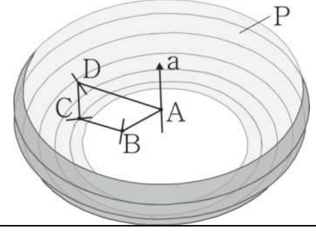
а) α_2=45°　　　　б) α_2=90°

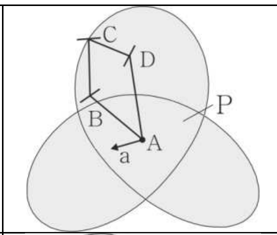
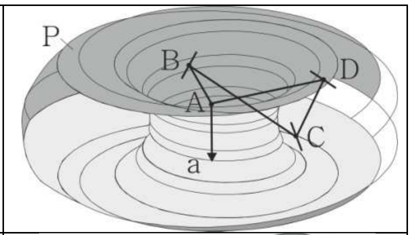
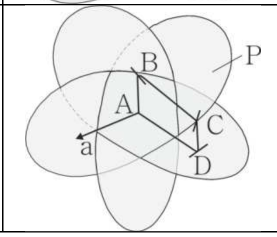
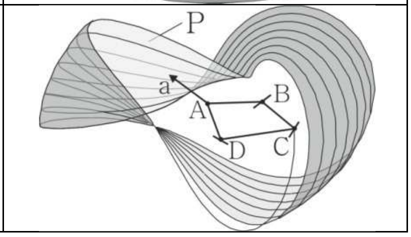
Рис. 3.20 Траектории движения характерной точки С для 5R механизма

Изменяя скорость вращения ведущих звеньев АВ и AD относительно неподвижной системы координат *xyz*, можно влиять на траекторию движения шарнира С. В табл. 3.5 представлены с разных ракурсов несколько вариантов траекторий движения в зависимости от скоростей вращения ведущих звеньев пространственного 5R механизма со структурными параметрами l_1= 100, l_2= 200, $\alpha_1=30^\circ$, $\alpha_2=90^\circ$. Все представленные траектории движения лежат на одной и той же поверхности вращения Р.

Таблица 3.5

Траектории движения шарнира С

№	Скорость вращения (рад/сек)	Результат. Траектория движения	№	Скорость вращения (рад/сек)	Результат. Траектория движения
1	$W_1 = 0.2$ $W_2 = 0.1$		4	$W_1 = 2$ $W_2 = 2.1$	

2	$W_1 = 0.3$ $W_2 = 0.6$		5	$W_1 = 2.0$ $W_2 = 2.3$	
3	$W_1 = 0.2$ $W_2 = 0.3$		6	$W_1 = 2.3$ $W_2 = 1.3$	

В работе [56] автор решает обратную задачу для плоского пятизвенного двухподвижного механизма с вращательными парами. Он определяет угловые координаты входных звеньев, обеспечивающих попадание характерной точки двухподвижного манипулятора в точку с заданными координатами x и y. Для решения обратной задачи в нашем случае используем метод, который можно охарактеризовать как «следящее управление». Воспользуемся программным комплексом 3D моделирования и проектирования SolidWorks и спроектируем пространственный 5R механизм ABCDF и на продолжении оси шарнира C закрепим сферу S с центром в точке O. Отдельно установим и закрепим неподвижную систему координатxyz таким образом, чтобы начало системы совпало с центром шарнира A, ось z совпала с осью Aa шарнира A, ось yлежала на плоскости, образованная двумя линиями кратчайших расстояний ведущих звеньев AB и AD, а ось x направим таким образом, чтобы в результате получилась правая прямоугольная система координат xyz (рис. 3.21).

На звено AB установим датчик угла поворота D_1 (на рисунке не указан), который будет измерять значение угла поворота φ звена AB относительно оси y неподвижной системы координат xyz. Аналогично, на звено AD установим датчик угла поворота D_2 (на рисунке не указан), который будет измерять значение угла поворота λ звена AD относительно оси у неподвижной системы координат xyz.

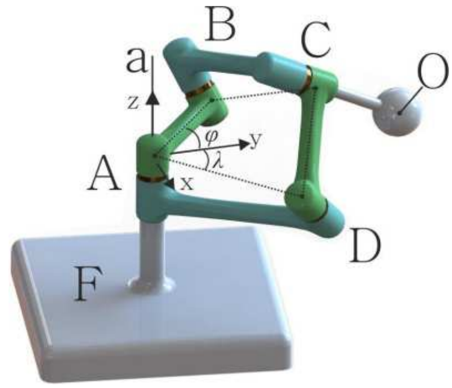


Рис. 3.21 CAD модель пространственного 5R механизма

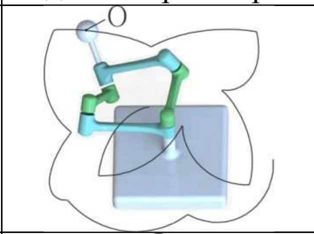
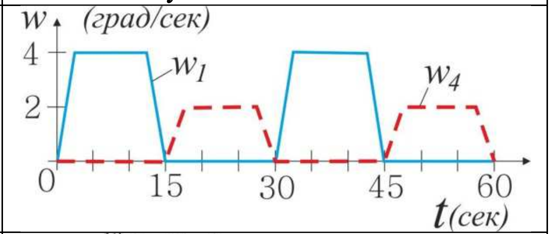
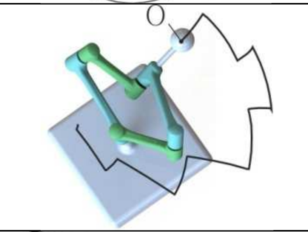
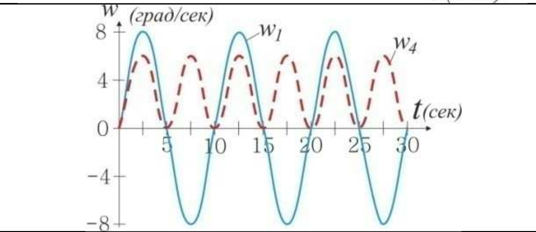
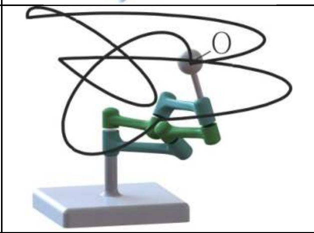
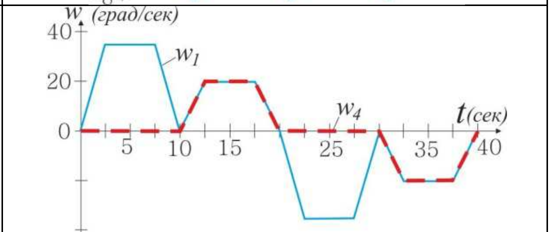
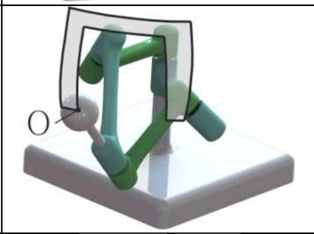
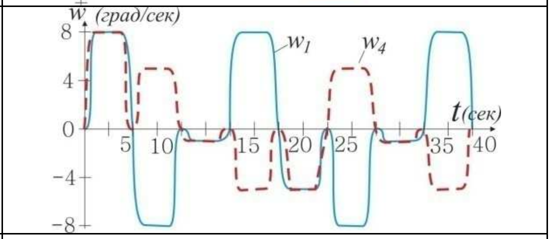
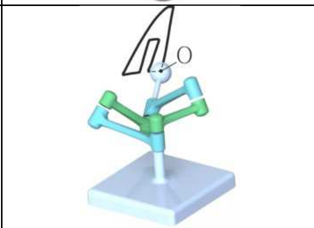
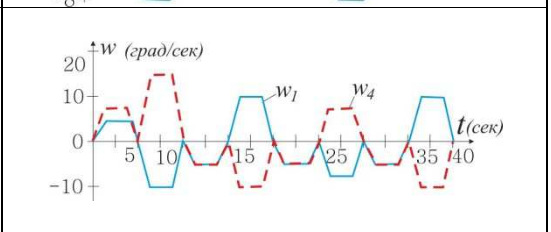
Метод «следящее управление» состоит из двух этапов. На первом этапе перейдем в режим «анализ движения» и, используя инструмент «рука», начнем перемещать сферу *S* в пространстве (рис. 3.22). При этом центр данной сферы точка *O* будет описывать траекторию, которая лежит на поверхности вращения, образованная вращением окружности с центром в точке *C* и радиусом l_1 вокруг оси *Aa* шарнира *A*. Датчики угла поворота D_1 и D_2 будут замерять значения углов φ и λ, на которые повернулись ведущие звенья *AB* и *AD* относительно оси *y* неподвижной системы координат *xyz* соответственно.

Рис. 3.22 Управление 5R механизмом при помощи инструмента «рука»

На втором этапе использования метода на звенья AB и AD вместо датчиков угла поворота необходимо установить сервоприводы и подавать на них управляющие воздействия, снятые с датчиков D1 и D2. При этом точка O сферы S будет перемещаться по вычисленной траектории движения. В табл. 3.6 представлены результаты работы данного метода.

Таблица 3.6

Расчет значений входных параметров по заданной траектории движения

№	Заданная траектория	Результат вычислений
1		
2		
3		
4		
5		

Таким образом, представленный способ синтеза двухподвижного пространственного 5R механизма позволяет значительно расширить траектории движения точек механизма от пространственной кривой до пространственной поверхности вращения. Хотя данный способ и предполагает добавление нового звена – фиксацию оси вращения шарнира, но при этом не приводит к изменению структурных параметров самого механизма.

3.7.2 Кинематика шатуна

Кинематика шатуна ВС пространственного двухподвижного 5R механизма ABCDF характеризуется его угловой скоростью и угловым ускорением.

Угловая скорость шатуна относительно неподвижной системы координат $X_A Y_A Z_A$ определяется выражением:

$$\overline{w_2} = \overline{w_1} + \overline{w_{21}}, \tag{3.22}$$

где w_1 - угловая скорость ведущего кривошипа АВ, w_{21} - угловая скорость шатуна ВС относительно ведущего кривошипа.

Проекции уравнения (3.22) на оси неподвижной системы координат имеют вид:

$$w_2 : \begin{cases} w_2^X = -w_{21} \cdot \sin\alpha_1 \cdot \cos(\varphi) \\ w_2^Y = -w_{21} \cdot \sin\alpha_1 \cdot \sin(\varphi) \\ w_2^Z = w_1 + w_{21} \cdot \cos\alpha_1 \end{cases} . \tag{3.23}$$

Модуль вектора угловой скорости шатуна ВС определяется по формуле:

$$w_2 = \sqrt{(w_2^X)^2 + (w_2^Y)^2 + (w_2^Z)^2} .$$

Продифференцировав выражение (3.21) по времени и учитывая, что $w_1 = \dfrac{d\varphi}{dt} = const$, $w_4 = \dfrac{d\lambda}{dt} = const$, $\dfrac{dw_{21}}{dt} = \xi_{21}$, получим проекции углового ускорения на оси $X_A Y_A Z_A$:

$$\xi_2 : \begin{cases} \xi_2^X = \xi_{21} \cdot \sin\alpha_1 \cdot \cos(\varphi+\lambda) + (w_1 + w_4) \cdot w_{21} \cdot \sin\alpha_1 \cdot \sin(\varphi+\lambda) \\ \xi_2^Y = \xi_{21} \cdot \sin\alpha_1 \cdot \sin(\varphi+\lambda) - (w_1 + w_4) \cdot w_{21} \cdot \sin\alpha_1 \cdot \cos(\varphi+\lambda) \\ \xi_2^Z = \xi_{21} \cdot \cos\alpha_1 \end{cases} . \tag{3.24}$$

Подобные уравнения были также получены в работе [52]. Входящие в их состав параметры определяются по формулам:

$$w_{21} = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1)\cdot(w_1 + w_4)}{1 - \cos\alpha_1\cdot\cos\alpha_2 - \sin\alpha_1\cdot\sin\alpha_2\cdot\cos(\varphi+\lambda)},$$

$$\xi_{21} = \frac{dw_{21}}{dt} = \frac{\sin(\varphi+\lambda)\cdot(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1)\cdot(w_1 + w_4)^2}{(1 - \cos\alpha_1\cdot\cos\alpha_2 - \sin\alpha_1\cdot\sin\alpha_2\cdot\cos(\varphi+\lambda))^2},$$

Таким образом, полученные формулы (3.23) и (3.24) показывают, что шатун ВС пространственного двухподвижного 5R механизма ABCDF совершает сложное пространственное движение с переменными угловыми скоростями и ускорениями.

3.7.3 Кинематика характерных точек

На рисунке 3.23 представлена структурная схема пространственного 5R механизма с указанием характерных точек. Точка М – середина отрезка ВС. На расстоянии MN от точки М расположена точка N. Точка L расположена на продолжении оси шарнира С. Точка К – середина отрезка CD. На расстоянии КЕ от точки К расположена точка Е.

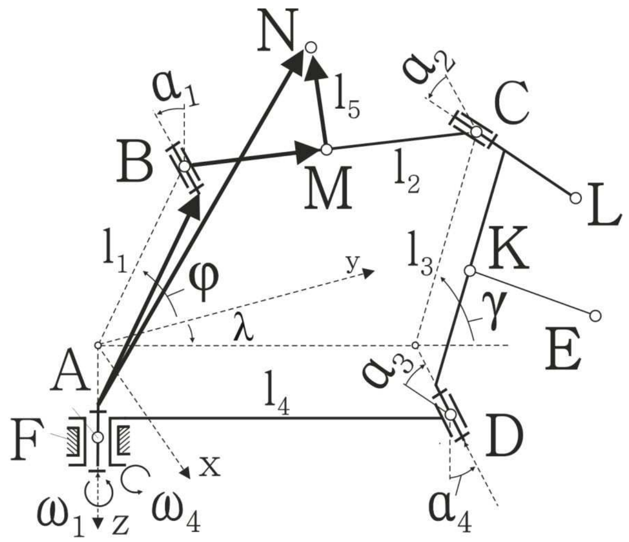


Рис. 3.23 Структурная схема двухподвижного пространственного 5R механизма с указанием характерных точек

Рассмотрим кинематику характерных точек на примере наиболее общей точки N. Данная точка соответствует центру масс емкости, закрепленной на шатуне BC [49]. Метод нахождения кинематических параметров основан на составлении векторных уравнений движения с использованием направляющих косинусов. Для определения уравнения движения точки N используем замкнутый векторный контур $\overline{ABMNA}$. Тогда положение точки N в пространстве задается проекциями радиус-вектора $\overline{AN}$ на оси системы координат $X_A Y_A Z_A$. Из векторного контура $\overline{ABMNA}$ имеем:

$$\overline{AN} = \overline{AB} + \overline{BM} + \overline{MN}.$$

Это уравнение в проекциях на оси системы координат $X_A Y_A Z_A$ имеет вид:

$$N:\begin{cases} X_{AN} = AB \cdot K_{X_A}^{Y_{AB}} + BM \cdot K_{X_A}^{Y_{BM}} + MN \cdot K_{X_A}^{Y_{MN}} \\ Y_{AN} = AB \cdot K_{Y_A}^{Y_{AB}} + BM \cdot K_{Y_A}^{Y_{BM}} + MN \cdot K_{Y_A}^{Y_{MN}} \\ Z_{AN} = AB \cdot K_{Z_A}^{Y_{AB}} + BM \cdot K_{Z_A}^{Y_{BM}} + MN \cdot K_{Z_A}^{Y_{MN}} \end{cases}$$

Учитывая направляющие косинусы и значения $AB = l_1$, $BM = l_2 / 2$, $MN = l_5$, получим проекции радиус-вектора $\overline{AN}$:

$$N:\begin{cases} X_{AN} = -l_1 \cdot \sin\varphi + \dfrac{l_2}{2} \cdot (\sin\gamma \cdot \cos\alpha_1 \cdot \cos\varphi - \cos\gamma \cdot \sin\varphi) - \\ -l_5 \cdot (\cos\gamma \cdot \cos\alpha_1 \cdot \cos\varphi + \sin\gamma \cdot \sin\varphi) \\ Y_{AN} = l_1 \cdot \cos\varphi + \dfrac{l_2}{2} \cdot (\sin\gamma \cdot \cos\alpha_1 \cdot \sin\varphi + \cos\gamma \cdot \cos\varphi) - \\ -l_5 \cdot (\cos\gamma \cdot \cos\alpha_1 \cdot \sin\varphi - \sin\gamma \cdot \cos\varphi) \\ Z_{AN} = -\dfrac{l_2}{2} \cdot \sin\gamma \cdot \sin\alpha_1 + l_5 \cdot \cos\gamma \cdot \sin\alpha_1 \end{cases} \qquad (3.25)$$

Дифференцируя выражения (3.25) по времени, найдем проекции скорости точки N на оси системы координат $X_A Y_A Z_A$:

$$V_N:\begin{cases} V_{AN}^{X} = AB \cdot \dot{K}_{X_A}^{Y_{AB}} + BM \cdot \dot{K}_{X_A}^{Y_{BM}} + MN \cdot \dot{K}_{X_A}^{Y_{MN}} \\ V_{AN}^{Y} = AB \cdot \dot{K}_{Y_A}^{Y_{AB}} + BM \cdot \dot{K}_{Y_A}^{Y_{BM}} + MN \cdot \dot{K}_{Y_A}^{Y_{MN}} \\ V_{AN}^{Z} = AB \cdot \dot{K}_{Z_A}^{Y_{AB}} + BM \cdot \dot{K}_{Z_A}^{Y_{BM}} + MN \cdot \dot{K}_{Z_A}^{Y_{MN}} \end{cases},$$

и в окончательном виде:

$$V_N:\begin{cases} V_{AN}^X=\cos\gamma\cdot\cos\varphi\cdot\dfrac{l_2}{2}\cdot A-\sin\gamma\cdot\sin\varphi\cdot\dfrac{l_2}{2}\cdot B- \\ -l_1\cdot w_1\cdot\cos\varphi+\sin\gamma\cdot\cos\varphi\cdot l_5\cdot A+\cos\gamma\cdot\sin\varphi\cdot l_5\cdot B \\ V_{AN}^Y=\cos\gamma\cdot\sin\varphi\cdot\dfrac{l_2}{2}\cdot A+\sin\gamma\cdot\cos\varphi\cdot\dfrac{l_2}{2}\cdot B- \\ -l_1\cdot w_1\cdot\sin\varphi+\sin\gamma\cdot\sin\varphi\cdot l_5\cdot A-\cos\gamma\cdot\cos\varphi\cdot l_5\cdot B \\ V_{AN}^Z=-\dfrac{l_2}{2}\cdot w_2\cdot\sin\alpha_1\cdot\cos\gamma-l_5\cdot w_2\cdot\sin\alpha_1\cdot\sin\gamma \end{cases},\qquad(3.26)$$

где $A=\cos\alpha_1\cdot w_2-w_1$, $B=\cos\alpha_1\cdot w_1-w_2$.

Продифференцируем полученное выражение (3.26) и определим ускорение точки N в проекциях на оси координатной системы $X_AY_AZ_A$:

$$a_N:\begin{cases} a_{AN}^X=AB\cdot\ddot{K}_{X_A}^{Y_{AB}}+BM\cdot\ddot{K}_{X_A}^{Y_{BM}}+MN\cdot\ddot{K}_{X_A}^{Y_{MN}} \\ a_{AN}^Y=AB\cdot\ddot{K}_{Y_A}^{Y_{AB}}+BM\cdot\ddot{K}_{Y_A}^{Y_{BM}}+MN\cdot\ddot{K}_{Y_A}^{Y_{MN}} \\ a_{AN}^Z=AB\cdot\ddot{K}_{Z_A}^{Y_{AB}}+BM\cdot\ddot{K}_{Z_A}^{Y_{BM}}+MN\cdot\ddot{K}_{Z_A}^{Y_{MN}} \end{cases},$$

или в окончательном виде:

$$a_N:\begin{cases} a_{AN}^X=-\sin\gamma\cdot\cos\varphi\cdot\dfrac{l_2}{2}\cdot C-\cos\gamma\cdot\sin\varphi\cdot\dfrac{l_2}{2}\cdot D+ \\ +l_1\cdot w_1^2\cdot\sin\varphi+\cos\gamma\cdot\cos\varphi\cdot l_5\cdot C-\sin\gamma\cdot\sin\varphi\cdot l_5\cdot D \\ a_{AN}^Y=-\sin\gamma\cdot\sin\varphi\cdot\dfrac{l_2}{2}\cdot C+\cos\gamma\cdot\sin\varphi\cdot\dfrac{l_2}{2}\cdot D- \\ -l_1\cdot w_1^2\cdot\cos\varphi+\cos\gamma\cdot\sin\varphi\cdot l_5\cdot C+\sin\gamma\cdot\sin\varphi\cdot l_5\cdot D \\ a_{AN}^Z=\dfrac{l_2}{2}\cdot w_2^2\cdot\sin\alpha_1\cdot\sin\gamma-l_5\cdot w_2^2\cdot\sin\alpha_1\cdot\cos\gamma \end{cases}\qquad(3.27)$$

где $C=A\cdot w_2+B\cdot w_1$, $D=A\cdot w_1+B\cdot w_2$.

Таким образом, полученные уравнения (3.25-3.27) позволяют описать такие кинематические параметры характерной точки N, как перемещение, скорость и ускорение. Анализ выражений показывает, что характер изменения кинематических параметров трехмерный, синусоидальный и знакопеременный.

На основании анализа метода получения данных уравнений найдем универсальные уравнения для исследования кинематики любой характерной токи двухподвижного пространственного 5R механизма.

Для определения кинематических параметров любой характерной точки, можно использовать следующие уравнения:

а) положение точки:

$$\begin{cases} X_i = -\frac{l_1}{n_1} \cdot K_{X_A}^{Y_{AB}} + \frac{l_2}{n_2} \cdot K_{X_A}^{Y_{BM}} - l_5 \cdot K_{X_A}^{Y_{MN}} \\ Y_i = \frac{l_1}{n_1} \cdot K_{Y_A}^{Y_{AB}} + \frac{l_2}{n_2} \cdot K_{Y_A}^{Y_{BM}} - l_5 \cdot K_{Y_A}^{Y_{MN}} \\ Z_i = -\frac{l_2}{n_2} \cdot K_{Z_A}^{Y_{BM}} + l_5 \cdot K_{Z_A}^{Y_{MN}} \end{cases} \tag{3.28}$$

б) скорость точки:

$$\begin{cases} V_i = -\frac{l_1}{n_1} \cdot \dot{K}_{X_A}^{Y_{AB}} + \frac{l_2}{n_2} \cdot \dot{K}_{X_A}^{Y_{BM}} - l_5 \cdot \dot{K}_{X_A}^{Y_{MN}} \\ V_i = \frac{l_1}{n_1} \cdot \dot{K}_{Y_A}^{Y_{AB}} + \frac{l_2}{n_2} \cdot \dot{K}_{Y_A}^{Y_{BM}} - l_5 \cdot \dot{K}_{Y_A}^{Y_{MN}} \\ V_i = -\frac{l_2}{n_2} \cdot \dot{K}_{Z_A}^{Y_{BM}} + l_5 \cdot \dot{K}_{Z_A}^{Y_{MN}} \end{cases} \tag{3.29}$$

в) ускорение точки:

$$\begin{cases} a_i = -\frac{l_1}{n_1} \cdot \ddot{K}_{X_A}^{Y_{AB}} + \frac{l_2}{n_2} \cdot \ddot{K}_{X_A}^{Y_{BM}} - l_5 \cdot \ddot{K}_{X_A}^{Y_{MN}} \\ a_i = \frac{l_1}{n_1} \cdot \ddot{K}_{Y_A}^{Y_{AB}} + \frac{l_2}{n_2} \cdot \ddot{K}_{Y_A}^{Y_{BM}} - l_5 \cdot \ddot{K}_{Y_A}^{Y_{MN}} \\ a_i = -\frac{l_2}{n_2} \cdot \ddot{K}_{Z_A}^{Y_{BM}} + l_5 \cdot \ddot{K}_{Z_A}^{Y_{MN}} \end{cases} \tag{3.30}$$

Таким образом, на основании полученных уравнений (3.28-3.30) установлено, что на кинематику характерных точек пространственного двухподвижного 5R механизма влияют следующие факторы:

1. структурные параметры механизма l_1, l_2, a_1, a_2,
2. угловые скорости вращения ведущих звеньев w_1, w_4.

3.8 Двухподвижные nR механизмы

Описанный выше способ образования двухподвижного пространственного 5R механизма является универсальным и позволяет увеличить количество степеней свободы для любого механизма с вращательными парами. Ниже представим результаты применения данного способа к исследуемым механизмам.

3.8.1 Плоский двухподвижный 5R механизм

На рисунке 3.24 а представлена структурная схема плоского 4R механизма. Не изменяя структурных параметров этого механизма, но освободив звено 4 и добавив еще одно дополнительное звено – стойку 5, можно получить плоский 5R механизм (рис 3.24 б).

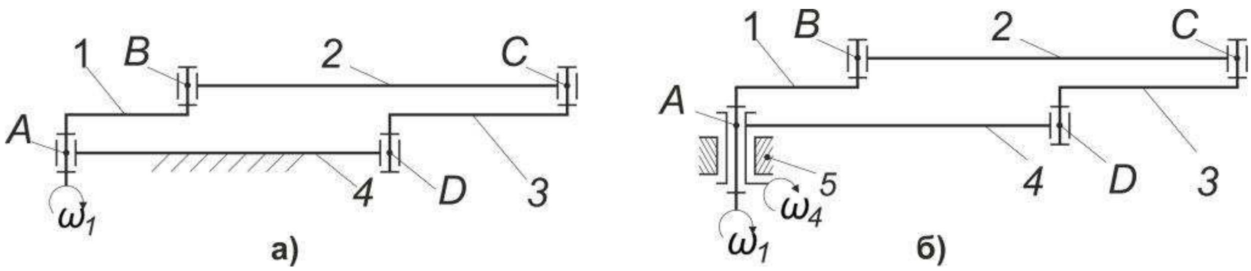


Рис.3.24 Схемы для обоснования способа образования плоского 5R механизма на базе 4R механизма

Степень подвижности полученного механизма равна:

$$W = 3\cdot(n-1) - 2p = 3\cdot(5-1) - 2\cdot 5 = 2$$

$W = 2$ означает, что механизм имеет двойную подвижность и управляется с помощью двух входных параметров: углы α и φ (рис. 3.25).

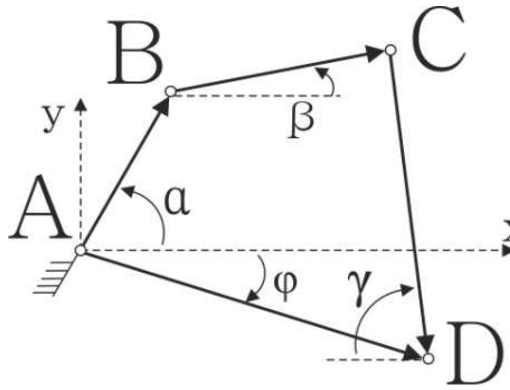


Рис. 3.25 Структурная схема плоского двухподвижного 5R механизма

Для определения закона движения шарнира C рассмотрим векторный контур $\overline{ABCDA}$, имеющий уравнение:

$$\overline{AB}+\overline{BC}+\overline{CD}=\overline{DA},$$

Оно же в проекциях на оси x и y:

$$\begin{cases} AB\cdot K_X^{AB}+BC\cdot K_X^{BC}+CD\cdot K_X^{CD}=DA\cdot K_X^{DA} \\ AB\cdot K_Y^{AB}+BC\cdot K_Y^{BC}-CD\cdot K_Y^{CD}=-DA\cdot K_Y^{DA} \end{cases}.$$

Учитывая соответствующие направляющие косинусы, получим:

$$\begin{cases} AB\cdot\cos\alpha+BC\cdot\cos\beta+CD\cdot\cos\gamma=AD\cdot\cos\varphi \\ AB\cdot\sin\alpha+BC\cdot\sin\beta-CD\cdot\sin\gamma=-AD\cdot\sin\varphi \end{cases}.$$

Выразим переменные $\cos\gamma$ и $\sin\gamma$:

$$\cos\gamma=\frac{A\cdot C\pm\sqrt{B^2\cdot(A^2+B^2-C^2)}}{A^2+B^2}, \tag{3.31}$$

$$\sin\gamma=\frac{B^2\cdot C\pm A\cdot\sqrt{B^2\cdot(A^2+B^2-C^2)}}{B\cdot(A^2+B^2)}, \tag{3.32}$$

где:

$$A=2\cdot AB\cdot CD\cdot\cos\alpha-2\cdot AD\cdot CD\cdot\cos\varphi,$$

$$B=-2\cdot AB\cdot CD\cdot\sin\alpha-2\cdot AD\cdot CD\cdot\sin\varphi,$$

$$C=BC^2-CD^2-AD^2-AB^2+2\cdot AD\cdot AB\cdot\cos\varphi\cdot\cos\alpha-2\cdot AD\cdot AB\cdot\sin\varphi\cdot\sin\alpha.$$

Напишем уравнение векторного контура для определения положения шарнира C:

$$\overline{AB}+\overline{BC}=\overline{AC}$$

Оно же в проекциях на оси x и y:

$$\begin{cases} C_X = AD \cdot K_X^{AD} - CD \cdot K_X^{CD} \\ C_Y = -AD \cdot K_Y^{AD} + CD \cdot K_Y^{CD} \end{cases}.$$

Учитывая соответствующие направляющие косинусы, получим:

$$\begin{cases} C_X = AD \cdot \cos\varphi - CD \cdot \cos\gamma \\ C_Y = -AD \cdot \sin\varphi + CD \cdot \sin\gamma \end{cases}. \tag{3.33}$$

Подставив в уравнение (3.33) значения $\cos\gamma$ и $\sin\gamma$ из уравнений (3.31) и (3.32), получим окончательный вид:

$$\begin{cases} C_X = AD \cdot \cos\varphi - CD \cdot \dfrac{A \cdot C \pm \sqrt{B^2 \cdot (A^2 + B^2 - C^2)}}{A^2 + B^2} \\ C_Y = -AD \cdot \sin\varphi + CD \cdot \dfrac{B^2 \cdot C \pm A \cdot \sqrt{B^2 \cdot (A^2 + B^2 - C^2)}}{B \cdot (A^2 + B^2)} \end{cases}. \tag{3.34}$$

На основании полученной системы уравнений нами была разработана компьютерная программа для определения траектории шарнира С по заданным структурным параметрам механизма. Программа задает входные параметры и для каждой пары значений параметров α и φ определяет точку положения шарнира. Результат работы программы выводится в виде массива точек в заданной системе координат. На рисунке 3.26 представлен полученный массив точек для механизма со структурными параметрами звеньев $AB = 140, BC = 180,\ CD = 190, AD = 100$. Как видно из рисунка, рабочей зоной шарнира С является область, ограниченная двумя окружностями радиуса r_1 и r_2. Значения радиусов r_1 и r_2 зависят от длин звеньев механизма.

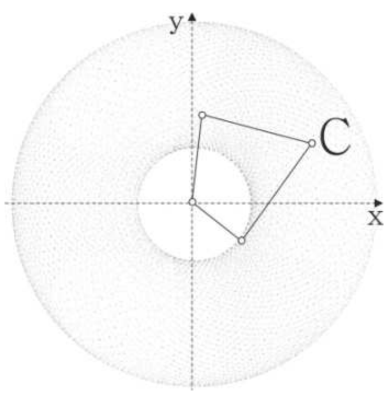
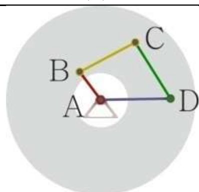
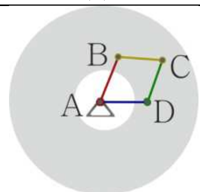
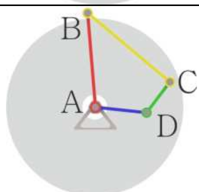
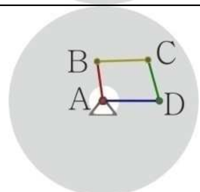
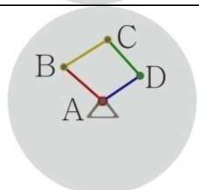
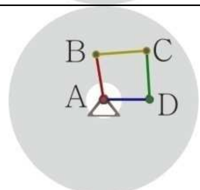
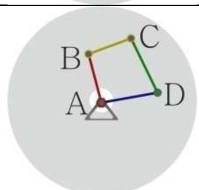
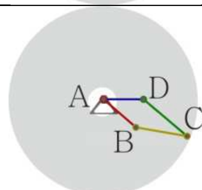


Рис. 3.26 Массив точек рабочей зоны шарнира С

Для каждого типа плоского 4R механизма синтезируем соответствующий двухподвижный 5R механизм и, используя разработанную программу, определим рабочую зона шарнира C. Результаты представлены в таблице 3.7.

Таблица 3.7

Рабочая зона шарнира C двухподвижных плоских 5R механизмов

№	Тип механизма	Компьютерная модель	№	Тип механизма	Компьютерная модель
1	Crank-rocker		5	00 double-rocker	
2	Rocker-crank		6	0π double-rocker	
3	Double-crank		7	π0 double-rocker	
4	Grashof double-rocker		8	ππ double-rocker	

Таким образом, анализ CAD-моделей полученных плоских двухподвижных механизмов позволяет сделать следующие выводы:

1. для механизмов вида «Crank-rocker» и «Double-crank» мертвые положения отсутствуют;
2. рабочей зоной шарнира C является область, ограниченная двумя окружностями радиуса r_1и r_2, значения которых зависят от длин звеньев механизма.

3.8.2 Сферический двухподвижный 5R механизм

Аналогичным способом можно получить двухподвижный сферический 5R механизм (рис. 3.27).

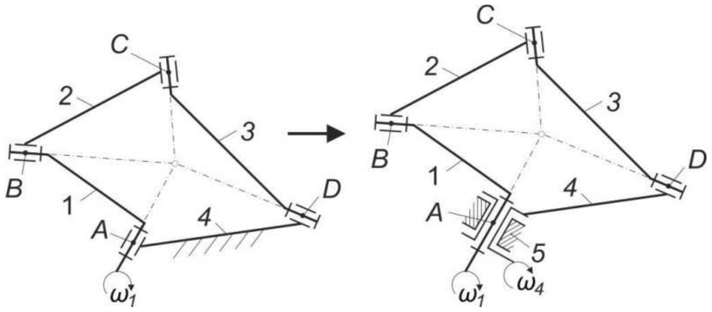


Рис. 3.27 Схема образования двухподвижного сферического 5R механизма на базе 4R механизма

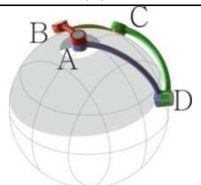
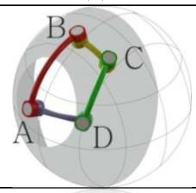
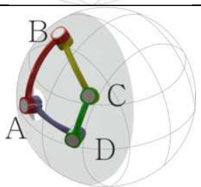
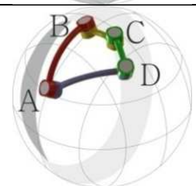
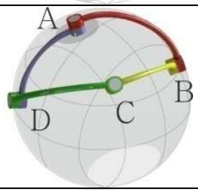
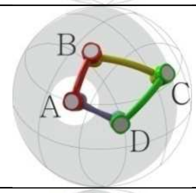
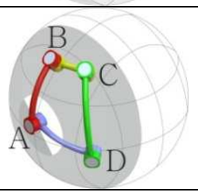
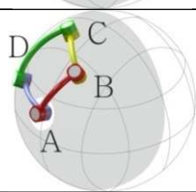
Подвижность механизма согласно Чебышеву определяется как:

$$W = 3\cdot(n-1) - 2\mathrm{p} = 3\cdot(5-1) - 2\cdot 5 = 2$$

Положение механизма в пространстве задается также с помощью двух параметров. Для каждого типа сферического механизма синтезируем соответствующий двухподвижный 5R механизм и определим рабочую зона шарнира C. Результаты представлены в таблице 3.8.

Таблица 3.8

Рабочая зона шарнира C двухподвижных сферических 5R механизмов

№	Тип механизма	Компьютерная модель	№	Тип механизма	Компьютерная модель
1	Crank-rocker		5	00 double-rocker	
2	Rocker-crank		6	0π double-rocker	
3	Double-crank		7	π0 double-rocker	
4	Grashof double-rocker		8	ππ double-rocker	

3.8.3 Пространственные двухподвижные nr механизмы

В главе 2 при составлении классификации пространственных механизмов по способу образования, мы упомянули пространственные 6R механизмы Мудрова, полученные объединением трех известных типов 4R механизмов: плоского, сферического и пространственного.

В данной главе будет показано, как изменятся траектории движения шарниров в этих механизмах при увеличении степени подвижности методом фиксации оси.

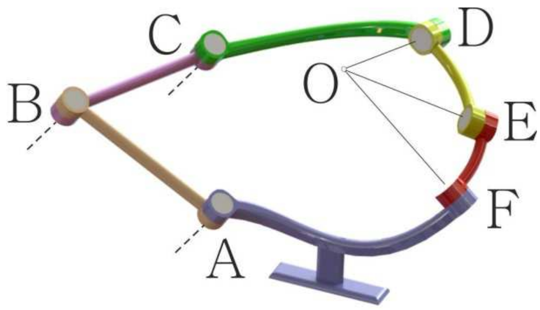


Рис. 3.28 CAD-модель одноподвижного 6R механизма, полученного объединением плоского и сферического 4R механизмов

На рисунке 3.28 представлена CAD-модель одноподвижного 6R механизма, полученного путем объединения плоского и сферического 4R механизмов. Звенья DE и EF являются сферическими с пересечением осей шарниров в точке O. Звенья AB и DC являются плоскими, оси шарниров A, B и Спараллельны друг другу. Оси же комбинированных звеньев AF и CD перекрещиваются в пространстве.

Ведущее звено EF совершает вращательное движение относительно стойки AF. При этом шарнир E описывает траекторию движения, лежащей на поверхности сферы с центром в точке Ои радиусом OE. Ведомый балансир AB совершает качательное движение относительно стойки AF. Траекторией движения шарнира B является замкнутая кривая, лежащая на поверхности плоскости ABC. Особый интерес в данном механизме представляет звено CD. Со стороны шарнира D звено CD соединено со звеном DE. Поэтому траектория движения шарнира D лежит на поверхности сферы с центром в точке O и радиусом OE. Со стороны шарнира C звено CD соединено со звеном BC. Поэтому траектория движения шарнира C лежит на плоскости ABC. Таким образом, звено CD совершает сложно-пространственное движение, которое включает в себя движение как по поверхности сферы с центром в точке O, так и по плоскости ABC.

Рассмотрим, как изменятся траектории движения шарниров в данном механизме при увеличении степени подвижности. Зафиксируем ось шарнира G и получим двухподвижный пространственный 7R механизм ABCDEFG . Полученный механизм имеет два ведущих кривошипа AB и FG, задающих вращательное движение относительно стойки AG. Компьютерный анализ механизма показал, что движение шарниров C, D и E происходит по поверхностям вращения. Поверхность вращения шарнира Eявляется частью сферы с центром в точке O и радиусом OE.

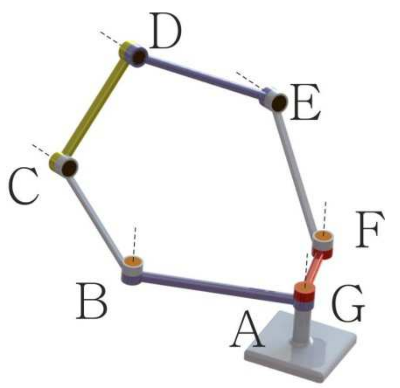
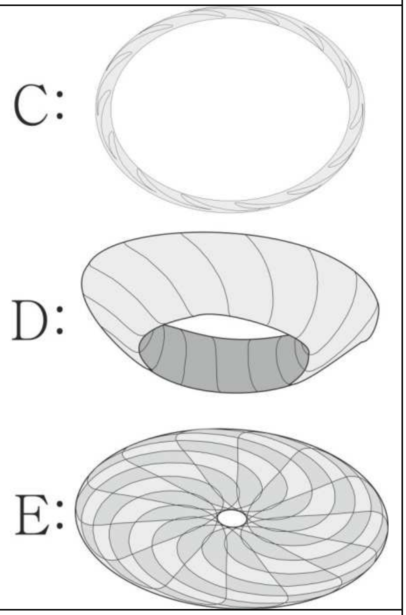
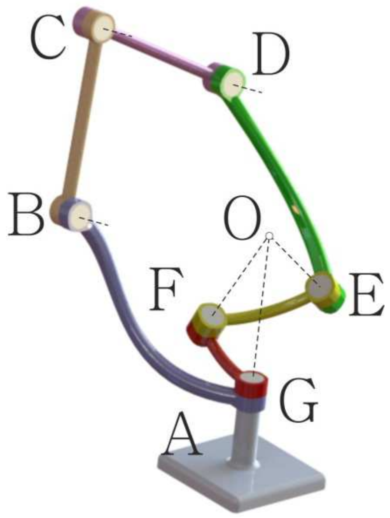
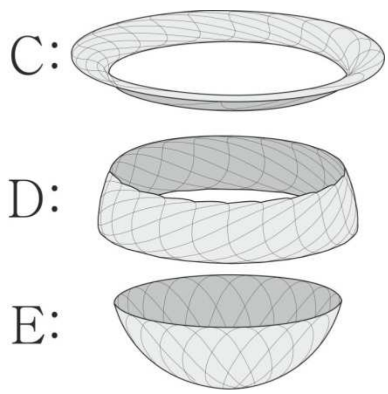
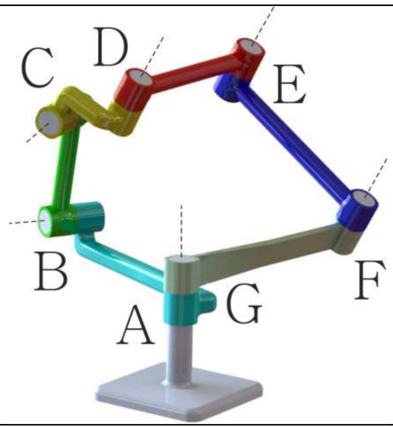
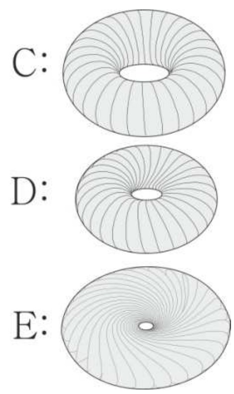
Аналогичным способом спроектируем CAD модели следующих двухподвижных 7R механизмов, полученных объединением:

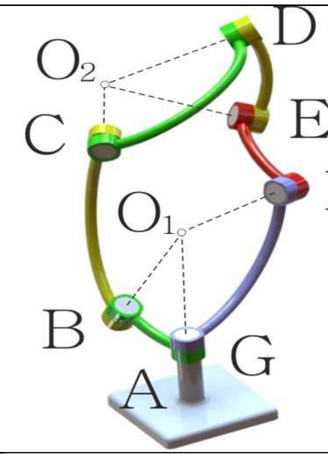
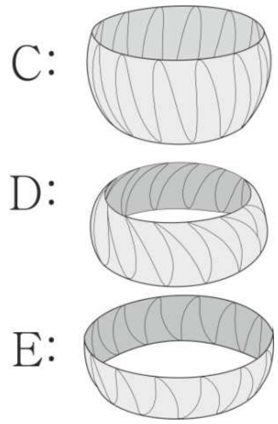
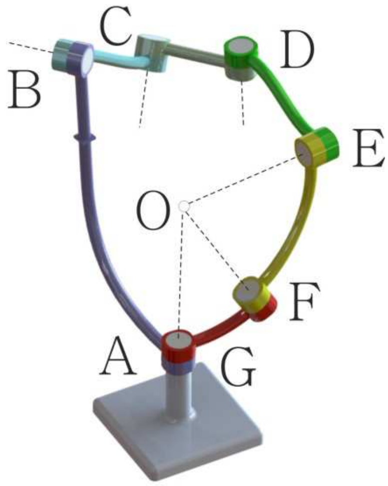
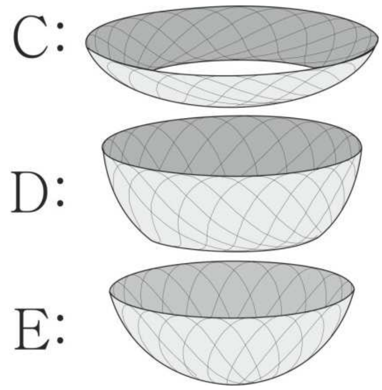
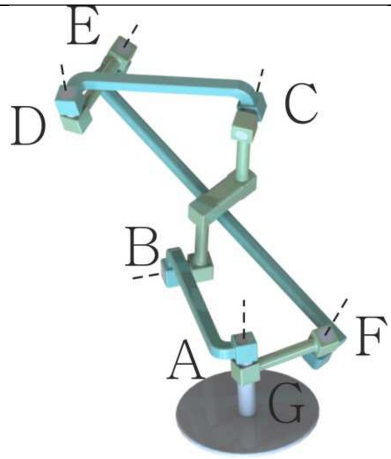
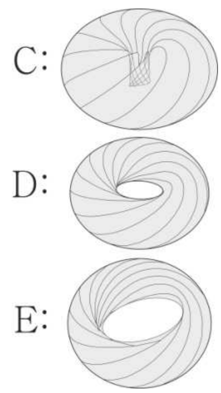
- двух плоских 4R механизмов;
- плоского и сферического 4R механизмов;
- плоского и пространственного 4R механизмов;
- двух сферических 4R механизмов;
- сферического и пространственного 4R механизмов;
- пространственного и пространственного 4Rмеханизмов.

Результаты исследований представлены в таблице 3.9 в следующем виде: в колонке 1 указаны два базовых механизма для объединения; в колонке 2синтезирован соответствующий двухподвижный 7R механизм; в колонке 3 методом компьютерного анализа получены рабочие зоны шарниров двухподвижного механизма.

Таблица 3.9

Двухподвижные пространственные 7R механизмы

Базовые механизмы (4R)	CAD модель 7R механизма	Рабочая зона шарниров
плоский + плоский		
Плоский + сферический		
Плоский + пространственный		

Сферический + сферический		
Сферический + пространственный		
Пространственный + пространственный		

Таким образом, анализ таблицы подтверждает, что метод фиксации оси позволяет синтезировать двухподвижные механизмы на базе одноподвижных без изменения структурных параметров. При этом метод также позволяет расширить траектории движения шарниров, преобразуя пространственные кривые сложной формы в поверхности вращения.

Выводы по главе 3

1. На основании анализа структуры пространственного 4R механизма предложены 32 модификации пространственного 4R механизма в зависимости от расположения угла скрещивания осей шарниров в различных квадрантах. Установлено, что если в механизме Беннетта углы скрещивания осей шарниров находятся в смежных квадрантах, то такой механизм по своей структуре будет являться параллелограммом Беннетта. Если в механизме Беннетта оба угла скрещивания осей шарниров находятся либо в одной квадранте, либо в накрест лежащих квадрантах, то такой механизм будет являться антипараллелограммом Беннетта.

2. Составлены структурные схемы и 3D CAD модели всех 32 модификаций пространственного 4R механизма, подтверждена их подвижность и работоспособность.

3. Разработан способ синтеза двухподвижного пространственного 5R механизма без изменения структурных параметров на базе одноподвижного 4R механизма путем добавления дополнительного звена в виде вала, выполняющего роль стойки. Установлено, что данный способ позволяет расширить свойства кинематических параметров одноподвижных пространственных nR механизмов.

4. Разработана математическая модель кинематики звеньев и их характерных точек двухподвижного пространственного 5R механизма. На основании анализа математической модели кинематики двухподвижного пространственного 5R механизма установлено, что траекторией движения характерных точек механизма является поверхность вращения. При этом изменение структурных параметров механизма приводит к деформации данной поверхности, а угловые скорости ведущих звеньев оказывают значительное влияние на траекторию движения характерной точки по данной поверхности.

ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ДВУХПОДВИЖНОГО 5R МЕХАНИЗМА

В данной главе представлены результаты экспериментальных исследований по определению кинематических параметров двухподвижного пространственного 5R механизма. Экспериментальные измерения проведены двумя способами.

1. Теоретические расчеты на основании аналитических уравнений, полученных в главе 3.
2. Компьютерный анализ в системе SolidWorks с использованием компонента SolidWorks motion на примере CAD модели пространственного двухподвижного 5R механизма.
3. Экспериментальные измерения на лабораторной установке на базе пространственного двухподвижного 5R механизма. Измерения кинематических параметров проведены с использованием инерциальных акселерометров серии MTi.

Подтверждена корректность аналитических расчетов, анализа CAD модели, а также экспериментальных измерений путем сопоставления между собой результатов трех независимо проведенных расчетов и измерений.

4.1 Описание CAD модели пространственного двухподвижного 5R механизма

Для проведения экспериментальных расчетов спроектирована CAD модель пространственного двухподвижного 5R механизма в системе SolidWorks (рис. 4.1).

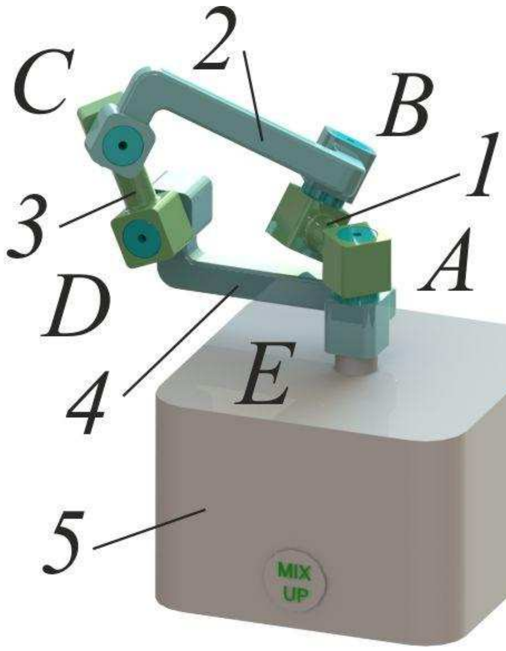


Рис. 4.1 CAD модель пространственного двухподвижного 5R механизма

Механизм $ABCDE$ содержит четыре подвижных звена и установлен на корпусе 5. Ведущие звенья AB и ED получают независимое вращательное движение, которое преобразуется в сложное пространственное движение рабочего шатуна BC. Для определения кинематических параметров проведен компьютерный анализ данного механизма с использованием модуля SolidWorks Motion. Модуль позволяет определить траектории движения характерных точек, произвести расчет угловых скоростей и ускорений звеньев механизма и линейных скоростей и ускорений характерных точек.

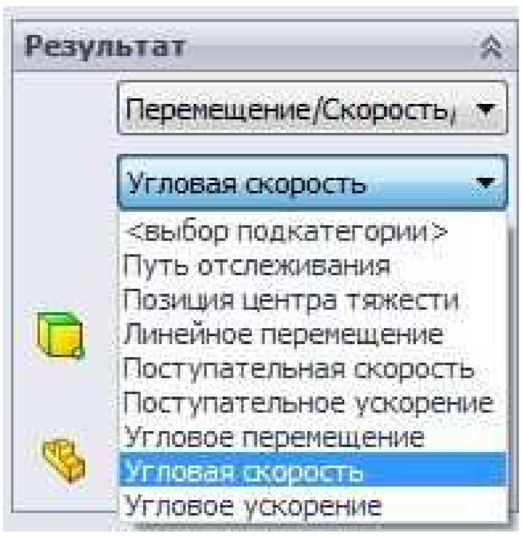


Рис. 4.2 Меню выбора результатов компьютерного анализа

Полученные результаты представлены в виде проекции кинематических параметров на оси неподвижной системы координат $X_A Y_A Z_A$ (рис. 4.3). Неподвижная система координат установлена таким образом, что её начало совпадает с точкой пересечения кратчайших расстояний ведущих звеньев AB и ED, ось Z_A совпадает с осью стойки AE, а оси X_A и Y_A выбраны таким образом, чтобы в результате получилась правая система координат.

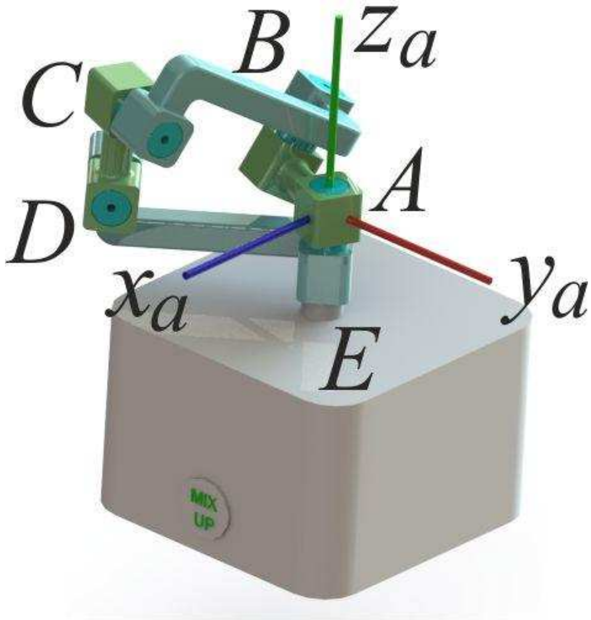


Рис. 4.3 Расположение неподвижной системы координат $X_A Y_A Z_A$

4.2 Описание экспериментальной установки на базе пространственного двухподвижного 5R механизма

Для проведения экспериментальных исследований спроектирована и изготовлена экспериментальная установка на базе пространственного двухподвижного 5R механизма (рис. 4.4).

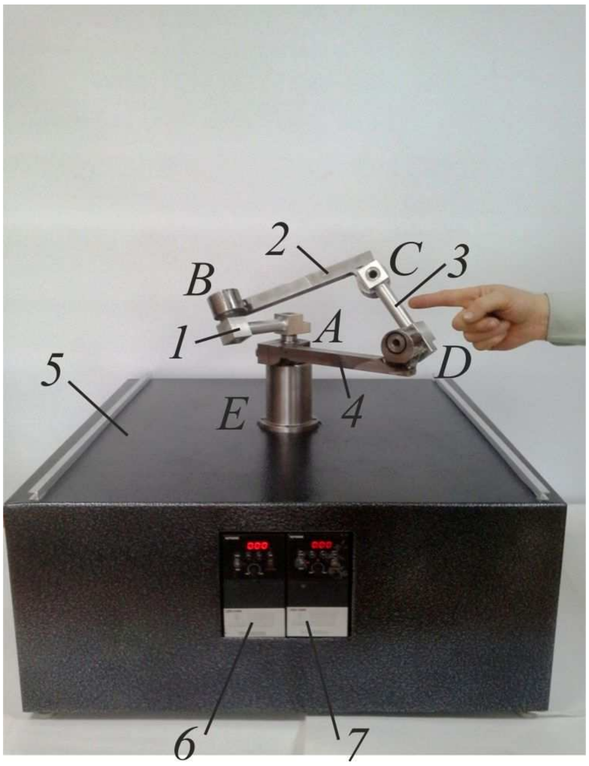


Рис. 4.4 Экспериментальная установка на базе пространственного двухподвижного 5R механизма

Установка состоит из пространственного двухподвижного 5R механизма $ABCDE$, закрепленного на стойке AE. Ведущие звенья 1 и 4 механизма получают независимые вращательные движения от двух мотор редукторов, скрытых в корпусе 5. Вращательное движение ведущих звеньев через шарниры B и D преобразуется в сложно-пространственное движения с переменными скоростями и ускорениями рабочего шатуна BC и ведомого кривошипа CD. Частотные преобразователи 6 и 7 позволяют регулировать скорость вращения выходных валов мотор-редукторов.

Таким образом, регулируя значения частотных преобразователей $0 \leq \upsilon \leq 50$ (Гц) можно управлять угловыми скоростями ведущих звеньев 1 и 4 и задавать различные траектории движения рабочего шатуна базового механизма. На рисунке 4.5 представлен график зависимости угловых скоростей ведущих звеньев базового механизма от значений частотных преобразователей.

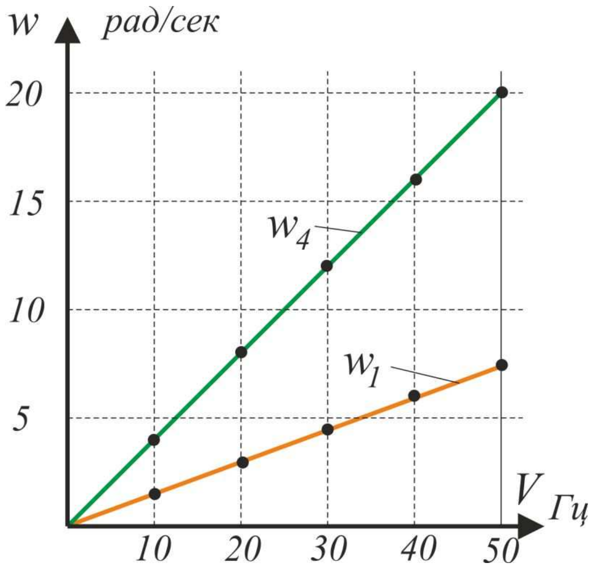


Рис. 4.5 Зависимость угловых скоростей ведущих звеньев от значений частотных преобразователей

На основании анализ графика (рис. 4.5) установлено, что зависимости угловых скоростей ведущих звеньев от частоты преобразователей линейные. При увеличении значений частотных преобразователей в диапазоне $0 \le \upsilon \le 50$ (Гц), угловые скорости ведущих звеньев возрастают в диапазонах $0 \le w_1 \le 7.5$ (рад/сек), $0 \le w_4 \le 20$ (рад/сек).

Структурные параметры базового механизма связаны между собой следующим соотношением: $l_1 = \dfrac{\sin\alpha_1 \cdot l_2}{\sin\alpha_2}$. Значения структурных параметров шатунов механизма были выбраны максимально удобными для изготовления звеньев $l_2 = 200$ (мм), $\alpha_2 = 90^\circ$. Тогда длина l_1 кривошипов механизма зависит от угла скрещивания осей α_1 и может принимать значения $0 \le l_1 \le 200$ при $0 \le \sin\alpha_1 \le 1$. В результате проведенных исследований (и представленных ниже результатов) установлено, что наиболее оптимальными (с точки зрения кинематики и технологии изготовления) являются параметры $l_2 = 100$ (мм), $\alpha_2 = 30^\circ$, на основании которых изготовлены кривошипы.

Для проведения экспериментальных расчетов были использованы инерциальные акселерометры серии MTi. Датчики MTi представляют собой миниатюрные измерительные устройства с интегрированным 3D магнитометром и встроенным процессором, позволяющие измерять угловые скорости и ускорения объектов в пространстве.

Рис. 4.6 Подготовка установки к проведению экспериментальных измерений

Перед проведением расчетов, датчик закрепляется на нужном звене базового механизма экспериментальной установки (рис. 4.6). На компьютере запускается специализированное программное обеспечение, которое получает информацию с датчика кабельным путем через интерфейс USB. Далее, механизм приводится в движение. Акселерометр начинает передавать показания возникающих угловых скоростей и линейных ускорений на компьютер (рис. 4.7).

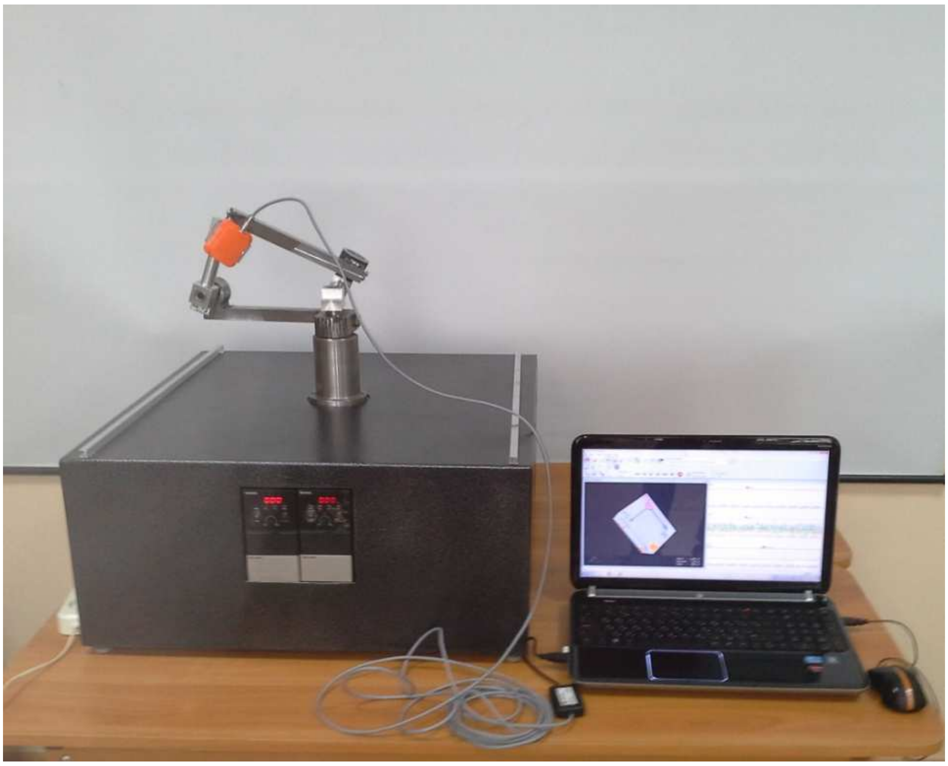


Рис. 4.7 Принцип подключения датчиков к экспериментальной установке

На рисунке 4.8 представлено окно программы для фиксации показаний с датчика. Как видно из графиков, показания скоростей и ускорений определяются в виде трех проекций на оси неподвижной системы координат.

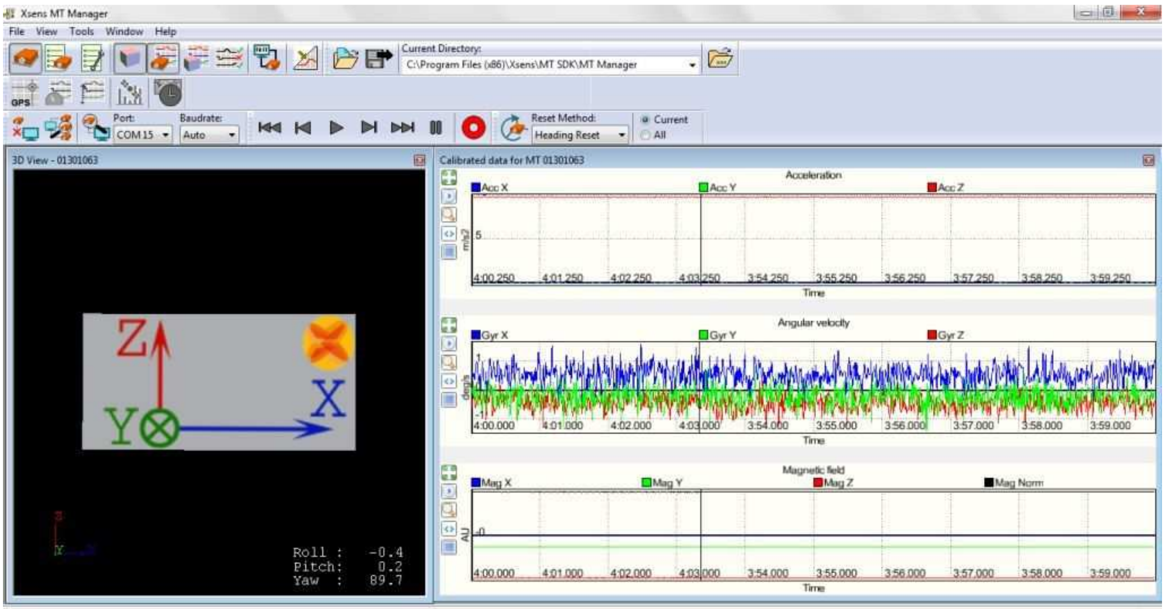


Рис. 4.8 Окно программы Xsens MTManager

4.3 Результаты расчетов кинематики рабочего шатуна пространственного двухподвижного 5R механизма

На рисунке 4.9 представлены зависимости угловой скорости шатуна от времени для различных значений угловых скоростей w_1, w_4 ведущих звеньев базового механизма.

На рисунке 4.10 представлены зависимости экстремальных значений угловой скорости шатуна от значений угловых скоростей w_1 и w_4.

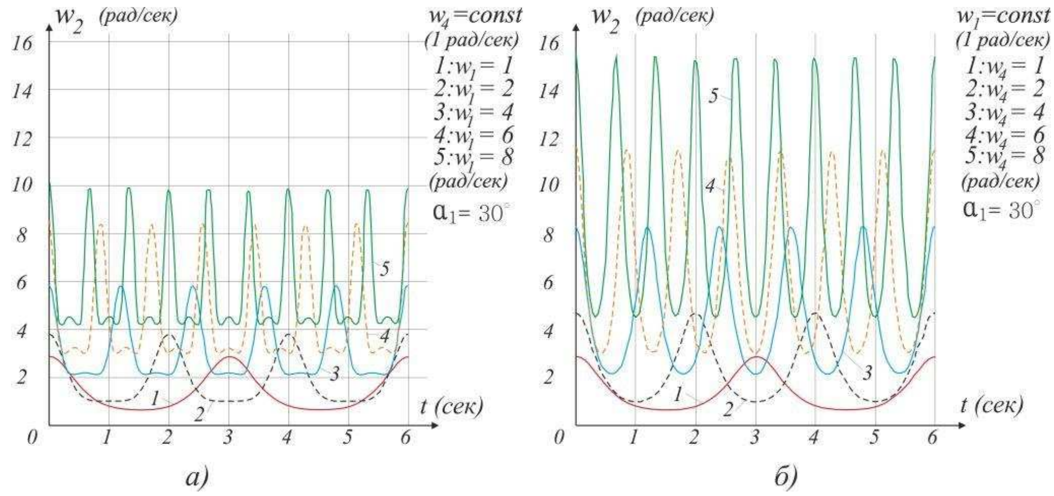


Рис. 4.9 Зависимости угловой скорости шатуна от времени при а – $w_4 = const$, б – $w_1 = const\,(\alpha_1 = 30^\circ)$

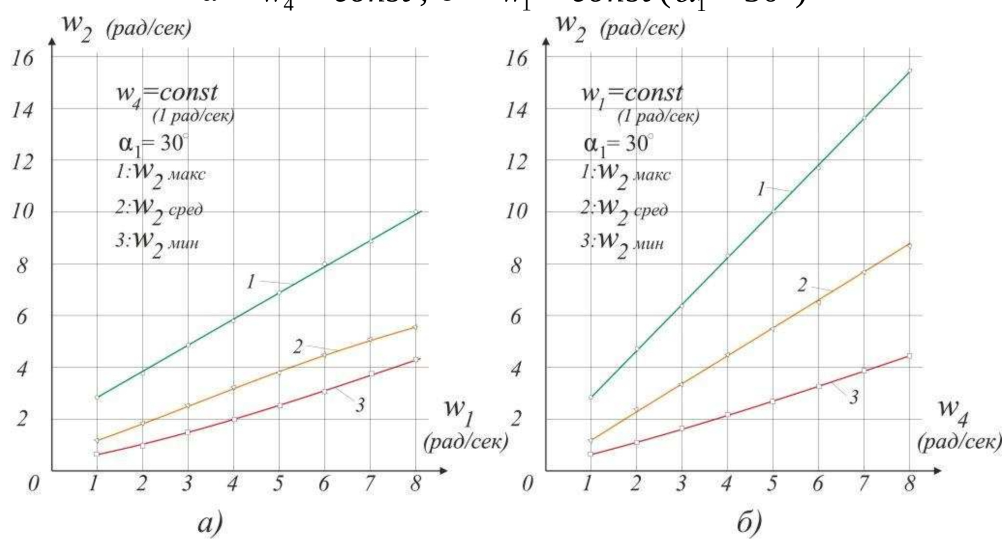


Рис. 4.10 Зависимости экстремальных значений угловой скорости шатуна от угловой скорости ведущих звеньев а – $w_2 = const$, б – $w_1 = const\,(\alpha_1 = 30^\circ)$

На основании анализа графиков (рис. 4.9 – 4.10) получены следующие выводы.

1. Равномерное вращательное движение ведущих звеньев преобразуется в неравномерное вращательное движение с переменными угловыми скоростями рабочего шатуна относительно неподвижной системы координат $X_A Y_A Z_A$.

2. Угловая скорость w_4 ведущего шатуна оказывает большее влияния на изменение максимальных значений угловой скорости w_2 рабочего шатуна. При увеличении угловой скорости ведущего кривошипа $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$, $w_4 = const = 1 рад/сек$ происходит увеличение максимальных значений угловой скорости w_2 рабочего шатуна в диапазоне $2.8 рад/сек \le w_2 \le 10 рад/сек$. При увеличении угловой скорости ведущего шатуна $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, $w_1 = const = 1 рад/сек$ происходит увеличение максимальных значений угловой скорости w_2 рабочего шатуна в диапазоне $2.8 рад/сек \le w_2 \le 15.8 рад/сек$.

3. Угловые скорости ведущих звеньев оказывают одинаковое влияние на увеличение минимальных значений угловых скоростей рабочего шатуна. При $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$, $w_4 = const = 1 рад/сек$ минимальные значения угловой скорости рабочего шатуна растут в диапазоне $0.6 рад/сек \le w_2 \le 4.2 рад/сек$, при $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, $w_1 = const = 1 рад/сек$ минимальные значения угловой скорости рабочего шатуна растут в диапазон $0.6 рад/сек \le w_2 \le 4.6 рад/сек$.

На рисунке 4.11 представлены результаты экспериментальных измерений угловой скорости рабочего шатуна относительно стойки AE в виде проекции на оси неподвижной системы координат $X_A Y_A Z_A$.

На рисунке 4.12 представлены результаты экспериментальных измерений угловой скорости рабочего шатуна относительно ведущего кривошипа AB .

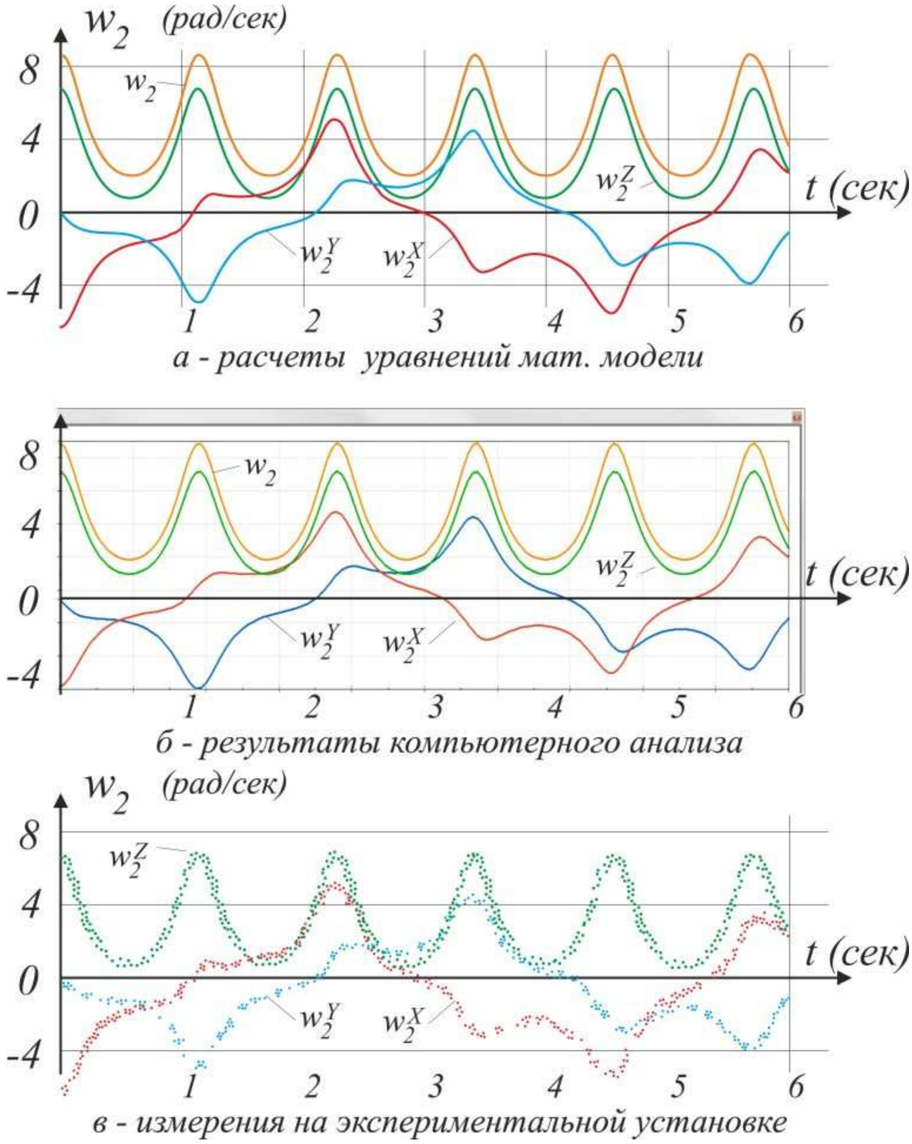


Рис. 4.11 Проекции угловой скорости рабочего шатуна относительно стойки при $w_1 = const = 1.5\, рад\, /\, сек$, $w_4 = const = 4\, рад\, /\, сек$

На основании анализа графиков (рис. 4.11-4.12) установлено, что расчеты кинематических параметров (угловых скоростей), вычисленных тремя различными способами, совпадают между собой. Это позволяет сделать вывод о корректности полученных аналитических уравнений.

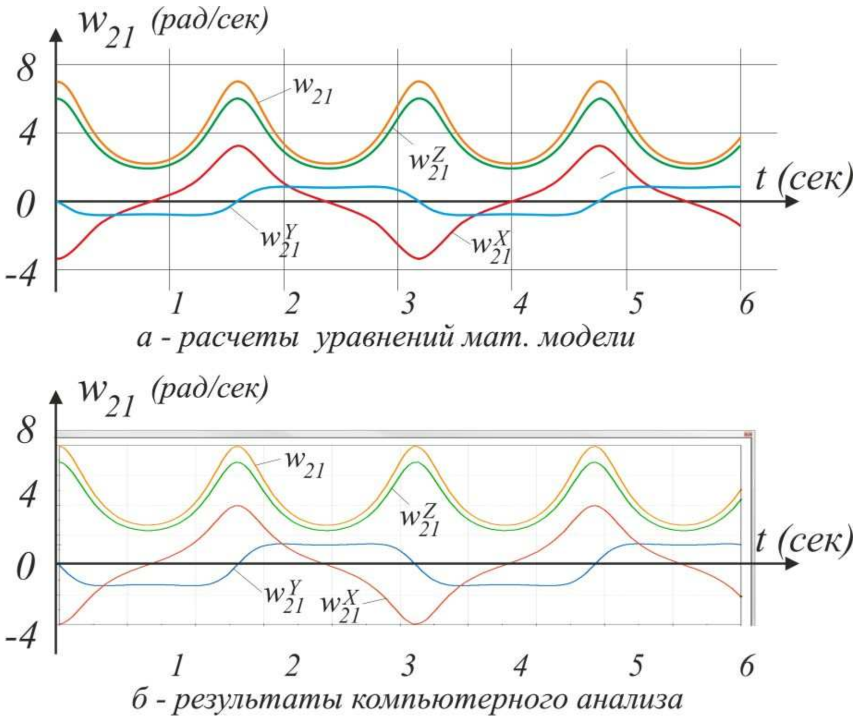


Рис. 4.12 Проекции угловой скорости рабочего шатуна относительно рабочего кривошипа при $w_1 = w_4 = 2\,рад\,/\,сек$

На рисунке 4.13 представлены зависимости углового ускорения рабочего шатуна от времени для различных значений угловых скоростей w_1, w_4 ведущих звеньев базового механизма.

На рисунке 4.14 представлены зависимости экстремальных значений углового ускорения рабочего шатуна от значений угловых скоростей w_1 и w_4.

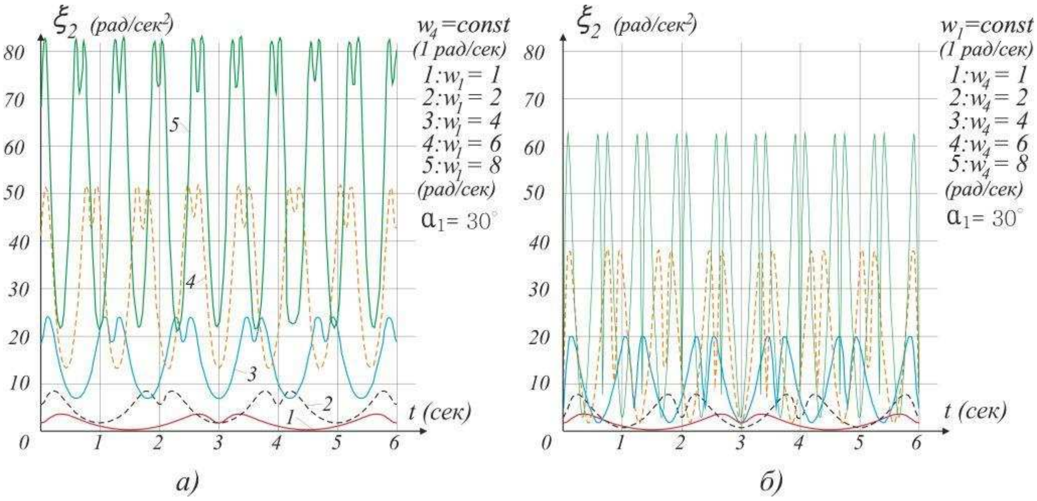
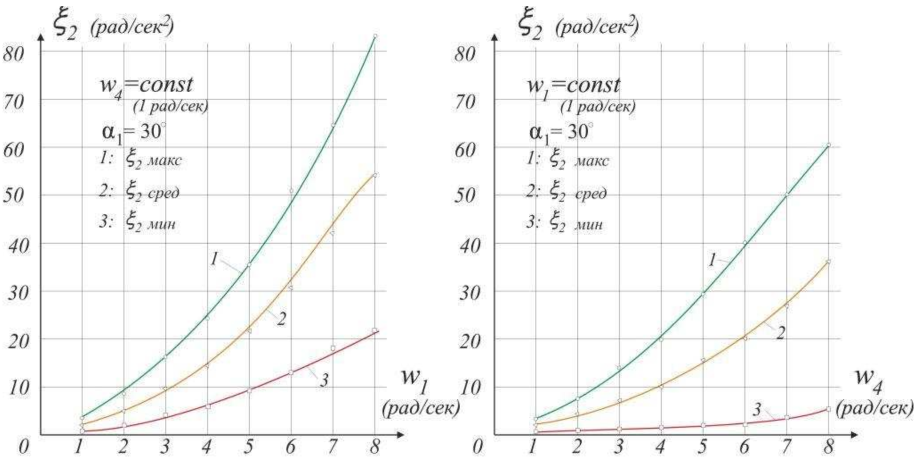


Рис. 4.13 Зависимости углового ускорения шатуна от времени при а – $w_4 = const$, б – $w_1 = const$ ($\alpha_1 = 30^\circ$)



а) б)

Рис. 4.14 Зависимости экстремальных значений углового ускорения шатуна от угловой скорости ведущих звеньев а – $w_2 = const$, б – $w_1 = const$ ($\alpha_1 = 30^\circ$)

На основании анализа графиков (рис. 4.13 – 4.14) получены следующие выводы. Угловая скорость w_1 ведущего кривошипа оказывает большее влияния на изменение максимальных, средних и минимальных значений углового ускорения ξ_2 рабочего шатуна относительно стойки. При увеличении угловой скорости ведущего кривошипа $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$, $w_4 = const = 1 рад/сек$ происходит резкое увеличение максимальных значений углового ускорения ξ_2 рабочего шатуна в диапазоне $3.6 рад/сек^2 \le \xi_2 \le 86.4 рад/сек^2$, средних значений углового ускорения в диапазоне $2.1 рад/сек^2 \le \xi_2 \le 54.6 рад/сек^2$, и минимальных значений в диапазоне $0.6 рад/сек^2 \le \xi_2 \le 22.5 рад/сек^2$. При увеличении угловой скорости ведущего шатуна $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, $w_1 = const = 1 рад/сек$, максимальные значения угловой скорости рабочего шатуна растут в диапазоне $3.6 рад/сек^2 \le \xi_2 \le 62.3 рад/сек^2$, средние значение в диапазоне $2.1 рад/сек^2 \le \xi_2 \le 36.1 рад/сек^2$ и минимальные значения в диапазоне $0.6 рад/сек^2 \le \xi_2 \le 3.5 рад/сек^2$.

4.4 Результаты расчетов влияния структурных параметров на кинематику характерной точки пространственного двухподвижного 5R механизма

На основании полученных уравнений (4.15-4.17) составлены графики зависимости скоростей и ускорений характерной точки N от угла скрещивания осей кривошипов базового механизма. Представленные графики отображают результаты расчетов свойств кинематических параметров на промежутке $0 \le t \le 6$ (сек). Это промежуток времени, за который ведущие звенья механизма совершают полный оборот вокруг оси z неподвижной системы координат $X_A Y_A Z_A$ при движении со скоростью ≈ 1 (рад/сек).

На рисунке 4.15 представлены результаты расчетов скоростей и ускорений характерной точки N для различных значений параметра α_1 ($0^\circ < \alpha_1 < 90^\circ, w_1 = w_4 = const = 1$ рад/сек).

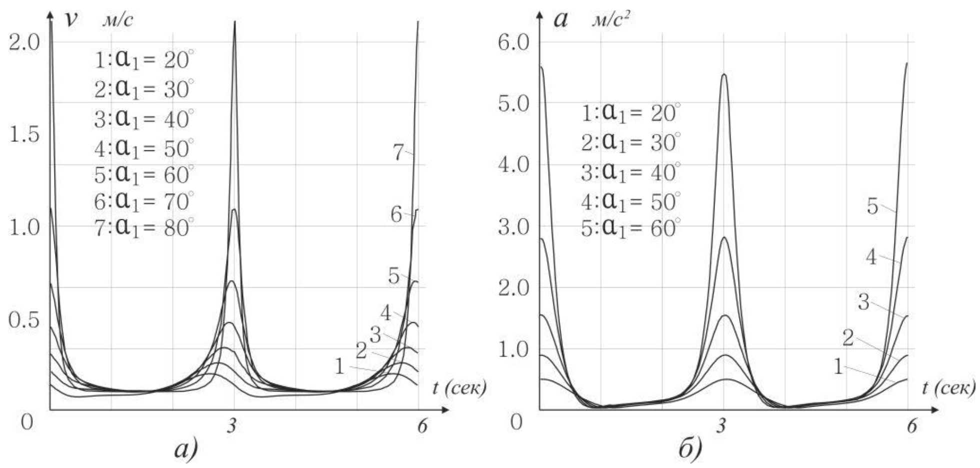


Рис. 4.15 Зависимость изменения скоростей и ускорений характерной точки N для различных значений угла α_1 ($w_1 = w_4 = const = 1$ рад/сек)

Анализа графиков (рис. 4.15) позволяет сделать следующие выводы.

1. Характерная точка N движется с переменными скоростями и ускорениями.

2. Во время движения периодически (Т = 3 сек) наблюдается резкое увеличение значений скоростей и ускорений точки N. Происходит «эффект встряхивания» - резкий скачок значений скорости и ускорения за короткий промежуток времени. Установлено, что данный эффект наблюдается, когда звенья базового механизма выстраиваются в одну линию.

3. Зависимости $v = f(\alpha_1)$, $a = f(\alpha_1)$ степенные - увеличение значения α_1 приводит к резкому увеличению максимальных значений скоростей и ускорений. Величина эффекта встряхивания увеличивается, а длительность сокращается (рис. 4.16 а).

4. Увеличение значения угла скрещивания α_1 не приводит к увеличению количества «встряхиваний». Наблюдаемое количество скачков для любого значения угла α_1 равно двум.

5. После эффекта встряхивания наступает период равномерного движения (близкого к равномерному). Движение точки характеризуется минимальной скоростью ($v_{\min}$)и минимальным ускорением $a_{\min}$. При этом увеличение значения угла α_1 не приводит к значительному увеличению значений параметров $v_{\min}$ и $a_{\min}$.

На рисунке 4.16 представлены графики зависимости неравномерности вращения рабочего органа от угла α_1 , и скорости точки Nот угла α_1 на промежутке $2 \le t \le 4$ (сек).

На рисунке 4.17 представлены графики зависимости экстремальных значений скорости и ускорения характерной точки N от значений угла α_1.

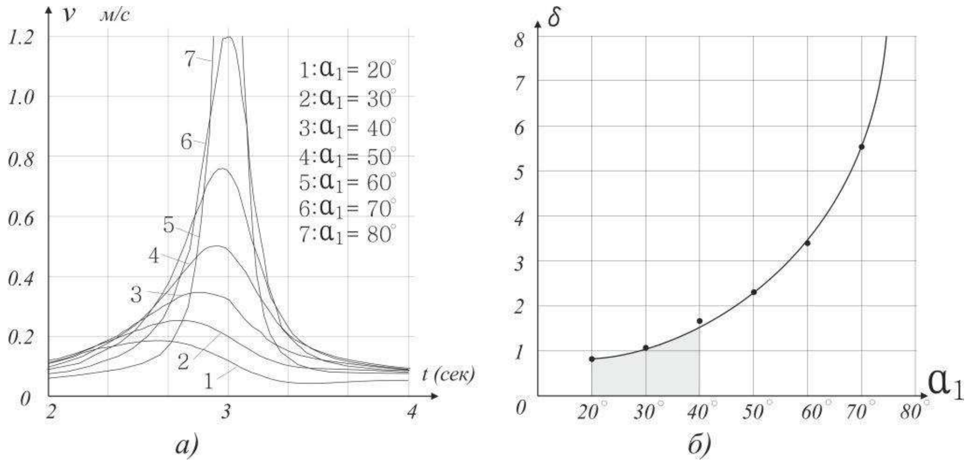


Рис. 4.16 Зависимости а– скорость точки N от угла α_1 на промежутке $2 \le t \le 4$ (сек), б – неравномерность вращения рабочего органа от угла α_1

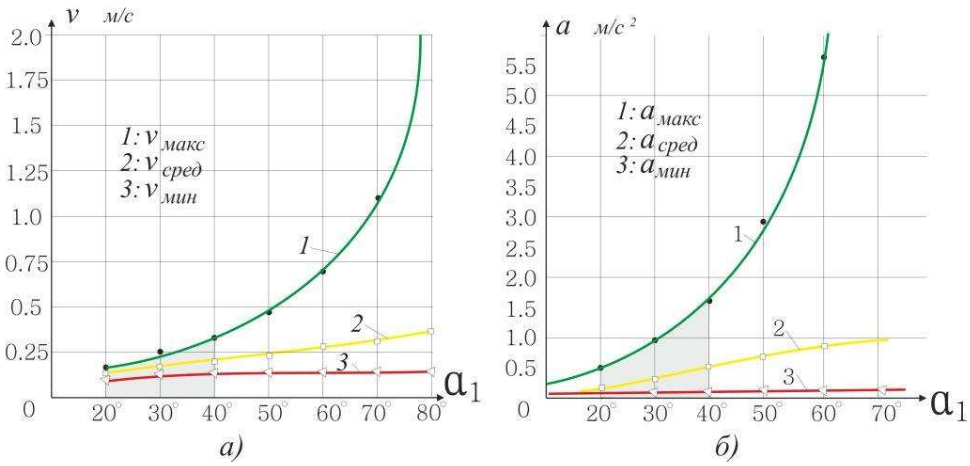


Рис. 4.17 Зависимости экстремальных значений а - скорости и б - ускорения характерной точки N для различных значений угла α_1
($w_1 = w_4 = const = 1$рад/сек)

На основании анализа графиков (рисунки 4.16-4.17) получены следующие выводы.

1. Значение параметра α_1 в значительной мере влияет на максимальную скорость и максимальное ускорение характерной точки N. При увеличении угла α_1 в исследуемом диапазоне $20^\circ \le \alpha_1 \le 80^\circ$ происходит резкое увеличение значений максимальной скорости в диапазоне $0.182 \le v_{\max} \le 2.362$ (м/с), максимального ускорения в диапазоне $0.88 \le a_{\max} \le 55$ (м/с^2).

2. Значение параметра α_1 незначительно влияет на среднюю и минимальную показатели скорости и ускорения характерной точки N. При увеличении угла α_1 в исследуемом диапазоне $20^\circ \le \alpha_1 \le 80^\circ$ происходит плавное увеличение минимальной скорости в диапазоне $0.113 \le v_{\min} \le 0.148$ (м/с), средней скорости в диапазоне $0.137 \le v_{сред} \le 0.313$ (м/с), минимального ускорения в диапазоне $0.035 \le a_{\min} \le 0.146$ (м/с^2), среднего ускорения в диапазоне $0.316 \le a_{сред} \le 3.378$ (м/с^2).

3. При увеличении угла α_1 в исследуемом диапазоне $20^\circ \le \alpha_1 \le 80^\circ$ происходит резкое увеличение коэффициента неравномерности в диапазоне $0.73 \le \partial \le 11.3$. Проведенные исследования показывают [30], что при значении коэффициента неравномерности $\partial = 1{,}5$ во время работы базового механизма возникают большие инерционные нагрузки, способные привести к разрушению. На основании анализа графика (рис. 4.16 б) установлено, что коэффициент неравномерности достигает значения $\partial = 1{,}5$ для угла скрещивания осей шарниров кривошипа $\alpha_1 = 40^\circ$. Поэтому для дальнейших исследований свойств кинематических параметров значения угла α_1 приняты в диапазоне $20^\circ \le \alpha_1 \le 40^\circ$.

4.5 Результаты расчетов влияния угловых скоростей ведущих звеньев на кинематику характерной точки пространственного двухподвижного 5R механизма

На рисунке 4.18 представлены зависимости скорости характерной точки N от времени для различных значений угловых скоростей w_1, w_4 ведущих звеньев базового механизма

На рисунке 4.19 представлены зависимости ускорения характерной точки N от времени для различных значений угловых скоростей w_1, w_4 ведущих звеньев базового механизма

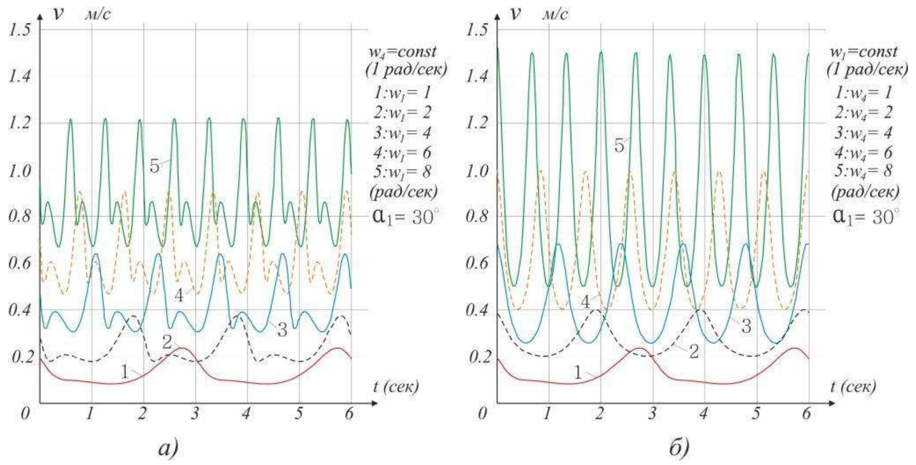


Рис. 4.18 Зависимости скорости точки N от времени при
а – $w_4 = const$, б – $w_1 = const$ ($\alpha_1 = 30^\circ$)

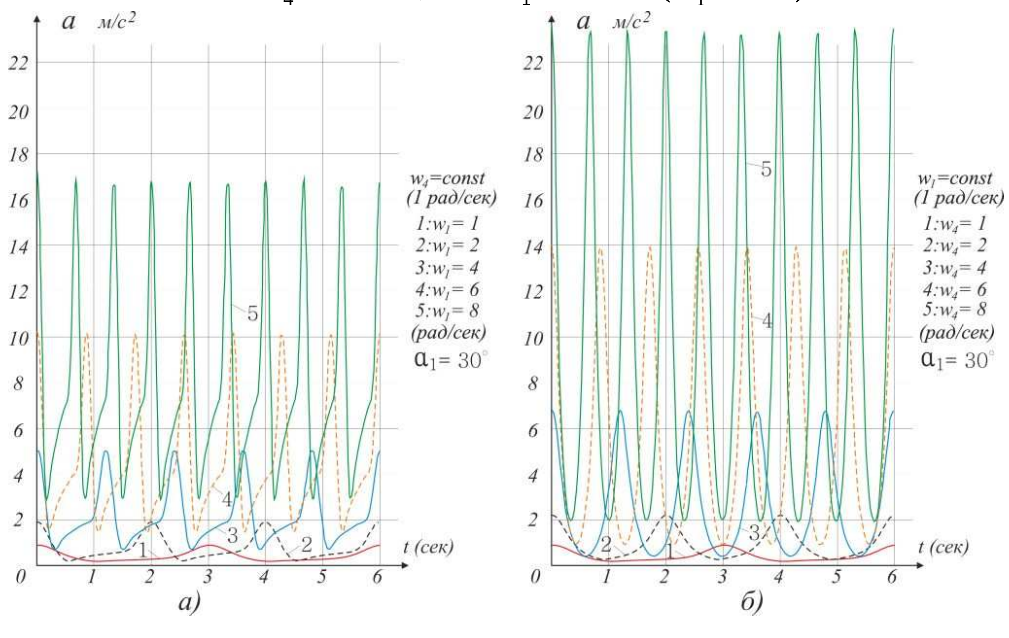


Рис. 4.19 Зависимости ускорений точки N от времени при
а – $w_4 = const$, б – $w_1 = const$ ($\alpha_1 = 30^\circ$)

На основании анализа графиков (рис. 4.18-4.19) сформулированы следующие выводы.

1. Угловые скорости ведущих звеньев базового механизма оказывают значительное влияния на «эффект встряхивания». При увеличении угловых

скоростей происходит резкое увеличение, как количества встряхиваний, так и их амплитуды.

2. Угловые скорости ведущих звеньев оказывают одинаковое влияние на увеличение количества встряхиваний. При увеличении $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$, $w_4 = const = 1 рад/сек$ (аналогично $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, $w_1 = const = 1 рад/сек$) происходит увеличение количество скачком $2 \le N \le 9$.

3. Угловая скорость ведущего шатуна оказывает большее влияния на изменение скорости и ускорения характерной точки N.

На рисунке 4.20 представлены графики зависимости экстремальных значений скоростей характерной точки N от значений угловых скоростей w_1 и w_4. На рисунке 4.21 представлены графики зависимости экстремальных значений ускорений характерной точки N от значений угловых скоростей w_1 и w_4.

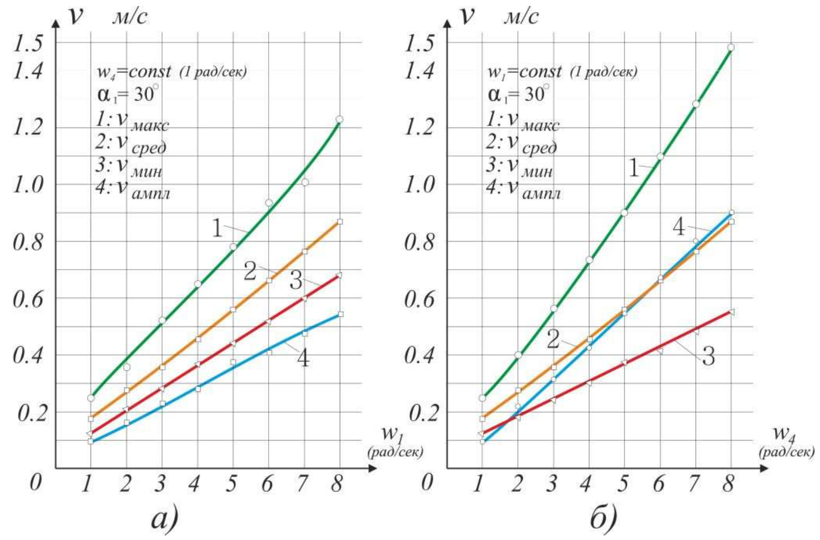


Рис. 4.20 Зависимости экстремальных значений скорости характерной точки N при а – $w_4 = const$, б – $w_1 = const$ ($\alpha_1 = 30^\circ$)

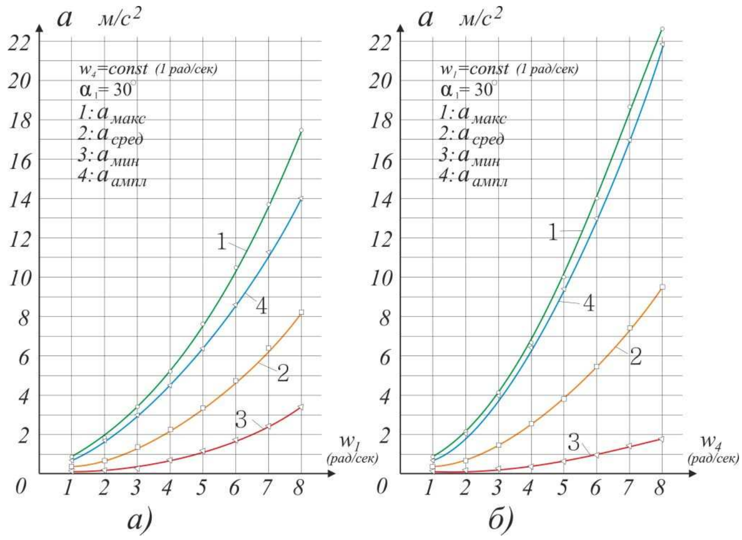


Рис. 4.21 Зависимости экстремальных значений ускорения характерной точки N при а – $w_4 = const$, б – $w_1 = const\,(\alpha_1 = 30^\circ)$

На основании анализа графиков (рис. 4.20-4.21) получены следующие выводы.

1. Угловая скорость w_4 ведущего шатуна оказывает большее влияние на увеличение максимальных значений скоростей и ускорений характерной точки N. При увеличении угловой скорости ведущего кривошипа $1рад/сек \le w_1 \le 8рад/сек$, $w_4 = const = 1рад/сек$ происходит увеличение максимальных скоростей точки N в диапазоне $0.250 \le v_{\max} \le 1.224$ (м/с), и резкое увеличение максимальных ускорений в диапазоне $0.88 \le a_{\max} \le 17.427$ (м/с^2). При увеличении угловой скорости ведущего шатуна $1рад/сек \le w_4 \le 8рад/сек$, $w_1 = const = 1рад/сек$ происходит увеличение максимальных скоростей в диапазоне $0.250 \le v_{\max} \le 1.457$ (м/с), и резкое увеличение максимальных ускорений в диапазоне $0.88 \le a_{\max} \le 23.948$ (м/с^2).

2. Угловая скорость w_1 ведущего кривошипа оказывает большее влияние на увеличение минимальных значений скоростей и ускорений точки N. При увеличении угловой скорости ведущего кривошипа $1рад/сек \le w_1 \le 8рад/сек$, $w_4 = const = 1рад/сек$ происходит увеличение минимальных скоростей точки N в диапазоне $0.131 \le v_{\min} \le 0.678$ (м/с), и

увеличение минимальных ускорений в диапазоне $0.035 \le a_{\min} \le 3.375$ (м/с^2). При увеличении угловой скорости ведущего шатуна $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, $w_1 = const = 1 рад/сек$ происходит увеличение минимальных скоростей в диапазоне $0.131 \le v_{\min} \le 0.545$, и минимальных ускорений в диапазоне $0.035 \le a_{\min} \le 1.975$ (м/с^2).

3. Угловые скорости w_1 и w_4 оказывают одинаковое влияние на увеличение средних значений скоростей и ускорений точки N. При увеличении угловой скорости ведущего кривошипа $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$, $w_4 = const = 1 рад/сек$ происходит увеличение средних скоростей точки N в диапазоне $0.169 \le v_{сред} \le 0.868$ (м/с), и увеличение средних ускорений в диапазоне $0.314 \le a_{сред} \le 8.209$ (м/с^2). При увеличении угловой скорости ведущего шатуна $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, $w_1 = const = 1 рад/сек$ происходит увеличение средних скоростей в диапазоне $0.169 \le v_{сред} \le 0.882$ (м/с), и средних ускорений в диапазоне $0.314 \le a_{сред} \le 9.439$ (м/с^2).

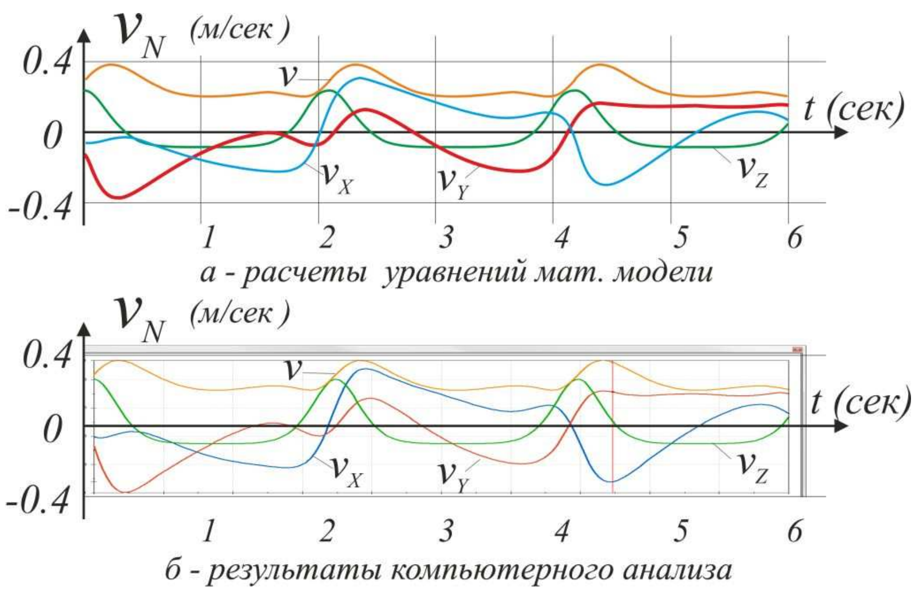


Рис. 4.22 Проекции скорости характерной точки N при $w_1 = const = 2 рад/сек$, $w_4 = const = 1 рад/сек$

На рисунках 4.22-4.23 представлены результаты экспериментальных измерений скорости и ускорения характерной точки N относительно стойки AE . На основании анализа данных графиков установлено, что расчеты кинематических параметров (линейных скоростей и ускорения), вычисленных тремя различными способами, совпадают между собой. Это позволяет сделать вывод о корректности полученных уравнений математической модели.

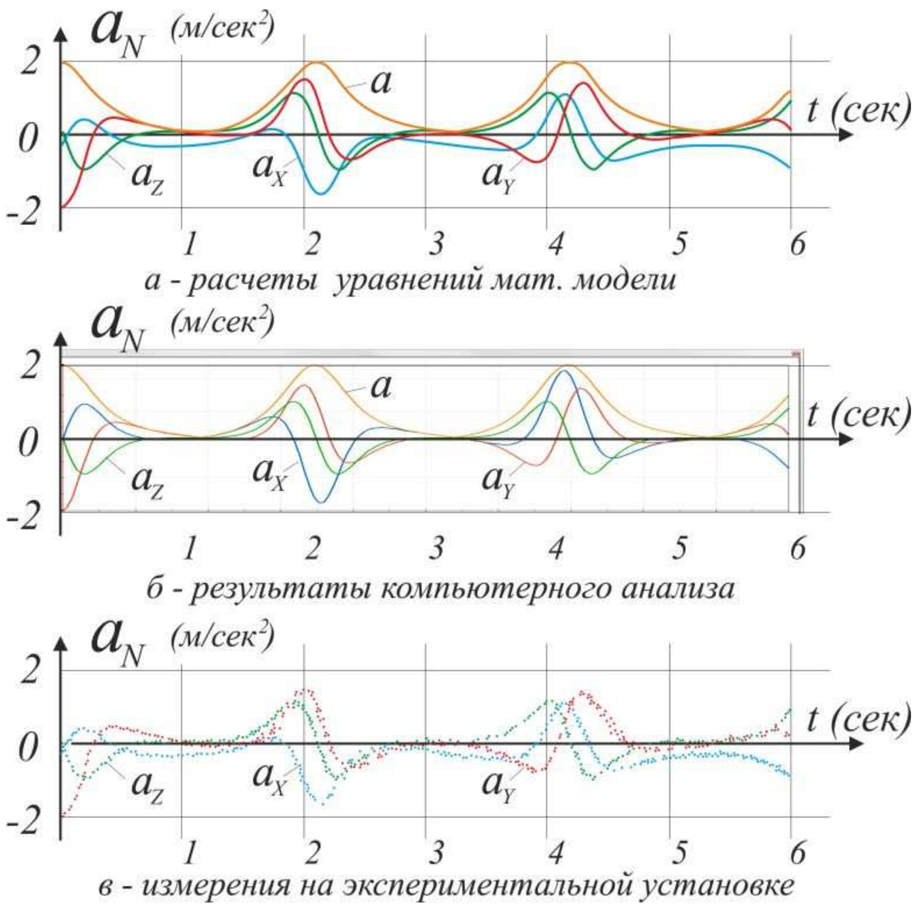


Рис. 4.23 Проекции ускорения характерной точки N при
$w_1 = const = 1 рад / сек$, $w_4 = const = 2 рад / сек$

На рисунке 4.24 представлены результаты расчетов количества встряхиваний в зависимости от угловых скоростей ведущих звеньев.

На рисунке 4.25 представлены результаты расчетов максимальных значений скоростей и ускорений характерной точки N в зависимости от угловых скоростей ведущих звеньев.

На рисунке 4.26 представлены результаты расчетов средних значений скоростей и ускорений характерной точки N в зависимости от угловых скоростей ведущих звеньев.

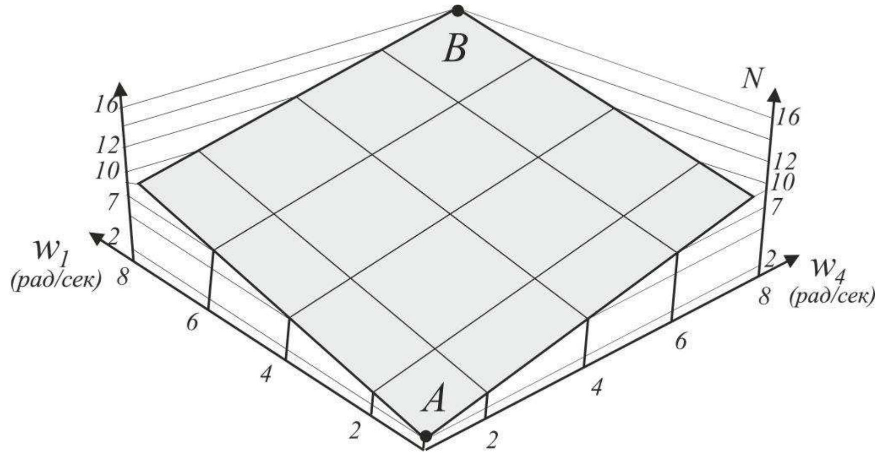
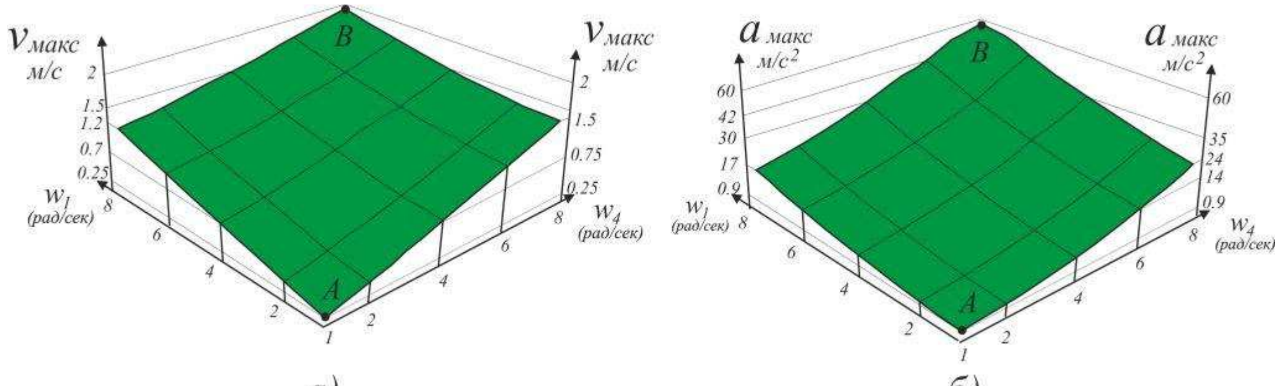
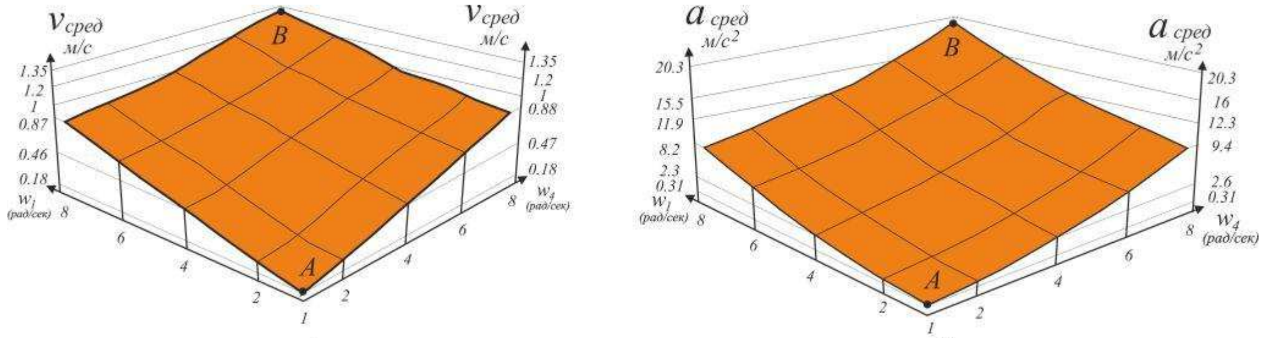


Рис. 4.24Зависимость количества встряхиваний от угловых скоростей ведущих звеньев ($\alpha_1 = 30^\circ$)



а) б)

Рис. 4.25 Зависимости максимальных значений скоростей и ускорений от угловых скоростей ведущих звеньев ($\alpha_1 = 30^\circ$)



а) б)

Рис. 4.26 Зависимости средних значений скоростей и ускорений от угловых скоростей ведущих звеньев ($\alpha_1 = 30^\circ$)

На основании анализа графиков (рис. 4.8-4.10) установлено следующее.

1. При возрастании угловых скоростей ведущих звеньев базового механизма в диапазоне $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$ и $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, количество встряхиваний увеличивается в диапазоне $2 \le N \le 16$.

2. При увеличении угловых скоростей ведущих звеньев базового механизма в диапазоне $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$ и $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, максимальные значения скоростей и ускорений увеличиваются в диапазоне $0.250 \le v_{\max} \le 1.999$ (м/с), $0.88 \le a_{\max} \le 56.3$ (м/с^2).

3. При увеличении угловых скоростей ведущих звеньев базового механизма в диапазоне $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$ и $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, средние значения скоростей и ускорений увеличиваются в диапазоне $0.18 \le v_{сред} \le 1.35$ (м/с), $0.31 \le a_{\max} \le 20.3$ (м/с^2).

4.6 Применение двухподвижного пространственного 5R механизма

В настоящее время значительно возросло внимание исследователей и конструкторов к возможностям пространственных nR механизмов при создании различных устройств и конструкций. Данные механизмы находят широкое применение во многих отраслях промышленности: в текстильной промышленности для автоматизации технологических процессов [63, 112], в архитектуре при создании подвижных сворачиваемых конструкций и укрытий [98, 105], в машиностроении для очистки изделий методом погружной мойки [69], в пищевой промышленности для перемешивания компонентов [30, 49, 64, 65], в системах мехатроники и робототехники [15]. Основным преимуществом пространственных механизмов является естественное воспроизведение требуемых пространственных движений. Наличие одних лишь вращательных пар позволяет передавать значительные нагрузки при малом износе.

В ходе проведенных исследований была спроектирована и изготовлена экспериментальная установка управляемого многорежимного 3D миксера на базе двухподвижного пространственного 5R механизма. Структурная схема представлена на рисунке 4.27.

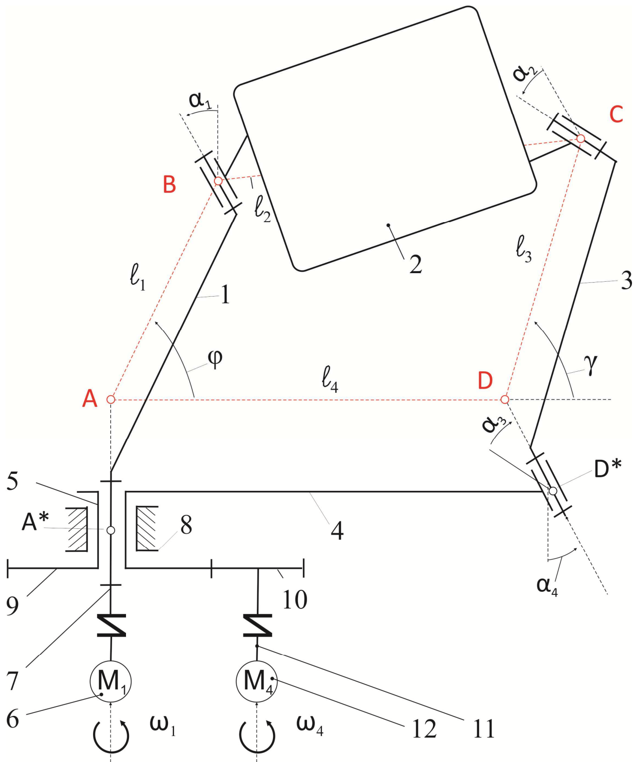


Рис. 4.27 Структурная схема 3D миксера

Многорежимный 3Dмиксер состоит из двух пространственных кривошипов 1 и 2, оси которых скрещиваются в пространстве под одинаковыми углами $\alpha_1 = \alpha_3 = 30^\circ$ и с одинаковыми кратчайшими расстояниями $l_1 = l_3 = 100\,мм$, и двух пространственных шатунов 2 и 4, оси которых скрещиваются в пространстве под одинаковыми углами $\alpha_2 = \alpha_4 = 90^\circ$ и с одинаковыми кратчайшими расстояниями $l_2 = l_4 = 200\,мм$. Вал кривошипа 1 установлен внутри полого вала 5 ведущего шатуна 4 и может вращаться относительно него. В свою очередь полый вал 5 ведущего шатуна 4 подвижно установлен на стойку 8 при помощи вращательной пары и, следовательно, может вращаться относительно стойки 8. Вал ведущего кривошипа соединен с первым мотор редуктором 6 на прямую, а на полый вал ведущего шатуна 4 жестко закреплено зубчатое колесо 9, которое входит в зацепление с зубчатым колесом 10, установленным подвижно на стойку 8 через вал 11, получающий вращательное движение от второго мотор редуктора 12.

Рис. 4.28 Процесс изготовления многорежимного 3Dмиксера

Таким образом, ведущий кривошип и ведущий шатун получают независимые вращательные движения относительно шарнира А, сообщая сложные планетарно-пространственные движения с переменными скоростями и ускорениями барабану 2, установленный между кривошипами 1 и 3. Для обеспечения много режимности работы и предотвращения потери энергии в начале запуска 3D миксера оба мотор-редуктора (6 и 12) снабжены частотными преобразователями для плавного регулирования частоты вращения валов ведущего кривошипа 1 и ведущего шатуна 4. На рисунках 4.28 и 4.29 представлен процесс изготовления многорежимного 3D миксера и собранный вариант экспериментальной установки.

Рис. 4.29 Экспериментальная модель многорежимного 3D миксера

Выводы по главе 4

1. На основании проведенных экспериментальных исследований установлен характер влияния структурных параметров механизма на кинематику характерной точки N: для двухподвижного 5R механизма со структурными параметрами $l_1 = 100, l_2 = 200, \alpha_2 = 90^\circ$ при увеличении значения угла α_1 в исследуемом диапазоне $20^\circ \le \alpha_1 \le 80^\circ$ при $w_1 = w_4 = const = 1$ (рад/сек) происходит увеличение значений максимальной скорости в диапазоне $0.182 \le v_{\max} \le 2.362$ (м/с), максимального ускорения в диапазоне $0.88 \le a_{\max} \le 55$ (м/с^2), минимальной скорости в диапазоне $0.113 \le v_{\min} \le 0.148$ (м/с), средней скорости в диапазоне $0.137 \le v_{сред} \le 0.313$ (м/с), минимального ускорения в диапазоне $0.035 \le a_{\min} \le 0.146$ (м/с^2), среднего ускорения в диапазоне $0.316 \le a_{сред} \le 3.378$ (м/с^2).

2. На основании проведенных экспериментальных исследований установлен характер влияния угловых скоростей ведущих звеньев механизма на кинематику характерной точки N: для двухподвижного 5R механизма

со структурными параметрами $l_1 = 100, \alpha_1 = 30^\circ, l_2 = 200, \alpha_2 = 90^\circ$ при увеличении угловых скоростей ведущих звеньев в диапазоне $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$ и $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$, максимальные значения скоростей и ускорений увеличиваются в диапазоне $0.250 \le v_{\max} \le 1.999$ (м/с), $0.88 \le a_{\max} \le 56.3$ (м/с^2), средние значения скоростей и ускорений увеличиваются в диапазоне $0.18 \le v_{сред} \le 1.35$ (м/с), $0.31 \le a_{\max} \le 20.3$ (м/с^2).

3. Установлено, что во время движения механизма периодически наблюдается резкое увеличение значений скоростей и ускорений точки N. Происходит «эффект встряхивания» - резкий скачок амплитудных значений скорости и ускорения за короткий промежуток времени. Для двухподвижного 5R механизма со структурными параметрами $l_1 = 100, \alpha_1 = 30^\circ, l_2 = 200, \alpha_2 = 90^\circ$ при возрастании угловых скоростей ведущих звеньев базового механизма в диапазоне $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$ и $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$ количество встряхиваний увеличивается в диапазоне $2 \le N \le 16$.

4. На основании сопоставлении результатов определения свойств кинематических параметров, полученных на основе аналитических уравнений, компьютерного анализа CAD модели и экспериментальных измерений доказана корректность математической модели кинематики двухподвижного пространственного 5R механизма.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. По результатам аналитического обзора составлена хронологическая таблица исследований пространственных nR механизмов. В таблице отражено развитие исследований nR механизмов в направлении от создания 4R механизма в сторону синтеза сложных многозвенных структур. Установлено, что активное изучение пространственных nR механизмов началось с первой половины XX века, большинство исследований посвящено теоретическим аспектам синтеза и кинематики механизмов, проводилось параллельно зарубежными и отечественными авторами независимо друг от друга.

2. На основании системного анализа способов образования пространственных nR механизмов разработана классификация по структуре и методам синтеза. В основе классификации заложено разделение механизмов по структурным параметрам и способам синтеза на основе базовых плоских, сферических, пространственных четырехзвенных механизмов и их комбинационных сочетаний. Установлено, что большинство исследований было направлено на решение вопросов синтеза и кинематического анализа одноподвижных nR механизмов.

3. На основании анализа пространственного 4R механизма предложены 32 модификации в зависимости от расположения угла скрещивания осей шарниров в различных квадрантах. Установлено, что если в механизме Беннетта углы скрещивания осей шарниров находятся в смежных квадрантах, то такой механизм по своей структуре будет являться параллелограммом Беннетта. Если в механизме Беннетта оба угла скрещивания осей шарниров находятся либо в одной квадранте, либо в накрест лежащих квадрантах, то такой механизм будет являться антипараллелограммом Беннетта.

4. Разработан способ синтеза двухподвижного пространственного 5R механизма без изменения структурных параметров на базе одноподвижного

4R механизма путем добавления дополнительного звена в виде вала, выполняющего роль стойки. Установлено, что данный способ позволяет расширить свойства кинематических параметров одноподвижных пространственных nR механизмов.

5. Разработана математическая модель кинематики звеньев и их характерных точек двухподвижного пространственного 5R механизма. На основании анализа математической модели кинематики двухподвижного пространственного 5R механизма установлено, что траекторией движения характерных точек механизма является поверхность вращения. При этом изменение структурных параметров механизма приводит к деформации данной поверхности, а угловые скорости ведущих звеньев оказывают значительное влияние на траекторию движения характерной точки по данной поверхности.

5. Разработана лабораторно-экспериментальная установка на базе двухподвижного пространственного 5R механизма. Проведены экспериментальные исследования свойств кинематических параметров. Установлено, что во время движения механизма периодически наблюдается резкое увеличение значений скоростей и ускорений точки N. Происходит «эффект встряхивания» - резкий скачок амплитудных значений скорости и ускорения за короткий промежуток времени. Для двухподвижного 5R механизма со структурными параметрами $l_1 = 100, \alpha_1 = 30^\circ, l_2 = 200, \alpha_2 = 90^\circ$ при возрастании угловых скоростей ведущих звеньев базового механизма в диапазоне $1 рад/сек \le w_1 \le 8 рад/сек$ и $1 рад/сек \le w_4 \le 8 рад/сек$ количество встряхиваний увеличивается в диапазоне $2 \le N \le 16$.

6. На основании проведенных экспериментальных исследований установлен характер влияния структурных параметров механизма на кинематику характерной точки N: для двухподвижного 5R механизма со структурными параметрами $l_1 = 100, l_2 = 200, \alpha_2 = 90^\circ$ при увеличении значения угла α_1 в исследуемом диапазоне $20^\circ \le \alpha_1 \le 80^\circ$ при

$w_1 = w_4 = const = 1$ (рад/сек) происходит увеличение значений максимальной скорости в диапазоне $0.182 \le v_{\max} \le 2.362$ (м/с), максимального ускорения в диапазоне $0.88 \le a_{\max} \le 55$ (м/с^2), минимальной скорости в диапазоне $0.113 \le v_{\min} \le 0.148$ (м/с), средней скорости в диапазоне $0.137 \le v_{сред} \le 0.313$ (м/с), минимального ускорения в диапазоне $0.035 \le a_{\min} \le 0.146$ (м/с^2), среднего ускорения в диапазоне $0.316 \le a_{сред} \le 3.378$ (м/с^2).

7. На основании сопоставлении результатов определения свойств кинематических параметров, полученных на основе аналитических уравнений, компьютерного анализа CAD модели и экспериментальных измерений доказана корректность математической модели кинематики двухподвижного пространственного 5R механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 184 с.

2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов. 4-е изд., перераб. и. доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

3. Ассур Л. В. Две теоремы механики твердого тела в применении к изучению движения плоских механизмов / Бюллетень политехнического общества, состоявшего при Императорском техническом училище, 1907. – № 6. – С. 301-306.

4. Ассур Л. В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации. – М.: Изд-во АН СССР, 1952. – 600 с.

5. Бриндтфельдт Э., Гринько А. Мехатронные устройства [электронный курс], Таллинн, 2013. – 244 с. – 1 электрон. опт. Диск (CD-ROM).

6. Бруевич Н. Г. Кинетостатика пространственных механизмов / Тр. Военно-возд. акад. им. Н.Е. Жуковского, 1937. – Вып. 22. – С. 3-85.

7. Верховский А. В. Четырехзвенный пространственный механизм с цилиндрическими шарнирами, оси которых не параллельны и не пересекаются в одной точке и его исследования / Известия Томского технологического института, 1925. – Т. 46. – Вып. 2. – С. 24-30.

8. Верховский А. В. Шестизвенные пространственные шарнирные механизмы / Известия Томского технологического института, 1947. – Т. 61. – Вып. 1. – С. 47-52.

9. Воробьев Е. И., Диментберг Ф. М. Теория пространственных шарнирных механизмов. – М.: Наука, 1991. – 262 с.

10. Галиуллин Ш. Р. Разработка ресурсо-энергосберегающих технологий и технических средств для промышленной подработки семян сахарной свеклы: дис. … д-ра техн. наук: 05.20.01. – Казань, 2004. – 414 с.

11. Галиуллин Ш.Р., Шарданов Р. Ш. О структуре и кинематике пространственного пятизвенного механизма с вращательными парами / Теория механизмов и машин, 2011. – Т. 9. – № 2. – С. 30-37.

12. Глазунов В. А. Структура пространственных механизмов. Группы винтов и структурные группы / Инженерный журнал. Справочник, 2010. – № 3. – С. 1-24.

13. Глазунов В. А. Об особом положении пространственного пятизвенника, образованного из двух механизмов Беннетта / Машиноведение, 1984. – № 5. – С. 75-82.

14. Глазунов В. А. Пространственные механизмы параллельной структуры / В.А. Глазунов, А.Ш. Колискор, А.Ф. Крайнев – М.: Наука, 1991. – 95 с.

15. Глазунов В. А. Методологические проблемы развития технических наук: На материале теории механизмов и машин: дис. … канд. фил. наук: 09.00.01. – Иваново, 1999. – 139 с.

16. Глазунов В. А. Методологические проблемы теоретической робототехники: дис. … д-ра фил. наук: 09.00.08. – Москва, 2003. – 425 с.

17. Горячкин В. П. Земледельческая механика. Ч. 1. (Основы теории земледельческих машин и орудий). – М.: Кн. изд-во студ. Петр. с.-х. акад., 1919. – 200 с.

18. Дворников Л. Т. Начала теории структуры механизмов / Учебное пособие. Новокузнецк, СибГТМА, 1994. – 102 с.

19. Дворников Л. Т. Опыт структурного синтеза механизмов / Теория механизмов и машин, 2004. – № 2. – С. 3-17.

20. Дворников Л. Т. В доказательство состоятельности опыта структурного синтеза механизмов / Теория механизмов и машин, 2006. – № 1. – Т. 4. – С. 44-48.

21. Дворников Л. Т. Нетрадиционные рассуждения о существовании механизма Беннетта / Теория механизмов и машин, 2009. – № 1. – Т. 7. – С. 5-10.

22. Дворников Л. Т. К вопросу о классификации механизмов / Известия Томского политехнического университета, 2009. – № 2. – Т. 314. – С. 31-34.

23. Диментберг Ф. М. Об особенных положениях пространственных механизмов. Машиноведение, 1977. – № 5. – С. 53-58.

24. Диментберг Ф. М. Теория пространственных шарнирных механизмов. – М.: Наука, 1982. – 336 с.

25. Диментберг Ф. М., Саркисян Ю. Л., Усков М. К. Пространственные механизмы: (Обзор современных исследований). М.: Наука, 1983. – 93 с.

26. Добровольский В. В. Построение относительных положений звеньев пространственного семизвенника по методу сферических изображений / Тр. Семинара по ТММ.: Изд-во АН СССР, 1952. – Т. 12. – Вып. 42. – С. 52-62.

27. Добровольский В.В. Теория сферических механизмов. – М., 1947. – 233 с.

28. Евграфов А. Н., Хростицкий А. А. Терёшин В. А. Особенности задачи исследования геометрии механизма с избыточными связями / Научно-технические ведомости СПбГПУ, 2011. – № 135. – С. 122-126.

29. Евграфов А.Н., Терешин В. А., Хростицкий А.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями / Научно-технические ведомости СПбГПУ. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2011. – № 2. – С. 170-176.

30. Евграфов А. Н., Петров Г. Н. Геометрия и кинематика механизма турбулентного смесителя / Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 3-й Международной научно-практической конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2013. – № 3. – С. 701-708.

31. Евграфов А. Н., Петров Г. Н. Расчет геометрических и кинематических параметров пространственного рычажного механизма с избыточной связью / Проблемы машиностроения и надежности машин, 2013. – № 3. – С. 3-8.

32. Зиновьев В. А. Кинематический анализ пространственных механизмов. Тр. Семинара по ТММ.: Изд-во АН СССР, 1951. – Т. 11. – Вып. 42. – С. 52-99.

33. Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1972. – 384 с.

34. Кетов Х. Ф., Колчин, Н. И. Теория механизмов и машин. Структура, классификация, кинематика и динамика механизмов. Л.-М.: Машгиз, 1939. – 608 с.

35. Киямов И. М. Разработка и обоснование параметров пространственного планетарного смесителя кормовых компонентов: дис. … канд. техн. наук: 05.02.18. – Казань, 1998. – 222 с.

36. Коловский М. З. Об одном критерии качества многоподвижных рычажных механизмов / Проблемы машиностроения и надежности машин, 1997. – № 2. – С. 92-95.

37. Коловский М. З. О некоторых направлениях модернизации курса ТММ / Теория механизмов и машин, 2003. – № 1. – С. 3-29.

38. Колчин Н. И. Механика машин. Ч.1: Графическая кинематика механизмов машин. М.-Л.: Машгиз, 1948. – 232 с.

39. Колчин Н. И. Механика машин. Ч.2: Кинетостатика и динамика машин. М.-Л.: Машгиз, 1948. – 170 с.

40. Крайнев А. Ф. Функциональная классификация механизмов / Проблемы машиностроения и надежности машин, 1993. – № 5. – С. 10-20.

41. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.

42. Лебедев П. А. Кинематика пространственных механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 280 с.

43. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для. –2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1990. – 592 с.

44. Малышев А. П. Анализ и синтез механизмов с точки зрения их структуры / Изв. Томского технолог. ин-та, 1923. – № 4. – С. 30-39.

45. Мингазов М. Р., Яруллин М. Г. Кинематика ведомого кривошипа пространственного четырехзвенного шарнирного механизма особой структуры / XXI Туполевские чтения (школа молодых ученых): Международная молодежная научная конференция, 19 – 21 ноября 2013 г.: сборник докладов. – Казань: Изд-во Казан.гос. техн. ун-та, 2013. – С. 214-218.

46. Мингазов М. Р., Яруллин М. Г. Способ образования и синтез двух подвижных 5R-механизмов / Научные труды III-й Международной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». – М. Издательский дом «Спектр», 2014. – С. 380-382.

47. Мингазов М. Р., Яруллин М. Г. Синтез структурных модификаций механизма Беннетта / Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2014. – № 4. – С. 271-280.

48. Мингазов М. Р., Яруллин М. Г. Структурный синтез двухподвижного пространственного 5R механизма и элементы следящего управления / Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2014. – Т. 16. – № 6. – С. 214-220.

49. Мингазов М. Р., Яруллин М. Г. Кинематика характерных точек рабочих звеньев пространственного 4R-механизма как активатора процессов перемешивания. / Вестник Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, 2014. – Т. 3. – С. 34-38.

50. Мингазов М. Р., Яруллин М. Г. К синтезу сферических механизмов с вращательными парами. / Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева, 2014. – Т. 70. – №1. – С.75 - 80.

51. Мудров А. Г. Разработка пространственных перемешивающих устройств нового поколения, применяемых в сельском хозяйстве и промышленности: дис. … д-ра техн. наук: 05.20.01. – Казань, 1999. – 493 с.

52. Мудров А. П. Использование пространственных пяти- и шестизвенного дифференциальных механизмов в смесительной технике / 100 лет механизму Беннетта. Материалы международной конференции по теории механизмов и машин. – Казань: РИЦ «Школа», 2004. – С. 117-124.

53. Мудров П. Г. Пространственные механизмы с вращательными парами. – Казань: Казанский сельскохозяйственный институт им. М. Горького, 1976. – 265 с.

54. Пейсах Э. Е. Анализ положений звеньев и области существования пространственного механизма ВЦЦЦ (часть 1) / Теория механизмов и Машин, 2003. – № 2. – С. 17-27.

55. Пейсах Э. Е. Анализ положений звеньев и области существования пространственного механизма ВЦЦЦ (часть 2) / Теория механизмов и Машин, 2004. – № 1. – С. 6-25.

56. Прямицын И. Б. Анализ замкнутого двухподвижного механизма (робота) / Теория механизмов и Машин, 2006. – № 1. – Т. 4. – С. 55-60.

57. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов. – М.: «Машиностроение», 1972. – 256 с.

58. Решетов Л. Н. Модели механизмов. Рукописный альбом. МВТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра ТММ. – М.: Машиностроение, 1974. – 115 с.

59. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.

60. Сомов П. О. О степенях свободы кинематической цепи / Журн. Рус. физ.-хим. о-ва, 1887. – Т. 19. – Вып. 9. – С. 443-476.

61. Сомов П. О. О некоторых приложениях кинематики изменяемых тел к шарнирным механизмам / Изв. Варш. Политехн. Инст, 1900.

62. Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К., Лукичев Д. М. и др. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

63. Хейло С. В. Разработка научных основ создания манипуляционных механизмов параллельной структуры для робототехнических систем

предприятий текстильной и легкой промышленности: дис. … д-ра техн. наук: 05.02.13. – Москва, 2014. – 292 с.

64. Хростицкий А.А. Кинематический и силовой анализ рычажного механизма смесителя с избыточной связью. Дис. Санкт-Петербург, СПГПУ, 2012. – 146 с.

65. Хуснутдинов Б. К. Кинематика, динамика и кинетика смесителя с базовым пространственным шарнирным семизвенником: дис. … канд. техн. наук: 05.02.18. – Казань, 1994. – 153 с.

66. Чебышев П. Л. Теория механизмов, известных под названием параллелограммов / УМН, 1946. – Т. 1. – Вып. 2. – С. 12-37.

67. Чебышев П. Л. О параллелограммах. Полное собрание сочинений / Теория механизмов, Издательство АН СССР, Москва-Ленинград, 1948. – Т. 4. – С. 16-36.

68. Чебышев П. Л. Теория механизмов, известных под названием параллелограммов / П. Л. Чебышев. – М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1949. – 80 с.

69. Яруллин М. Г. Интенсификация очистки изделий в погружных моечных машинах на базе пространственных механизмов: дис. … д-ра техн. наук: 05.20.03. – Казань, 2002. – 487 с.

70. Altmann P. G. Link Mechanisms in Modern Kinematics / Proc. Inst. Mech. Eng, 1954. – V. 168. – P. 889-896.

71. Baker J. E. Overconstrained 5-Bars with Parallel Adjacent joint axes. Pt. 1. Method of Analysis / Mechanism and Machine Theory, 1978. – V. 13. – P. 213-218.

72. Baker J. E. The Bennett, Goldberg and Myard linkage – in perspective / Mechanism and Machine Theory, 1979. – V. 14. – P. 239-253.

73. Baker J. E. An Analysis of the Bricard Linkages / Mechanisms and Machine Theory, 1980. – V. 15. – N. 4. – P. 267-286.

74. Baker J. E. On 5-Revolute Linkages with Parallel Adjacent Joint Access / Mechanisms and Machine Theory, 1984. – V. 19. – N. 6. – P. 467-475.

75. Baker J. E. A comparative survey of the Bennett-based, 6-revolute kinematic loops / Mechanism and Machine Theory, 1993. – V. 28. – P. 83-96.

76. Baker J. E. The single screw reciprocal to the general plane-symmetric six-screw linkage / Journal for Geometry and Graphics, 1997. – V. 1. – N. 1. – P. 5-12.

77. Baker J. E. Overconstrained six-bars with parallel adjacent joint-axes / Mechanisms and machine theory, 2003. – T. 38. – N. 2. – P. 103-117.

78. Baker J. E. A curious new family of overconstrained six-bars / Journal of Mechanical Design, 2005. – T. 127. – N. 4. – P. 602-606.

79. Baker J. E. Myard's first five-bar linkage as a degeneracy of a plane-symmetric six-bar loop / Mechanism and Machine Theory, 2008. – V. 43. – P. 649-663.

80. Bennett G. T. A new Mechanism / Engineering. – London, 1903. – P. 778-783.

81. Bennett G. T. The parallel motion of Sarrus and some allied mechanisms / Philosophy Magazine, 6th Series 9, 1905. – P. 803-810.

82. Bennett G. T. Deformable octahedral / Proceedings of the London Mathematical Society – London, 2nd Series 10, 1911. – P. 309-343.

83. Bennett G. T. The Skew Isogram Mechanism / Proceedings of the London Mathematical Society, 1914. – V. 13. – N. 2. – P. 151-173.

84. Chen Y., You Z. Network of Bennett mechanism / Department Report OUEL 2230/00, Department of Engineering Science, University of Oxford, 2000. – 14 p.

85. Chen Y., Liu S. Y. Myard linkage and its mobile assemblies / Mechanism and Machine Theory, 2009. – V. 44. – P. 1950-1963.

86. Chen Y., Song C. Y. A spatial 6R linkage derived from subtractive Goldberg 5R linkages / Mech. Mach. Theory, 2011. – V. 46. – P. 1097-1106.

87. Chen Y., Song C. Y. A family of mixed double-Goldberg 6R linkages / Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Science, 2012. – T. 468. – N. 2139. – P. 871-890.

88. Dietmaier P. A New 6R Space Mechanism / Proceedings of the 9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms (IFToMM), Milano, Italy, 1995. – P. 52-56.

89. Dietmaier P. Simply overconstrained mechanisms with rotational joints / Habilitation thesis, Graz University of Technology, 1995. – P. 37-38.

90. Goldberg M. Polyhedral linkages / National Mathematics Magazine, 1942. – V. 16. – P. 323-332.

91. Goldberg M. New Five-Bar and Six-Bar Linkages in Three Dimensions / Transactions of the ASME, 1943. – V. 46. – N. 6. – P. 649-661.

92. Goldberg M. Unstable polyhedral structures / Mathematics Magazine, 1978. – P. 165-170.

93. Hunt. Prismatic Pairs in Spatial Linkages / Journal of Mechanisms, 1967. – V. 2. – P. 213-230.

94. Kutzbach K. Mechanische Leitungsverzweigung / Maschinenbau, der Betrieb, 1929. – V. 8. – P. 710-716.

95. Larochelle P., Murray A. P. A classification scheme for planar 4R, spherical 4R, and spatial RCCC linkages to facilitate computer animation / Proceedings of the 1998 ASME Design Engineering Technical Conferences, 1998. – P. 13-16.

96. Kiper G. Fulleroid-like linkages / proceedings of EUCOMES 08, Dordrecht, 2008. – P. 423-430.

97. Kiper G., Soylemez E. Regular polygonal and regular spherical polyhedral linkages comprising Bennett loops / Computational linematics, Dordrecht, 2009. – P. 249-256.

98. Kiper G. Design methods for planar and spatial deployable structures: dissertation. Middle East Technical University, 2011. – 146 p.

99. Mavroidis C., Roth B. structural parameters which reduce the number of manipulator configurations / Proceedings of the ASME 22nd Biennial Mechanisms Conference, 1992. – P. 359-366.

100. Mavroidis C., Roth B. Analysis and Synthesis of Overconstrained Mechanisms / Proceedings of the 1994 ASME Design Technical Conferences, 1994. – V. 70. – P. 115-133.

101. Mavroidis C., Roth B. Analysis of Overconstrained Mechanisms / Transactions of the ASME, Journal of Mech. Design, 1995. – V. 117. – P. 69-74.

102. Mavroidis C., Roth B. New and revised overconstrained mechanisms / Transactions of the ASME, Journal of Mech. Design, 1995. – V. 117. – P. 75-82.

103. Mavroidis C., Beddows M. A spatial overconstrained mechanism that can be used in practical application / Proceedings of the 5th Applied Mechanisms and Robotics Conference. Cincinnati, USA, 1997. – V. 117. – P. 75-82.

104. McCarthy J. M., Su H. Classification of RRSS linkages / Mechanism and Machine Theory, 2002. – V. 37. – N. 11. – P. 1413-1433.

105. Melin N. O. B. Application of Bennett mechanisms to long-span shelters: dissertation. University of Oxford, 2004. – 182 p.

106. Myard F. E. Contribution à la Géométrie des Systèmes Articulés / Bulletin de la Société Mathématique de France, 1931. – V. 59. – P. 183-210.

107. Myard F. E. "Sur les Chaines Fermées à Quatre Couples Rotoïdes non-concourants, Deformables au Premier Degré de Liberté. Isogramme Torique/ Compterendus de l'Acadèmie de Science. Paris, 1931. – V. 192. – P. 1194-1196.

108. Qi X. et al. Design and optimization of large deployable mechanism constructed by Myard linkages / CEAS Space Journal, 2013. – V. 5. – N. 3. – P. 147-155.

109. Raghavan M., Roth B. Inverse Kinematics of the General 6R Manipulator and Related Linkages / Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 1993. – V. 115. – P. 502-508.

110. Sarrus P.T. Note sur la transformation des mouvements rectilignes alternatives, en mouvements circulaires; et reciproquement / Academie des sciences, comtes rendus hebdomataires des séances, Paris, 1853. – V. 36. – P. 1036-1038.

111. Savage, M. Four-Link Mechanisms With Cylindric, Revolute and Prismatic Pairs / Mechanisms and Machine Theory, 1972. – V. 7. – P. 191-210.

112. Selvi O. Robotization of hand woven carpet technology process / dissertation. Izmir Institute of Technology, 2008. – 96 p.

113. Soru M. A spatial kinetic structure applied to an active acoustic ceiling for a multi-purpose theatre / dis. – TU Delft University of Technology, 2014. – 213 p.

114. Viquerat A. D. A plane symmetric 6R foldable ring / Mechanism and Machine Theory, 2013. – V. 63. – P. 73-88.

115. Waldron K. J. A Family of Overconstrained Linkages / Journal of Mechanisms, 1967. – V. 2. – N. 2. – P. 201-211.

116. Waldron K. J. Hybrid Overconstrained Linkages / Journal of Mechanisms, 1968. – V. 3. – P. 73-78.

117. Waldron K. J. Symmetric Overconstrained Linkages / Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Industry, 1969. – V. 91. – P. 158-162.

118. Waldron K. J. A study of overconstrained linkage geometry by solution of closure equation. Pt I. Method of Study / Mechanisms and Machine Theory, 1973. – V. 8. – N. 1. – P. 95-104.

119. Waldron K. J. Overconstrained Linkages / Environment and Planning B, 1979. – V. 6. – P. 393-402.

120. Wohlhart K. A new 6R Space Mechanism / Proceedings of the 7th World Congress of the Theory of Machine and Mechanisms, Seville, Spain, 1987. – V. 1. – P. 193-198.

121. Wohlhart K. Merging two General Goldberg 5R Linkages to Obtain a New 6R Space Mechanism / Mechanisms and Machine Theory, 1991. – V. 36. – P. 659-668.

122. Wohlhart K. On isomeric overconstrained space mechanisms / In Proc. 8th World Congress IFToMM, Prague, Czechoslovakia, 1991. – P. 153-158.

123. Wohlhart K. New Overconstrained Spheroidal Linkages / Proceedings of the 9th World Congress of the Theory of Machine and Mechanisms (IFToMM), Milano, Italy, 1995. – P. 149-154.

124. Wohlhart K. Regular polyhedral linkages / 2nd workshop on computational kinematics, Sophia, Antipolis, France, 2001. – P. 4-6.

125. Wohlhart K. Irregular Polyhedral Linkages / Pr. of the XI World Congress in Mechanism and Machine Science. Tianjin, China, 2004. – P. 1083-1087.

ПРИЛОЖЕНИЯ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) RU (11) 2 527 993 (13) C1

(51) МПК
B01F 9/02 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2013101395/05, 10.01.2013

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
10.01.2013

Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 10.01.2013

(45) Опубликовано: 10.09.2014 Бюл. № 25

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: RU 2077941 C1, 27.04.1997. SU 895485 A, 07.01.1982. SU 797878 A, 25.01.1981. SU 841989 A, 30.06.1981. JP 0001058336 A, 06.03.1989

Адрес для переписки:
420111, г.Казань, ул. К. Маркса, 10, ФГБОУ ВПО "Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ", ОИС и информационно-патентного обслуживания

(72) Автор(ы):
Яруллин Мунир Гумерович (RU),
Мингазов Марат Ринатович (RU)

(73) Патентообладатель(и):
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ" (КНИТУ-КАИ) (RU)

RU 2527993 C1

(54) БАРАБАННЫЙ СМЕСИТЕЛЬ

(57) Реферат:

Изобретение относится к смесителям и может использоваться в машиностроительной, медицинской, сельскохозяйственной, строительной и других отраслях промышленности, в частности, для перемешивания сухих и жидких компонентов смеси. Смеситель содержит пространственный кривошип 1 и пространственный пруток 3, оси отверстий которых скрещиваются в пространстве под равными углами и с кратчайшим расстоянием между этими осями, пространственный мотыль 2 и ведущий пространственный шатун 4 с двумя отверстиями, оси которых скрещиваются под прямым углом и с кратчайшим расстоянием между этими осями, последовательно шарнирно соединенные между собой. На осях шарниров установлены три барабана для размещения перемешиваемых компонентов смеси. Валы ведущего пространственного кривошипа 1 и пространственного шатуна 4 связаны каждый со своим мотор-редукторами 6 и 12. Технический результат состоит в повышении эффективности путем упрощения конструкции с одновременным повышением качества перемешивания и увеличения амплитуд перемещения рабочего органа. 1 ил.

RU 2527993 C1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU** (11) **2 542 270** (13) **C1**

(51) МПК
B01F 9/02 (2006.01)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: **2013135832/05, 30.07.2013**

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
30.07.2013

Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: **30.07.2013**

(45) Опубликовано: **20.02.2015** Бюл. № **5**

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: **RU 2079354 C1, 20.05.1997. RU 2077941 C1, 27.04.1997. SU 895485 A, 07.01.1982. SU 797878 A, 25.01.1981. JP 0001058336 A, 06.03.1989**

Адрес для переписки:
420111, г.Казань, ул. К. Маркса, 10, ФГБОУ ВПО "Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ", ОИС и информационно-патентного обслуживания

(72) Автор(ы):
Яруллин Мунир Гумерович (RU),
Мингазов Марат Ринатович (RU)

(73) Патентообладатель(и):
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ" (КНИТУ-КАИ) (RU)

RU 2542270 C1

(54) БАРАБАННЫЙ МИКСЕР

(57) Реферат:

Изобретение относится к устройствам для перемешивания материалов, а именно к устройствам для перемешивания жидких компонентов. Техническим результатом заявленного изобретения является повышение качества перемешивания. Технический результат достигается в барабанном миксере, содержащем мотор-редуктор, ведущий кривошип, барабан и стойку. При этом в миксер введен пространственный пруток, ведущий шатун и мотор-редуктор ведущего шатуна. Причем барабан с пространственным прутком соединены шарнирно и расположены последовательно между ведущим кривошипом и ведущим шатуном, которые связаны каждый своим мотор-редуктором. Оси отверстий ведущего кривошипа и пространственного прутка выполнены скрещивающимися в пространстве под одинаковыми углами и с одинаковыми кратчайшими расстояниями между этими осями. Оси отверстий барабана и ведущего шатуна выполнены скрещивающимися под одинаковыми прямыми углами и с одинаковыми кратчайшими расстояниями между осями. При этом вал ведущего кривошипа соединен напрямую со своим мотор-редуктором, а полый вал ведущего шатуна связан со своим мотор-редуктором через пару зубчатых колес. Причем вал ведущего кривошипа установлен на полый вал ведущего шатуна, установленного на стойке, с возможностью вращения один относительно другого, сообщая сложное планетарно-пространственное движение с переменными скоростями и ускорениями барабану. 3 ил., 1 табл.

RU 2542270 C1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU** (11) **2 547 018** (13) **C1**

(51) МПК
B01F 7/30 (2006.01)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: **2013157929/05, 25.12.2013**

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
25.12.2013

Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: **25.12.2013**

(45) Опубликовано: **10.04.2015** Бюл. № **10**

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: **RU 2411073 C1, 10.02.2011. SU1063450 A1, 30.12.1983; . SU 1459701 A2, 23.02.1989; . GB 903592 A, 15.08.1962**

Адрес для переписки:
420043, РТ, г.Казань, ул. Зеленая, 1, КГАСУ, Давлетбаевой Ф.И.

(72) Автор(ы):
**Яруллин Мунир Гумерович (RU),
Мингазов Марат Ринатович (RU),
Исянов Илнур Рафаилевич (RU),
Хабибуллин Фаниль Фаргатович (RU)**

(73) Патентообладатель(и):
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Казанский государственный архитектурно-строительный университет" КГАСУ (RU)

RU 2547018 C1

(54) РЫЧАЖНО-ПЛАНЕТАРНЫЙ СМЕСИТЕЛЬ

(57) Реферат:

Изобретение относится к устройствам для перемешивания различных вязких и сыпучих материалов. Оно может найти применение в строительстве, в порошковой металлургии, в машиностроении, в медицине, в сельском хозяйстве, в нефтяных отраслях промышленности и в других отраслях, где есть необходимость перемешивания различных компонентов. Рычажно-планетарный смеситель состоит из емкости для размещения перемешиваемых компонентов, на которой шарнирно установлена поворотная крышка, в которой установлен двигатель. Двигатель кинематически связан с планетарным приводом, который выполнен в виде плоского четырехзвенного рычажного механизма, состоящего из ведущего стержня, ведущего кривошипа, шатуна, рабочего органа с рабочими лопатками и скребка для очистки емкости. Ведущий кривошип установлен с возможностью вращения относительно ведущего стержня. Ведущий кривошип шарнирно соединен с рабочим органом, который шарнирно установлен на шатун и шарнирно соединен с ведущим стержнем. Для вращательно-планетарного движения рабочего органа длина ведущего кривошипа равна длине шатуна, для качательно-планетарного движения длина ведущего кривошипа должна быть меньше длины шатуна. Изобретение позволяет упростить конструкцию, повысить надежность работы, интенсивности и качества перемешивания. 2 з.п. ф-лы, 1 ил.

RU 2547018 C1

«УТВЕРЖДАЮ»

проректор по образовательной деятельности

_______________ Е. М. Разинкина

«20» февраля 2015 г.

АКТ

об использовании результатов диссертационных работы
Мингазова Марата Ринатовича
в учебном процессе ФГАУО ВО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Модель одноподвижного пространственного четырехзвенного механизма с вращательными парами и видеофильм «Новые механизмы в робототехнике» созданные аспирантом ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ»Мингазовым М. Р.используются в учебном процессе кафедры «Теория механизмов и машин»ФГАУО ВО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Заведующий кафедрой ТММ _______________ А.Н. Евграфов

профессор кафедры ТММ,
д.т.н. _______________ В.И. Каразин

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по учебной работе
КГАСУ
_________ И. Э. Вильданов
(подпись) (расшифровка подписи)
«20» февраля 2015 г.

АКТ

об использовании результатов диссертационных исследований
Мингазова Марата Ринатовича
в учебном процессе ФГБОУ ВПО «Казанский государственный строительный университет»

По результатам диссертационных исследований аспирантом КНИТУ-КАИ Мингазовым М. Р.:

А. Создан видеофильм «Новые механизмы в робототехнике».

Б. Изготовлены следующие действующие модели механизмов с вращательными парами:

1. Одноподвижный плоский 4R механизм.
2. Одноподвижный сферический 4R механизм.
3. Одноподвижный пространственный 4R механизм.
4. Одноподвижный пространственный 5R механизм.
5. Двухподвижный плоский 5R механизм.
6. Двухподвижный сферический 5R механизм.
7. Двухподвижный пространственный 5R механизм.
8. Двухподвижный пространственный 6R механизм.

Указанные восемь моделей механизмов и видеофильм используются в учебном процессе при чтении лекций и проведении лабораторно-практический занятий на кафедре «Дорожно-строительные машины» с 2013-2014 учебного года по дисциплине "Теория механизмов и машин" по направлениям:

1. Бакалавриат. Наземные транспортно- технологические комплексы. Профиль: Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование (190106.62)
2. Бакалавриат. Технология транспортных процессов Профиль: Организация и безопасность движения (190709.62)

Заведующий кафедрой ДСМ,
член корр. АН РТ, д.т.н.,
профессор
Р.Л. Сахапов

«УТВЕРЖДАЮ»
Проректор по НИР КГАСУ
______ Л. М. Сулейманов
«20» февраля 2015 г.

АКТ

о проведении экспериментальных измерений кинематических параметров двухподвижного пространственного 5R механизма на лабораторно-экспериментальной установке 3D миксера

Мы, нижеподписавшиеся, зав. кафедрой «Дорожно-строительные машины» д.т.н., профессор, член-корр. АН РТ Р. Л. Сахапов, д.т.н. проф. М. Г. Яруллин, к.т.н., доцент М. А. Земдиханов, аспирант кафедры МиИГ КНИТУ-КАИ М. Р. Мингазов составили настоящий акт в том, в лаборатории по теории механизмов и машин кафедры ДСМ КГАСУ проведены экспериментальные измерения кинематических параметров 3D миксера на базе двухподвижного пространственного 5R механизма с использованием акселерометра Mti&Mtx. Структурные параметры базового механизма: l_1=100 мм, α_1=30^O, l_2=200 мм, α_2=90^O. Были измерены значения угловой скорости барабана и линейного ускорения центра масс барабана миксера. В таблице представлены средние значения параметров трехкратных измерений.

Таблица 1

Угловая скорость барабана миксера ω_2 (рад/сек) в зависимости от угловых скоростей ведущего кривошипа ω_1 (рад/сек) и ведущего шатуна ω_4 (рад/сек)

ω_4 = const = 1 рад/сек

ω_1	$\omega_2^{макс}$	$\omega_2^{мин}$	$\omega_2^{сред}$
1	2.8	0.61	1.4
2	3.8	1.1	1.9
3	4.8	1.7	2.5
4	5.9	2.1	3.1
5	6.8	2.7	3.7
6	7.9	3.2	4.4
7	8.9	3.7	4.9
8	10	4.2	5.7

ω_1 = const = 1 рад/сек

ω_4	$\omega_2^{макс}$	$\omega_2^{мин}$	$\omega_2^{сред}$
1	2.8	0.61	1.4
2	3.8	1.1	1.9
3	4.8	1.7	2.5
4	5.9	2.1	3.1
5	6.8	2.7	3.7
6	7.9	3.2	4.4
7	8.9	3.7	4.9
8	10	4.2	5.7

Таблица 2

Ускорение (среднее) центра масс барабана миксера (м/с^2) в зависимости от угловых скоростей ведущего кривошипа ω_1 (рад/сек) и ведущего шатуна ω_4 (рад/сек)

ω_1/ ω_4	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0.31	0.8	1.5	2.6	3.9	5.5	7.3	9.4
2	0.74	1.3	2	3.1	4.5	6.2	8.2	10.5
3	1.4	1.9	2.9	4.3	5.4	7.1	9	11.4
4	2.3	3	3.9	5.1	6.8	8.2	11	12.3
5	3.4	4.1	5.3	6.5	7.9	10.6	11.6	14
6	4.8	5.6	6.7	8	10.4	11.4	13.5	15.9
7	6.4	7.5	8.4	10.1	11.4	13.3	15.5	18
8	8.2	9.2	10.6	11.9	13.1	15.5	17.6	20.3

Таблица 3

Ускорение (максимальное) центра масс барабана миксера (м/с^2) в зависимости от угловых скоростей ведущего кривошипа ω_1 (рад/сек) и ведущего шатуна ω_4 (рад/сек)

ω_1/ ω_4	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0.9	2.19	4.17	6.80	10.09	14.04	18.65	23.91
2	1.88	3.5	5.8	8.8	12.5	16.8	21.6	27.2
3	3.35	5.3	7.9	11.2	15.2	19.8	25	31.20
4	5.23	7.5	10.5	14.1	18.3	23.4	29	35.12
5	7.61	10.2	13.5	17.4	21.9	27.3	33.2	39.73
6	10.47	13.4	16.9	21.2	26.4	31.7	38.8	44.93
7	13.75	17	20.8	25.5	30.6	37	43.1	51.7
8	17.43	20.9	25.3	30.2	37.7	42	49.8	56.3

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Сахапов Р.Л.

Яруллин М.Г.

Земдиханов М. А.

Мингазов М.Р.

«УТВЕРЖДАЮ»
проректор по образовательной деятельности
КНИТУ-КАИ
________ Н. Н. Маливанов
«10» февраля 2015 г.

АКТ

об использовании результатов диссертационной работы
Мингазова Марата Ринатовича
в учебном процессе ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ»

В ходе выполнения диссертационной работы аспирантом Мингазовым М. Р. были изготовлены следующие действующие модели механизмов с вращательными парами:

1. Одноподвижный плоский 4R механизм.
2. Одноподвижный сферический 4R механизм.
3. Одноподвижный пространственный 4R механизм.
4. Одноподвижный пространственный 5R механизм.
5. Двухподвижный плоский 5R механизм.
6. Двухподвижный сферический 5R механизм.
7. Двухподвижный пространственный 5R механизм.
8. Двухподвижный пространственный 6R механизм.

Указанные восемь моделей механизмов используются в учебном процессе на кафедре «Машиноведение и инженерная графика» по дисциплине "Теория механизмов и машин" по направлениям подготовки «15.03.05 – Машиностроение», «15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», «26.03.02 – Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры», «24.03.04 - Авиастроение» с 2013-2014 учебного года.

Директор института авиации, наземного транспорта и энергетики, д.т.н., профессор ________ С.Э. Тарасевич

Начальник учебного управления, к.т.н., доцент ________ Н.В. Филонов

Заведующий кафедрой МиИГ, д.т.н., профессор ________ М.Г. Яруллин