

2. Arakelian V., Briot S., Glazunov V. Improvement of functional performance of spatial parallel manipulators using mechanisms of variable structure. // Proceedings of the Twelfth World Con-gress in Mechanism and Machine Science IFToMM - Besancon, France - 2007.- V. 5.- P. 159-164
3. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф., Модель Б.И. Принципы классификации и методы анализа пространственных механизмов с параллельной структурой // Пробл. машиностроения и надежности машин.- 1990.- № 1.- С.41-4
4. Ширинкин М.А., Глазунов В.А., Палочкин С.В., Хейло С.В. / Решение задачи о скоростях и особых положениях манипулятора параллельной структуры. // Известия вузов. Технология текстильной промышленности, 2011, № 3. – с. 95-100.

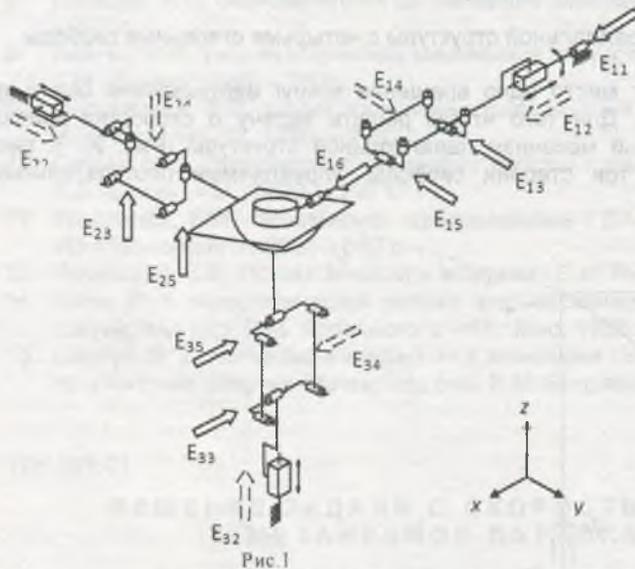
УДК 621.01

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МЕХАНИЗМА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ С ЧЕТЫРЬМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ МЕТОДОМ ВИНТОВ

Носова Н.Ю., асп., Палочкин С.В., проф.,
Московский государственный университет дизайна и технологии,
г. Москва, Российская Федерация

Создание новых манипуляционных механизмов параллельной структуры является одной из тенденций развития робототехники, широко используемой для автоматизации современных предприятий текстильной и лёгкой промышленности

Для определения работоспособности разработанного механизма параллельной структуры с четырьмя



степенями свободы (рисунок 1) воспользуемся методом винтового исчисления. Теория винтов [1] является обобщением теории векторов, имеющей широкое применение в механике и физике. Винт в механике описывает наиболее общее перемещение тела и наиболее общее силовое воздействие.

Винт – геометрический образ, к которому приводится произвольная система скользящих векторов. Винт R характеризуется вектором r и моментом r^o , а также осью винта, для всех точек которой r и r^o коллинеарны.

Метод винтов позволяет выявить возможные особые положения (сингулярности). Под особым положением механизма понимается расположение звеньев механизма, при котором происходит изменение его структуры (переменность структуры), заключающееся либо в появлении неуправляемой подвижности (нарушается определённость движения),

либо в исчезновении некоторых степеней свободы (возникают «мёртвые точки»). В одних случаях особые положения могут привести к потере работоспособности механизма, например, в конструкциях с шарнирными параллелограммами в особых положениях возникает неопределённость движения ведомых звеньев, а в технологическом оборудовании с параллельными приводами координатного перемещения рабочего органа в особых положениях полностью теряется управляемость и резко снижается жёсткость привода. В других случаях особые положения являются полезными и эффективно используются, например, в технологических машинах с механизмами переменной структуры [2].

Рассмотрим плюккеры координаты ортов осей кинематических пар (рис. 1). Каждой кинематической паре ставим в соответствие орт оси матрицы плюккерых координат. Единичные винты, характеризующие положения осей кинематических пар, имеют координаты:

$E_{11} (1, 0, 0, 0, 0, 0)$, $E_{12} (0, 0, 0, 1, 0, 0)$, $E_{13} (0, -1, 0, 0, 0, e^{o_{13z}})$, $E_{14} (0, 0, 0, 0, 1, 0)$, $E_{15} (0, -1, 0, 0, 0, e^{o_{15z}})$, $E_{16} (1, 0, 0, 0, 0, 0)$; $E_{22} (0, 0, 0, 1, 0, 0)$, $E_{23} (0, 0, 1, e^{o_{23x}}, 0, 0)$, $E_{24} (0, 0, 0, 0, -1, 0)$, $E_{25} (0, 0, 1, e^{o_{25x}}, 0, 0)$; $E_{32} (0, 0, 0, 0, 0, 1)$, $E_{33} (-1, 0, 0, 0, 0, e^{o_{33y}, 0})$, $E_{34} (0, 0, 0, 1, 0, 0)$, $E_{35} (-1, 0, 0, 0, 0, e^{o_{35y}, 0})$.

Иследуем первую из трёх кинематических цепей механизма. Так как единичные векторы E_{11} и E_{16} лежат на одной оси, то единичный вектор E_{16} в расчёте не учитываем. В этом случае имеем пять единичных векторов. Условия взаимности плюккерых координат единичных и силовых винтов можно записать в виде пяти уравнений, из которых необходимо найти одно неизвестное и, следовательно, получить один силовой винт:

$$\begin{aligned}
 r_x \cdot e_{11x}^0 + r_y \cdot e_{11y}^0 + r_z \cdot e_{11z}^0 + r_x^0 \cdot e_{11x} + r_y^0 \cdot e_{11y} + r_z^0 \cdot e_{11z} &= 0, \\
 r_x \cdot 0 + r_y \cdot 0 + r_z \cdot 0 + r_x^0 \cdot 1 + r_y^0 \cdot 0 + r_z^0 \cdot 0 &= 0, \\
 r_x \cdot e_{12x}^0 + r_y \cdot e_{12y}^0 + r_z \cdot e_{12z}^0 + r_x^0 \cdot e_{12x} + r_y^0 \cdot e_{12y} + r_z^0 \cdot e_{12z} &= 0, \\
 r_x \cdot 1 + r_y \cdot 0 + r_z \cdot 0 + r_x^0 \cdot 0 + r_y^0 \cdot 0 + r_z^0 \cdot 0 &= 0, \\
 r_x \cdot e_{13x}^0 + r_y \cdot e_{13y}^0 + r_z \cdot e_{13z}^0 + r_x^0 \cdot e_{13x} + r_y^0 \cdot e_{13y} + r_z^0 \cdot e_{13z} &= 0, \\
 r_x \cdot 0 + r_y \cdot 0 + r_z \cdot e_{13z}^0 + r_x^0 \cdot 0 + r_y^0 \cdot (-1) + r_z^0 \cdot 0 &= 0, \\
 r_x \cdot e_{14x}^0 + r_y \cdot e_{14y}^0 + r_z \cdot e_{14z}^0 + r_x^0 \cdot e_{14x} + r_y^0 \cdot e_{14y} + r_z^0 \cdot e_{14z} &= 0, \\
 r_x \cdot 0 + r_y \cdot 1 + r_z \cdot 0 + r_x^0 \cdot 0 + r_y^0 \cdot 0 + r_z^0 \cdot 0 &= 0, \\
 r_x \cdot e_{15x}^0 + r_y \cdot e_{15y}^0 + r_z \cdot e_{15z}^0 + r_x^0 \cdot e_{15x} + r_y^0 \cdot e_{15y} + r_z^0 \cdot e_{15z} &= 0, \\
 r_x \cdot 0 + r_y \cdot 0 + r_z \cdot e_{15z}^0 + r_x^0 \cdot 0 + r_y^0 \cdot (-1) + r_z^0 \cdot 0 &= 0.
 \end{aligned}$$

где: $e_{ijk}, e_{ijy}, e_{ijz}, e_{ijx}^0, e_{ijy}^0, e_{ijz}^0$ – векторная и моментная части единичного винта; $r_{ijk}, r_{ijy}, r_{ijz}, r_{ijx}^0, r_{ijy}^0, r_{ijz}^0$ – векторная и моментная часть силового винта, соответственно; $i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3$.

Решая систему уравнений, получаем один силовой винт с координатами $R_1(0, 0, 0, 0, 0, 1)$.

Далее аналогичным образом исследуем вторую и третью кинематические цепи, в каждой из которых имеем по четыре единичных винта. Условия взаимности плюккерových координат единичных и силовых винтов можно записать в виде четырёх уравнений для каждой цепи. Решая системы этих уравнений, находим для второй кинематической цепи два силовых винта с координатами $R_2(0, 0, 0, 1, 0, 0)$; $R_3(0, 0, 0, 0, 1, 0)$, а для третьей кинематической цепи два силовых винта с координатами $R_4(0, 0, 0, 0, 1, 0)$; $R_5(0, 0, 0, 0, 0, 1)$.

Координаты силовых винтов можно представить в виде соответствующей матрицы $(R) 6 \times 5$

$$(R) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Анализ этой матрицы показывает, что имеют место лишь три независимых силовых винта. Это винты бесконечно большого параметра (моменты), ограничивающие вращения.

Исследуем теперь отдельно первую кинематическую цепь, сместив её относительно оси координат, и находим для данной цепи плюккерovy координаты.

Рассмотрим плюккерovy координаты единичных винтов осей кинематических пар механизма (рисунок 2). Единичные винты, характеризующие положения осей кинематических пар, имеют координаты:

$E_{11}(1, 0, 0, 0, 0, 0)$, $E_{12}(0, 0, 0, 1, 0, 0)$, $E_{13}(0, -1, 0, 0, 0, e_{13z}^0)$, $E_{14}(0, 0, 0, e_{14x}^0, e_{14y}^0, 0)$, $E_{15}(0, -1, 0, 0, 0, e_{15z}^0)$, $E_{16}(1, 0, 0, 0, 0, e_{16z}^0)$.

Составляем матрицу (E) из полученных координат единичных винтов и убираем из

полученной матрицы один столбец, в котором получили нули,

$$(E) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & e_{13z}^0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{14x}^0 & e_{14y}^0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & e_{15z}^0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{16z}^0 \end{pmatrix}; (E)' = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{13z}^0 \\ 0 & 0 & e_{14x}^0 & e_{14y}^0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{15z}^0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & e_{16z}^0 \end{pmatrix}$$

Составляем матрицы размера 5×5 , вычеркивая каждый раз по одной строке из матрицы $(E)'$:

$$(E_1) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{13z}^0 \\ 0 & 0 & e_{14x}^0 & e_{14y}^0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{15z}^0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & e_{16z}^0 \end{pmatrix}; (E_2) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{13z}^0 \\ 0 & 0 & e_{14x}^0 & e_{14y}^0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{15z}^0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & e_{16z}^0 \end{pmatrix}; (E_3) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e_{14x}^0 & e_{14y}^0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{15z}^0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & e_{16z}^0 \end{pmatrix};$$

$$(E_4) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{13z}^0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{15z}^0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & e_{16z}^0 \end{pmatrix}; (E_5) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{13z}^0 \\ 0 & 0 & e_{14x}^0 & e_{14y}^0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & e_{15z}^0 \end{pmatrix}.$$

Анализ этих матриц с точки зрения возможности внутренней подвижности в данной цепи показывает, что частичная цепь, включающая четыре кинематические пары (за исключением поступательного привода), имеет подвижность.

Рассматриваем матрицу (E_2) , пытаясь выразить последнюю строку через четыре первых строки. Задача сводится к решению системы линейных уравнений относительно скалярных множителей. Очевидно, что множитель при третьей строке этой матрицы должен быть равен нулю. Тогда получаем систему трех уравнений относительно трех неизвестных:

$$\begin{aligned} a \cdot 1 + 0 + 0 + 0 &= 1, \\ 0 + b \cdot (-1) + 0 + c \cdot (-1) &= 0, \\ 0 + b \cdot e_{13z}^0 + 0 + c \cdot e_{15z}^0 &= e_{16z}^0, \end{aligned}$$

где a , b и c - коэффициенты, характеризующие скорости в соответствующих кинематических парах.

Решив данную систему уравнений, получаем: $a = 1$, $b = -c$, $\dot{n} = e_{16z}^0 / (e_{15z}^0 - e_{13z}^0)$.

Таким образом, в данной цепи имеется внутренняя подвижность, что свидетельствует о возможности передачи вращения с вращательного привода на вращательную кинематическую пару, сопряженную с выходным звеном, и подтверждает работоспособность механизма.

Список использованных источников

1. Диментберг, Ф. М. Теория винтов и ее приложения - М: Наука, 1978. - 328 с.
2. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры / В.А. Глазунов, А.Ш. Колискор, А.Ф. Крайнев - М: Наука, 1991. - 95 с.

УДК 621.837.7

МЕХАНИЗМ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С КВАЗИОСТАНОВКАМИ

Корнеев Д.В., асс., Федосеев Г.Н., доц., Семин А.Г., доц.,
УО «Витебский государственный технологический университет»,
г. Витебск, Республика Беларусь

В машинах текстильной и легкой промышленности имеются технологические процессы, в которых исполнительный орган делает остановку определенной продолжительности. Практика показывает, что ввиду большой податливости обрабатываемых материалов эта остановка может быть приближенной (квазиостановка), т.е. рабочий орган в это время имеет некоторое перемещение, которое не влияет на качество выполнения процесса.

Для получения такого движения предлагается зубчато-рычажный механизм, изображенный на рисунке 1. Вокруг неподвижного зубчатого колеса 1 вращается сателлит 2 с помощью водила 3. С сателлитом жестко связан палец 4, на котором шарнирно установлен камень 5 с проходящей внутри него кулисой 6. При равномерном вращении водила кулиса совершает вращательное движение с остановками. Траекторией оси качения является удлинненная эллипсоида, имеющая петлю. При движении камня по петле кулисы имеет приближающуюся остановку. Чем дальше отстоит камень от оси сателлита, тем более продолжительна остановка, однако при этом ухудшается точность остановки.