

УДК 621.01
DOI: 10.12737/24889

А.К. Толстошеев, В.А. Татаринцев

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ РОБОТОВ-СТАНКОВ С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИКОЙ

Выполнен критический анализ существующих методик структурного анализа механизмов параллельной структуры, составляющих основу станков нового поколения с параллельной кинематикой. Разработана методика структурного анализа этих механизмов, основанная на декомпозиции кинематической цепи механизма с использованием

наиболее подходящих структурных моделей. Приведены примеры применения методики.

Ключевые слова: роботы-станки с параллельной кинематикой, механизмы параллельной структуры, структурный анализ, структурные модели, декомпозиция системы, композиция системы.

A.K. Tolstosheev, V.A. Tatarintsev

STRUCTURAL ANALYSIS OF ROBOT MACHINE MECHANISMS WITH PARALLEL KINEMATICS

Robot machines with parallel kinematics belong to a new generation of machine-tools. The properties of these mechatronic machines are defined to a greater extent by a structure of their actuating lever mechanisms of a parallel structure (MPS). The purpose of this work is a development of the procedure for a structural analysis of MPS and the assessment of its efficiency. The following problems are under solution: a critical analysis of a problem state; a procedure development and check of its operational capability; a procedure application for certain structures of robot machines. By means of a critical analysis of literary sources there are emphasized three different approaches to the structural analysis of MPS: on the basis of the application of structural formulae, theory of closed groups of screws, test lists of mechanism functioning principles. All known procedures have a common drawback – one-sided view upon a mechanism structure. A procedure for the structural analysis of MPS based on the presentation of the mechanism by a machine sub-system, on

the one hand, and, on the other hand, - by a system with a hierarchical structure is developed. From a great number of known descriptions of mechanism structures there is formed a totality of structural models adapted to MPS different in the level of decomposition and a principle of formation. The algorithm of a structural analysis consists in the choice from this totality most suitable structural models for the synthesis and, accordingly, for the analysis of the mechanism under consideration and the fulfillment for them the following actions: a) system decomposition and the definition of the properties of components; b) system composition with the definition of mechanism properties as a whole. The authenticity of research results is confirmed by their adequate coincidence with known solutions obtained for existing mechanisms.

Key words: robot machine with parallel kinematics, mechanisms of parallel structure, structural analysis, structural models, system decomposition, system composition.

Введение

Станки с параллельной кинематикой (СПК), сконструированные на основе рычажных механизмов параллельной структуры и объединяющие в себе функции станка и робота, относятся к активно развивающемуся в последние годы новому поколению металлорежущих станков. Механизмы параллельной структуры (МПС) обеспечивают этим мехатронным машинам по сравнению с традиционными станками более высокие показатели производительности, точности, мобильности, а также надёжности и технологичности конструкции. Основными недостатками СПК

являются существенно меньшее рабочее пространство и сложность управления МПС. Свойства механизма в первую очередь обусловлены его строением, поэтому задачи структурного анализа МПС весьма актуальны.

Целью данной работы является разработка методики структурного анализа МПС и оценка её эффективности. При этом решаются следующие задачи: критический анализ состояния проблемы; разработка методики и проверка её работоспособности; применение методики для конкретных конструкций роботов-станков.

Анализ предыдущих исследований

Анализ литературных источников [1-6] позволил выделить следующие задачи структурного анализа МПС: определение составных частей механизма; определение числа степеней свободы и избыточных связей механизма; оценка взаимосвязанности движений приводов; определение вида движения выходного звена; проверка правильности выбора приводных пар; классификация механизма, а также три основных подхода к их решению.

Первый подход основан на применении структурных формул для подсчёта числа степеней свободы механизмов определённого семейства [1-3]. Механизмы представляют собой состоящим из звеньев и кинематических пар или частей кинематической цепи, включающих выходное звено и кинематические цепи, соединяющие его с неподвижным основанием. Основанные на этом подходе методики имеют ограниченные возможности, так как позволяют решать лишь часть задач структурного анализа. Кроме этого, расчёт по структурным формулам для семейств механизмов может привести к неверному результату, так как в этих формулах не учитывается возможность присутствия в механизме избыточных связей.

Второй подход основан на винтовом исчислении с применением теории замкнутых групп винтов [4; 5]. МПС представляют собой состоящим из неподвижного основания, выходного звена и соединительных кинематических цепей (опор). Для описания подвижностей и связей в каждой кинематической паре вводят единичные соответственно кинематические и силовые винты. Определяют вид группы кинематических винтов выходного звена, образу-

ющей искомую группу движений, взаимную силовым винтам каждой опоры.

Для подсчёта числа степеней свободы механизма получили развитие две методики. В одной методике [4] используют структурные формулы, разные для каждой группы винтов и соответствующих семейств механизмов. В другой [5] рассчитывают мгновенную подвижность механизма и число избыточных связей по универсальным формулам, учитывающим порядка групп силовых винтов каждой опоры и МПС, а также число степеней свободы каждой опоры. Применение теории винтов в задачах структурного анализа станков сдерживается относительной сложностью методик.

Третий подход основан на использовании контрольных перечней принципов и правил построения и функционирования механизмов с последовательными и параллельными кинематическими цепями [6]. Считают, что выходное звено МПС образует со стойкой кинематическое многопоточное приводное соединение, конструктивно заменяющее кинематическую пару. Анализ подвижностей в каждой незамкнутой кинематической цепи (ветви) такого соединения позволяет найти число степеней свободы выходного звена и определить характер его движения. Структурную формулу применяют для расчёта числа избыточных связей в структурной схеме механизма. Недостатки методики – отсутствие чёткого алгоритма и большая зависимость результатов от компетентности исследователя. Общим недостатком рассмотренных выше подходов (и методик) является односторонний взгляд на строение механизма, обедняющий структурный анализ.

Концепция предлагаемой методики

Механизм рассматривается как система, описываемая разными структурными моделями, определяющими её элементы и используемыми как при синтезе, так и при анализе структуры. Каждая структурная модель отражает определённое представление о строении механизма, позволяет

получить новое знание о его структуре, имеет разные возможности и ограничения по применению, а также словесное, математическое, графическое и символическое описание [7]. Из множества описаний строения механизма сформирована совокупность из нескольких структурных мо-

делей, адаптированных к МПС. При структурном анализе структурные модели из этой совокупности соотносят по одной в порядке увеличения уровня декомпозиции с рассматриваемым механизмом, определяя наиболее подходящие модели в количестве не менее двух, объясняющие синтез и упрощающие анализ структуры рассматриваемого механизма. Для этих структурных моделей, удобных для исследования

Структурные модели МПС

МПС рассматривается, с одной стороны, как подсистема технической системы – СПК, а с другой – как система с иерархической структурой. Рассмотрим МПС как подсистему станка. Механизмы станков классифицируют [8; 9] по числу степеней свободы, количеству и виду опор (штанг, ног) и направляющих, конструктивными особенностям. МПС со штангами управляемой переменной длины разделяют по числу ног на биподы, триподы, тетраподы, пентаподы и гексаподы (от англ. *hexapod* – устройство на шести ногах). Среди механизмов со штангами постоянной длины, опирающимися на ползуны, различают по числу опор биглайды, триглайды и гексаглайды (от англ. *glide* – скольжение). К механизмам со штангами постоянной длины относят также дельтаподы, имеющие в конструкции шарнирные параллелограммы (как у робота «Дельта»), ротоподы с круговыми и линаподы с вертикальными направляющими. Механизмы с двумя и тремя степенями свободы часто выполняют в виде конструктивных модулей, которые могут встраиваться в конструкции станков с последовательной кинематикой, образуя гибридные структуры, или использоваться в системах относительного манипулирования, в которых требуемые относительные движения разделяются между инструментом и деталью.

Так как структура МПС является иерархической, то её описание выполняем, начиная со структурной модели самого нижнего уровня, в которой МПС представляется состоящим из звеньев, образующих между собой голономные, удерживающие и стационарные связи. Основ-

строения механизма, выполняют следующие операции: а) декомпозиция системы и определение свойств её составных частей; б) композиция системы с определением свойств механизма как целого. Сравнение результатов структурного анализа, полученных с использованием разных структурных моделей, обеспечивает проверку решения.

ные свойства механизма зависят от свойств каждой связи, числа связей и их взаимодействия. Например, в поверхностных механизмах (плоских и сферических) связи, в том числе избыточные, разделяются на нормальные, ограничивающие перпендикулярные к поверхности перемещения, и тангенциальные, ограничивающие движения изображений звеньев на поверхности [7]. При движении механизма связи меняют конфигурацию, что может привести к потере подвижности или к потере определённости движения в его некоторых (особых) положениях. Особое положение обусловлено появлением в механизме мгновенной избыточной связи и, как следствие, мгновенной подвижности, не связанной с изменением обобщённых координат [4]. Известно, что для адекватного описания движения многих механизмов некоторые координаты, описывающие возможные относительные перемещения звеньев, нельзя принимать в качестве обобщённых. Критерий правильности выбора обобщённых (приводных) координат МПС: при блокировке обобщённых координат (приводов) число степеней свободы механизма в произвольном положении должно равняться нулю [5]. Образ механизма в виде системы звеньев используем для описания структур более высокого уровня, не применяя непосредственно при структурном анализе, что существенно упрощает методику.

Механизм как кинематическая цепь, состоящая из звеньев и кинематических пар. Для графического описания этой модели используется структурная схема механизма. Для плоского и сфериче-

ского механизма дополнительно применяем двухмерную (плоскую или сферическую) структурную схему, в которой указываются проекции звеньев и кинематических пар. Математическим описанием модели являются известные структурные формулы [6; 7] для трёхмерной и двухмерной структурных схем рычажного механизма соответственно:

$$W - q = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3, \quad (1)$$

$$W_{\text{п}} - q_{\text{п}} = 3n - 2p_{1\text{п}}, \quad (2)$$

где W , q и $W_{\text{п}}$, $q_{\text{п}}$ – неизвестные величины, соответственно число степеней свободы и число контурных избыточных связей механизма в его трёхмерной и двухмерной схемах; n – число подвижных звеньев; p_1 , p_2 , p_3 – соответственно число одно-, двух- и трёх подвижных кинематических пар; $p_{1\text{п}}$ – число одноподвижных пар в плоской или сферической схеме.

Каждая из формул (1) и (2) содержит две неизвестные величины, поэтому применяем эти формулы для проверки решения или расчёта одной из величин в случае, когда вторая найдена другим способом. Например, из анализа связей известно, что число избыточных связей в каждом замкнутом контуре структурной схемы плоского или сферического рычажного механизма, содержащего только одноподвижные пары, $q = 3$; избыточные связи в плоской структурной схеме рычажного механизма отсутствуют ($q_{\text{п}} = 0$), если в механизме нет кинематически пассивных (лишних) звеньев; контурные избыточные связи отсутствуют в незамкнутых кинематических цепях и всегда присутствуют в замкнутых контурах плоских и пространственных клиновых механизмов.

Число замкнутых контуров k определяется по известной формуле Гохмана:

$$k = p_{\Sigma} - n, \quad (3)$$

где p_{Σ} – суммарное число кинематических пар механизма.

Проверку правильности выбора приводных кинематических пар проводим после определения числа степеней свободы и числа избыточных связей механизма. Кинематические пары МПС можно использо-

вать в качестве приводных, если число степеней свободы этого механизма с заторможенными приводными парами по формулам (1) или (2) равно нулю.

Механизм как совокупность ведущей и ведомой частей кинематической цепи. Ведущая часть кинематической цепи обладает таким же числом основных степеней свободы, что и весь механизм. (Основные степени свободы обеспечивают выполнение механизмом своей функции.) Ведущая часть кинематической цепи состоит из стойки и начальных звеньев, которым приписываются обобщённые координаты. В состав ведомой части могут входить структурные группы Ассур, а также лишние звенья. Здесь структурная группа – часть кинематической цепи без лишних звеньев, присоединение которой к механизму не изменяет число его основных степеней свободы, и не распадающаяся на более простые части, удовлетворяющие этому условию. Число структурных групп ограничено, параметры наиболее распространённых групп известны (таблица), поэтому часто удаётся найти и мысленно извлечь структурные группы из кинематической цепи механизма, определив ведущую часть кинематической цепи и начальные звенья. Кинематическую цепь механизма можно по-разному расчленить на ведущую и ведомую части. Если в качестве начального звена принято выходное звено механизма (платформа), то число основных степеней свободы механизма равно числу степеней свободы платформы как твёрдого тела относительно стойки ($W = 3$ – для двухмерной схемы и $W = 6$ – для трёхмерной). Если платформа входит в структурную группу, то число основных степеней свободы механизма равно сумме подвижностей в кинематических парах незамкнутой ведущей части цепи [7]:

$$W = p_1 + 2p_2 + 3p_3. \quad (4)$$

Число степеней свободы механизма подсчитывается как сумма основных и лишних степеней свободы (местных подвижностей).

Таблица

Параметры наиболее распространённых структурных групп МПС станков

Условный номер группы	k	n	p_{Σ}	p_1	p_2	p_3	W	q
1	1	2	3	3	0	0	0	3
2	2	4	6	6	0	0	0	6
3	1	2	3	1	1	1	0	0
4	1	2	3	1	0	2	1	0
5	1	3	4	3	0	1	0	0
6	1	3	4	2	1	1	1	0
7	2	4	6	3	3	0	0	3
8	2	7	9	9	0	0	0	3
9	2	4	6	3	0	3	0	0
10	5	7	12	0	6	6	0	0
11	5	7	12	0	0	12	6	0
12	5	13	18	12	0	6	0	0

Критерий правильности выбора приводных пар: после блокировки приводных пар и удаления лишних звеньев в кинематической цепи остаются только структурные группы.

Механизм как совокупность исходной и присоединяемой частей кинематической цепи. Число степеней свободы механизма определяется по структурной формуле

$$W = W_{\text{исх}} - S, \quad (5)$$

где $W_{\text{исх}}$ – число степеней свободы исходной части кинематической цепи; S – число независимых связей в присоединяемой части кинематической цепи. Поэтому формула (5) может применяться только

$$W = 6 + \sum_{i=1}^r (6n_i - 5p_{1i} - 4p_{2i} - 3p_{3i}), \quad (6)$$

где n_i – число подвижных звеньев в i -й соединительной цепи; p_{1i} , p_{2i} , p_{3i} – соответственно число одно-, двух- и трёх подвижных пар в i -й соединительной цепи, r – число соединительных кинематических цепей.

Формулу (6) нельзя применять, если в состав хотя бы одной соединительной кинематической цепи входит более трёх поступательных пар, более трёх враща-

тельных пар с параллельными или пересекающимися в одной точке осями, более двух компланарно расположенных поступательных пар, то есть для механизмов с избыточными связями. Для плоских, сферических и клиновых (кроме плоских клиновых) механизмов без лишних звеньев число степеней свободы определяется по структурной формуле [4]

тельных пар с параллельными или пересекающимися в одной точке осями, более двух компланарно расположенных поступательных пар, то есть для механизмов с избыточными связями. Для плоских, сферических и клиновых (кроме плоских клиновых) механизмов без лишних звеньев число степеней свободы определяется по структурной формуле [4]

$$W = 3 + \sum_{i=1}^r (3n_i - 2p_{1i}). \quad (7)$$

МПС как составной механизм – соединение других (элементарных) меха-

низмов. При жёстком параллельном соединении l элементарных механизмов с

незамкнутой кинематической цепью сливаются в одно выходные звенья этих механизмов, образуя платформу – выходное звено МПС, опирающееся на опоры (ноги). При этом число степеней свободы составного механизма не превышает число степеней свободы каждого элементарного механизма. Множество D движений выходного звена составного механизма является пересечением множеств D_i ($i = 1, 2, \dots, l$) движений платформы в l элементарных механизмах [5]:

$$D = D_1 \cap D_2 \cap \dots \cap D_l. \quad (8)$$

В свою очередь, множество движений платформы в i -м элементарном механизме является объединением множеств K_j ($j = 1, 2, \dots, m$) движений платформы, обусловленных подвижностями m кинематических пар, образующих этот механизм:

$$D_i = K_1 \cup K_2 \cup \dots \cup K_m. \quad (9)$$

При последовательном соединении l элементарных механизмов, при котором выходное звено одного механизма принимается за стойку другого, число степеней свободы составного механизма определяется по известной формуле

$$W = \sum_{i=1}^l W_i. \quad (10)$$

Тестирование методики.

Проверку работоспособности предлагаемой методики выполняем путём сравнения результатов её применения с известными данными [2] структурного анализа манипулятора. Рассматриваемый манипулятор (рис. 1) образован последовательным соединением двух элементарных механизмов. Первый из них состоит из звеньев 6 и 9, образующих приводную поступательную пару, имеет незамкнутую кинематическую цепь, число степеней свободы $W_1 = 1$, не содержит избыточных связей и обеспечивает выходному звену – платформе 1 вертикальное перемещение. Вторым, для которого оси всех вращательных кинематических пар параллельны, а звено 6 принимаем неподвижным, является плоским шарнирным МПС, обеспечивающим движение выходного звена 1 в горизон-

Для условного обозначения опор МПС используется последовательность символов, обозначающих типы кинематических соединений или кинематических пар, в направлении от стойки к выходному звену [5]. Приводные пары подчёркиваются снизу. Например, опора \underline{UPS} образует со стойкой кинематическое соединение – карданный (универсальный) шарнир U , а с платформой – сферическую трёхподвижную пару S . Поступательная пара \underline{P} является промежуточной и приводной. Опора $\underline{RPPaRR\dot{R}}$ состоит из трёх вращательных пар, поступательной пары и кинематического соединения Pa – шарнирного параллелограмма, заменяющего поступательную пару. Оси последних двух вращательных пар параллельны друг другу. Вращательная пара соединяет опору со стойкой и является приводной. Символьная запись структуры применяется и для всего МПС. Например, запись МПС $6\underline{UPS}$ соответствует гексаподу с шестью одинаковыми штангами. Символьную форму записи используют также для описания структуры МПС в виде графа с узлами – кинематическими соединениями. На основании структурных и кинематических признаков построены классификации механизмов параллельной структуры [4; 5].

тальной плоскости. В свою очередь, представим плоский МПС как жёсткое параллельное соединение трёх элементарных механизмов, составленных соответственно из звеньев: 6, 5, 4, 1; 6, 3, 2, 1 и 6, 7, 8, 1. По формуле (4) число степеней свободы каждого элементарного механизма с незамкнутой кинематической цепью $W = 3$. Вращательные пары в кинематической цепи каждого элементарного механизма обеспечивают платформе 1 (по формуле (9)) линейные перемещения вдоль координатных осей x , y и поворот вокруг оси z – φ_z . Множество движений D платформы составного параллельного механизма, рассчитанное по формуле (8), также соответствует плоскому движению с тремя степенями свободы ($W_2 = 3$):

$$D = D_1 \cap D_2 \cap D_3 = \{x, y, \varphi_z\}.$$

Проверим решение по формуле (7):

$$W_2 = 3 + \sum_{i=1}^3 (3 \cdot 2 - 2 \cdot 3) = 3.$$

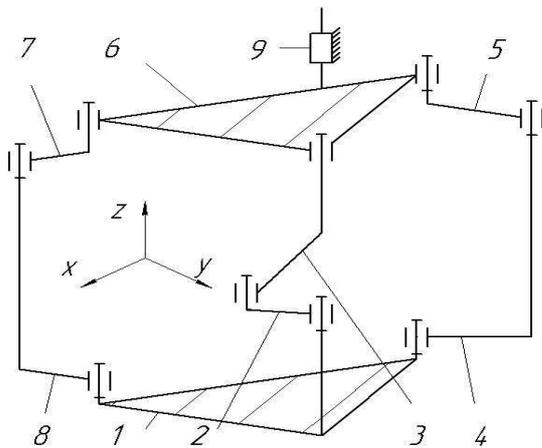


Рис. 1. Схема манипулятора

$$W_{\pi} - q_{\pi} = 3 = 3n - 2p_{1\pi} = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 9 = 3.$$

В структурной схеме плоского МПС $3\bar{R}\bar{R}\bar{R}$ число избыточных связей по формуле (1)

$$q = W_2 - 6n + 5p_1 = 3 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 9 = 6.$$

Проверим решение. Число замкнутых контуров механизма найдём по формуле (3):

$$k = p_{\Sigma} - n = 9 - 7 = 2.$$

В каждом замкнутом контуре структурной схемы плоского механизма $3\bar{R}\bar{R}\bar{R}$ число избыточных связей равно трём, поэтому число избыточных связей механизма

$$q = W_2 - 6n + 5p_1 + 3p_3 = 3 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 6 + 3 \cdot 3 = 0.$$

Число степеней свободы пространственного механизма (рис. 1) по формуле (10)

$$W = W_1 + W_2 = 1 + 3 = 4.$$

Применение методики

Для оценки эффективности методики в качестве объектов структурного анализа рассмотрены конструкции манипуляторов роботов-станков, охватывающие разные способы их образования.

Пример 1. Пространственный механизм (рис. 2) робота *Tricept TR805* фирмы *NEOS Robotics* [8] состоит из выходного звена 3, стойки 9 и подвижных звеньев 1, 2, 4, 5, 6, 7, 8. В структурной схеме трипода $n = 8$, $p_1 = 4$, $p_2 = 4$, $p_3 = 3$. Выделим из кинематической цепи механизма три структурные группы № 3 (таблица) и ведущую незамкнутую

Принимаем в качестве приводных кинематических пар вращательные пары, образованные стойкой 6 с начальными звеньями 5, 3, 7. Выделим из кинематической цепи структурную группу №2 (таблица) из четырёх звеньев – 1, 2, 4, 8 – и шести пар. Число степеней свободы плоского МПС по формуле (4) $W_2 = 3$. После блокировки приводных пар в механизме отсутствуют подвижности, поэтому приводные пары выбраны правильно. Число избыточных связей в плоской структурной схеме $q_{\pi} = 0$, так как в механизме отсутствуют лишние звенья. Проверим решение по формуле (2) при $n = 7$, $p_{1\pi} = 9$, $W_2 = W_{\pi} = 3$, $q_{\pi} = 0$:

$q = 6$ соответствует ранее найденному значению, подтверждая правильность решения.

Для устранения избыточных связей вместо структурной группы №2 используем группу №9 (таблица), заменив вращательные пары между платформой 1 и звеньями 4, 2, 8 на сферические. Подтверждаем устранение избыточных связей в МПС $3\bar{R}\bar{R}\bar{S}$ по формуле (1):

кинематическую цепь, в которой сферическую двухподвижную пару заменим кинематическим соединением, состоящим из промежуточного звена 10 и двух вращательных пар (рис. 3). Число степеней свободы незамкнутой кинематической цепи по формуле (4) $W = 3$. Эта цепь обеспечивает выходному звену 3 линейное перемещение вдоль оси z и вращение вокруг осей x и y . Число избыточных связей $q = 0$, так как их нет в группах Ассур и в начальном механизме. Проверим решение по формуле (1):

$$W - q = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 = 6 \cdot 8 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 4 - 3 \cdot 3 = 3; \quad 3 = 3.$$

В рассматриваемом механизме в качестве приводных пар выполняют поступательные кинематические пары в штангах переменной длины. В этом случае движения выходного звена 3 и приводов будут

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 4 - 3 \cdot 3 = 0.$$

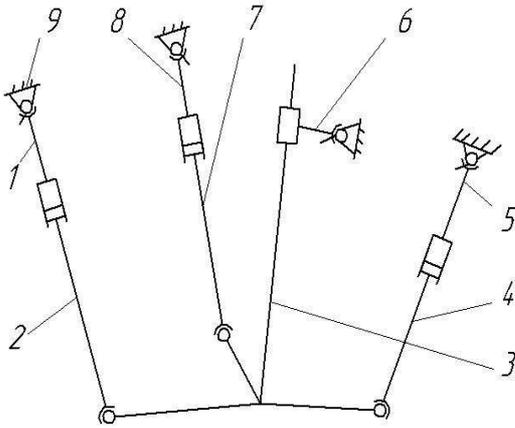


Рис. 2. Структурная схема МПС *Tricept*

Поэтому приводные пары выбраны правильно. Центральная кинематическая цепь МПС $3UPS-UP$ (рис. 2) из звеньев 3, 6, 9 с неприводными кинематическими парами воспринимает изгибные нагрузки от инструментальной головки, установленной на массивной платформе 3, а три приводные штанги работают только на растяжение-сжатие.

Пример 2. В работе-станке *Hexaglide* [9] исполнительный орган 1 подвешен посредством штанг 2 постоянной длины к шести ползунам 3, перемещающимся вдоль параллельных горизонтальных направляющих 4, лежащих в одной плоскости (рис. 4). Такая компоновка обеспечивает большую рабочую зону и удобство обслуживания. Штанги образуют двух- и трёхподвижные сферические пары соответственно с платформой и ползунами. Выделим из кинематической цепи механизма структурные группы и ведущую кинематическую цепь. При этом для проверки решения используем два варианта расчленения. В первом варианте ведущая цепь включает в себя выходное звено 1 и стойку 4, а ведомая состоит из шести одинаковых

взаимосвязаны. При заторможенных приводах в структурной схеме при $n = 5, p_1 = 1, p_2 = 4, p_3 = 3, q = 0$ число степеней свободы по формуле (1)

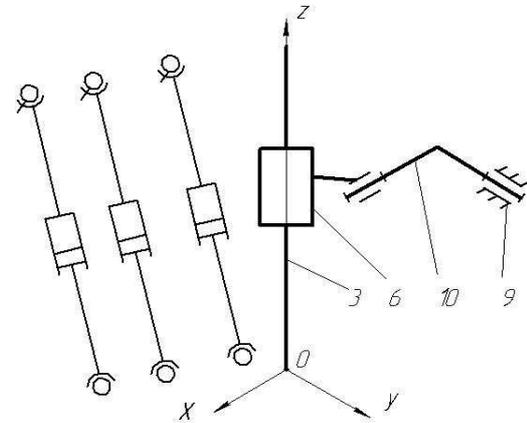


Рис. 3. Составные части МПС *Tricept*

групп Ассура № 3 (таблица), каждая из которых содержит штангу 2 и ползун 3. Во втором ведущая цепь включает в себя стойку и шесть начальных звеньев – ползунов, а ведомая часть цепи включает одну структурную группу № 10 (таблица) из 7 звеньев и 12 кинематических пар. Число степеней свободы механизма $W = 6$, число избыточных связей $q = 0$. В механизме станка *Hexaglide* в качестве приводных пар используют поступательные кинематические пары, поэтому движения выходного

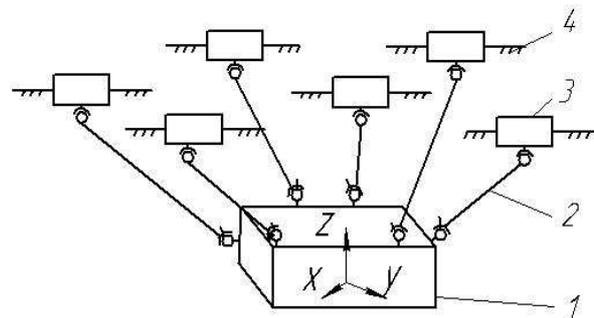


Рис. 4. Структурная схема МПС *Hexaglide*

звена взаимосвязаны. Число степеней свободы МПС $6PSU$ при $n = 13, p_1 = 6, p_2 = 6, p_3 = 6, q = 0$ по формуле (1)

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 = 6 \cdot 13 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 6 - 3 \cdot 6 = 6; \quad 6 = 6.$$

Пример 3. В линейке пентаподов фирмы *Metrom* заметное место занимают мобильные станки, реализующие принцип «станок к детали» (рис. 5). Рама такого станка может крепиться на полу производственного цеха или непосредственно на обрабатываемой детали. По конструктивной схеме и описанию работы механизма [10] строим его структурную схему (рис. 6 а). Для упрощения анализа заменяем четыре кинематических соединения с вращательными парами двухподвижным и сферическими

парами. Тогда выходное звено 7 соединяется со стойкой 12 пятью штангами переменной длины (опорами). Из них четыре опоры – структурные группы № 3 (таблица), для которых $n = 2, p_1 = 1, p_2 = 1, p_3 = 1$ (рис. 6 б). Пятая штанга вносит в кинематическую цепь механизма одну связь и состоит из двух звеньев 5, 6 и трёх кинематических пар: $p_1 = 2, p_2 = 0, p_3 = 1$ (рис. 6 в). Число степеней свободы звена 7, на котором устанавливается шпиндель, и механизма в целом по формуле (6)

$$W = 6 + (6 \cdot 2 - 5 \cdot 2 - 3 \cdot 1) = 6 - 1 = 5 .$$



Рис. 5. Мобильный фрезерный станок «Kranich 800»

Проверим решение, используя другие структурные модели. Число степеней свободы ведущей части кинематической цепи из звеньев 12, 5, 6, 7 по формуле (4)

$$W = p_1 + 2p_2 + 3p_3 = 2 + 3 = 5 .$$

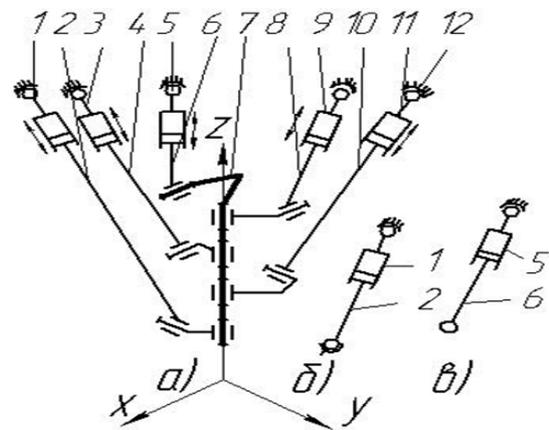


Рис. 6. Структурная схема пентапода и её части

Число избыточных связей $q = 0$, так как их нет в структурных группах и в ведущей незамкнутой кинематической цепи. Проверка по формуле (1) также выполняется:

$$5 - 0 = 6 \cdot 11 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 4 - 3 \cdot 5 = 66 - 61 = 5 .$$

Пять приводных поступательных пар обеспечивают пяти координатную обработку детали. Все движения взаимосвязаны. Вращение шпинделя, установленного на платформе 7, вокруг своей оси обеспечивает инструменту шестую степень сво-

боды, так как при $W = 6$ местные подвижности отсутствуют. Конструкция пентапода *Metrom* (МПС 4SPU-SPR) позволяет поворачивать шпиндель на угол более 90° , что выгодно отличает его от других МПС.

Заключение

Основные результаты исследования:

1. Выполнен критический анализ существующих методик структурного анализа МПС роботов-станков с параллельной кинематикой, основанных на применении

структурных формул, теории замкнутых групп винтов, контрольных перечней принципов построения кинематических цепей и функционирования механизмов. Общим недостатком этих методик являет-

ся односторонний взгляд на строение механизма.

2. Разработана методика структурного анализа МПС, в которой механизм рассматривается, с одной стороны, как подсистема станка, а с другой – как система с иерархической структурой. Из множества известных описаний строения механизма сформирован рабочий набор структурных моделей, адаптированных к станкам параллельной кинематики, различных по уровню декомпозиции и принципу построения. В этих структурных моделях механизм параллельной структуры описан как элемент робота-станка, как соединение элементарных механизмов, а его кинематическая цепь – как совокупность ведущей и ведомой, исходной и присоединяемой частей, как система звеньев и кинематических пар. Алгоритм структурного анализа заключается в выборе из рабочего набора не менее двух наиболее подходящих структурных моделей, объясняющих син-

тез и, соответственно, упрощающих анализ рассматриваемого механизма, и выполнении для них следующих действий: а) декомпозиция системы и определение свойств составных частей; б) композиция системы с определением свойств механизма как целого.

3. Показана эффективность методики на примерах манипуляторов роботостанков, охватывающих разные способы образования структуры МПС.

4. Достоверность результатов исследования обусловлена использованием общепринятых положений, известных формул, повторением результатов расчёта структурных параметров, полученных с использованием разных структурных моделей и методов, и подтверждается адекватным совпадением этих результатов с известными решениями, полученными для конкретных конструкций существующих механизмов параллельной структуры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подзоров, П.В. Структурный анализ и классификация механизмов параллельной кинематики / П.В. Подзоров, В.В. Бушуев // *Мехатроника, автоматизация, управление*. – 2004. – № 10. – С. 42-49.
2. Ширинкин, М.А. Структурный анализ пространственных механизмов параллельной структуры с четырьмя и шестью степенями свободы / М.А. Ширинкин // *Машиностроение и инженерное образование*. – 2011. – № 2. – С. 17-21.
3. Носова, Н.Ю. Синтез и кинематический анализ механизмов параллельной структуры с развязкой поступательных движений / Н. Ю. Носова [и др.] // *Известия вузов. Технология текстильной промышленности*. – 2015. – № 2 (356). – С. 109-113.
4. Глазунов, В. А. Пространственные механизмы параллельной структуры / В.А. Глазунов, А.Ш. Колисков, А.Ф. Крайнев. – М.: Наука, 1991. – 95 с.
5. Kong, X. Type Synthesis of Parallel Mechanisms / X.Kong, C. Gosselin // *Springer-Verlag Berlin Heidelberg*. – 2007. – 272 p.
6. Афонин, В.Л. Обработка оборудования нового поколения. Концепция проектирования / В.Л. Афонин, А.Ф. Крайнев, В.Е. Ковалев [и др.]; под ред. В.Л. Афонина. – М.: Машиностроение, 2001. – 256 с.
7. Толстошеев, А.К. Теория строения механизмов: учеб. пособие / А.К. Толстошеев. – Брянск: БГТУ, 2001. – 139 с.
8. Подзоров, П.В. Механизмы параллельной кинематики в станкостроении / П.В.Подзоров // *Справочник. Инженерный журнал с приложениями. Приложение № 8*. – 2005. – № 8. – 24 с.
9. Щелкунов, Е.Б. Механизмы параллельной структуры в металлорежущих станках / Е.Б.Щелкунов, С.В. Виноградов, М.Е. Щелкунова, Е.В. Самар // *Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике*. – Комсомольск н/А: КнАГТУ, 2012. – №4. – С. 52-61.
10. Metrom: Виртуальная международная выставка станкостроения (Virtual International Exhibition). Производители. – Режим доступа: <http://www.stanki-vie.ru> (дата обращения: 07.10.2016).
1. Podzorov, P.V. Structural analysis and classification of mechanisms with parallel kinematics / P.V. Podzorov, V.V. Bushuiev // *Mechatronics, Automation, Control*. – 2004. – № 10. – pp. 42-49.
2. Shirinkin, M.A. Structural analysis of spatial mechanisms of parallel structure with four and six degrees of freedom / M.A. Shirinkin // *Mechanical Engineering and Engineering Education*. – 2011. – № 2. – pp. 17-21.

3. Nosova, N.Yu. Synthesis and kinematic analysis of parallel structure mechanisms with isolation of forward movements / N.Yu. Nosova [et al.] // *College Proceedings. Technology of Textile Industry*. – 2015. – № 2 (356). – pp. 109-113.
4. Glazunov, V. A. *Spatial Mechanisms of Parallel Structure* / V.A. Glazunov, A.Sh. Koliskor, A.F. Krainev. – M.: Science, 1991. – pp. 95.
5. Kong, X. Type Synthesis of Parallel Mechanisms / X.Kong, C. Gosselin // Springer-Verlag Berlin Heidelberg. – 2007. – 272 p.
6. Afonin, V.L. *Processing Equipment of New Generation. Concept of Design* / V.L. Afonin, A.F. Krainev, V.E. Kovalev [et al.]; under the editorship of V.L. Afonin. – M.: Mechanical Engineering, 2001. – pp. 256.
7. Tolstosheev, A.K. *Theory of Mechanism Structure: textbook* / A.K. Tolstosheev. – Bryansk: BSTU, 2001. – pp. 139.
8. Podzorov, P.V. Mechanisms of parallel kinematics in machine tool industry / P.V.Podzorov // *Reference Book. Engineering Journal with Supplements. Appendix № 8*. – 2005. – № 8. – pp. 24.
9. Shchelkunov, E.B. Mechanisms of parallel structure in Machine-Tools / E.B.Shchelkunov, S.V. Vinogradov, M.E. Shchelkunov, E.V. Samar // *Transactions of Komsomolsk-upon-Amur State Technical University. Sciences of Nature and Engineering*. – Komsomolsk-upon Amur: K/ASTU, 2012. – №4. – pp. 52-61.
10. Metrom: *Virtual International Exhibition of Machine-Tool Industry* (Virtual International Exhibition). Manufacturers. – Access Mode: <http://www.stanki-vie.ru>.

Статья поступила в редколлегию 01.11.2016.

Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета
Хандожко А.В.

Сведения об авторах:

Толстошеев Андрей Константинович, к.т.н., доцент кафедры «Детали машин» Брянского государственного технического университета, тел. (4832)58-82-12, e-mail: andrei742001@mail.ru.

Tolstosheev Andrey Konstantinovich, Can. Eng., Assistant Prof. of the Dep. "Machinery", Bryansk State Technical University, Phone: (4832)58-82-12, e-mail: andrei742001@mail.ru.

Татаринцев Вячеслав Александрович, к.т.н., доцент кафедры «Детали машин» Брянского государственного технического университета, тел. (4832)58-82-12, e-mail: v_a_t52@mail.ru.

Tatarintsev Vyacheslav Alexandrovich, Can. Eng., Assistant Prof. of the Dep. "Machinery", Bryansk State Technical University, Phone: (4832)58-82-12, e-mail: v_a_t52@mail.ru.