

УДК 621.01

doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-30-37

## Разработка плоского механизма параллельной структуры с одной степенью свободы для возбуждения колебаний по любому кинематическому винту

Е.В. Диденко, В.А. Глазунов, Г.С. Филиппов

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

## The Development of a Flat Parallel Structure Mechanism with One Degree of Freedom for Excitation of Vibrations on Any Kinematic Screw

E.V. Didenko, V.A. Glazunov, G.S. Filippov

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences

В настоящее время механизмы параллельной структуры находят все более широкое применение в различных отраслях промышленности. Рассмотрен механизм вибростенда, являющийся развитием известного манипулятора параллельной структуры, который содержит три кинематические цепи, приводимые в движение тремя двигателями. Однако для получения малых колебаний по любому кинематическому винту такой механизм потребовал бы согласованного действия всех трех приводов. В связи с этим синтезирован плоский механизм параллельной структуры с тремя кинематическими цепями, снабженный одним центральным двигателем, передающим движение на выходное звено механизма. Представленный механизм не требует сложной системы управления и обратных связей для поддержания заданного соотношения между компонентами кинематического винта.

**Ключевые слова:** механизм параллельной структуры, вибростенд, одна степень свободы, плоское колебательное движение, кинематический винт

Nowadays, parallel structure mechanisms are increasingly used in various industries. In this paper, the authors study a vibration table mechanism derived from a well-known parallel structure mechanism that contains three kinematic chains driven by three motors. However, to obtain small vibrations on any kinematic screw, coordinated action of all the three drives would be required. To address this issue, a flat parallel structure mechanism with three kinematic chains is synthesized. The mechanism is equipped with one central motor transmitting motion to the output link. The proposed mechanism does not require a complex control system and feedbacks to maintain a given ratio between the components of the kinematic screw.

**Keywords:** parallel structure mechanism, vibration table, one degree of freedom, flat oscillatory motion, kinematic screw

В настоящее время широко известен механизм параллельной структуры (МПС), имеющий несколько кинематических цепей (КЦ), соединяющих основание с выходным звеном [1–7]. МПС воспринимает нагрузку подобно пространственным фермам, чем обусловлены повышенные показатели работоспособности (такие как точность и грузоподъемность) или скорости: поскольку все двигатели стоят на основании, нет необходимости в наличии звеньев, обладающих высокой материалоемкостью, что снижает динамические нагрузки.

Хорошо известен манипулятор параллельной структуры, совершающий плоские движения по трем степеням свободы и имеющий три КЦ [1–9]. Механизм приводят в движение три двигателя, сопряженные с тремя КЦ. Однако для получения малых колебаний по любому кинематическому венту необходимо согласованное действие всех трех приводов. Это может обусловить трудности при управлении, а также недостаточную точность требуемых движений.

Цель работы — синтезировать МПС, способный совершать любые колебания при использовании одного двигателя.

Подобная задача ранее была решена для пространственных колебаний [8–13], где синтезированный МПС содержал шесть КЦ.

Для достижения поставленной цели воспользуемся тем же подходом, предложенным в работах [8, 9]. Установим выходное звено (подвижную платформу) в среднее положение, расположив под его центром двигатель вращательного движения (ДВД). ДВД будет приводить во вращение входные звенья трех КЦ, входные звенья — передавать движение на начальные звенья, а те в свою очередь через соответствующие промежуточные звенья — на подвижную платформу.

В соответствии с изложенной концепцией синтезирован МПС (рис. 1) [14], включающий в себя основание 1, выходное звено 10, три КЦ, каждая из которых содержит начальное 2 и промежуточное 8 звенья. Механизм снабжен ДВД 9, сопряженным с входными звеньями 7 трех КЦ, жестко связанных с кривошипами 6. На последних установлены основные ползуны 5, позволяющие изменять радиус кривошипов. Ползуны соединены с соответствующими начальными звеньями посредством шатунов 4, шарнирно сопряженных с основными ползунами и начальными звеньями. Шатуны выпол-

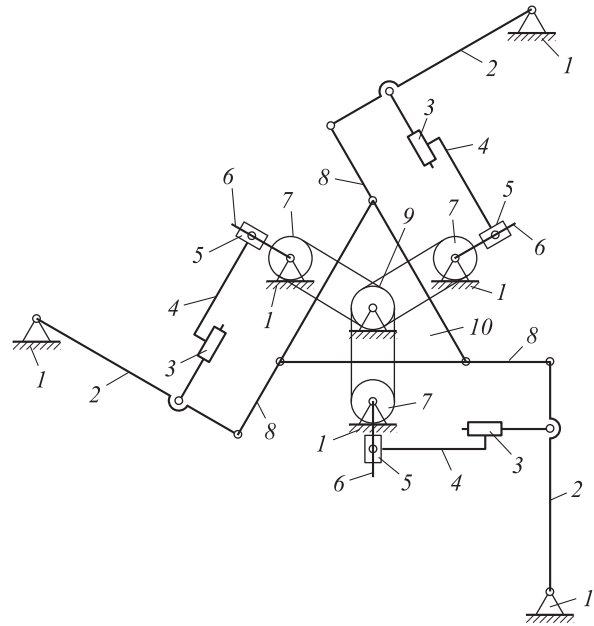


Рис. 1. Схема разработанного МПС

нены с возможностью изменения их длины благодаря наличию дополнительных ползунов 3.

Синтезированный МПС работает следующим образом. Выходное звено перемещается относительно основания за счет движения, передаваемого на него начальными звеньями через промежуточные. При этом ДВД передает движение на входные звенья, затем на кривошипы и далее через шатуны на начальные звенья. Длину кривошипов предварительно устанавливают с помощью основных ползунов, а длину шатунов корректируют с помощью дополнительных ползунов.

Убедимся, что число степеней свободы  $W$  МПС равно единице, для чего воспользуемся формулой П.Л. Чебышева

$$W = 3n - 2p_n - p_v + q, \quad (1)$$

где  $n$  — число подвижных звеньев;  $p_n$  и  $p_v$  — количество низших и высших кинематических пар;  $q$  — число избыточных связей.

В исследуемом механизме избыточных связей нет ( $q = 0$ ), и сборка МПС происходит без деформации звеньев. При этом учтем, что сопряжение ДВД 2 с входными звеньями 1 осуществляется через высшую кинематическую пару, что можно реализовать с помощью зубчатого зацепления или гибкой связи — ременной передачи (рис. 2).

Так как зубчатый и ременной механизмы не являются эквивалентными с точки зрения структуры, рассмотрим оба варианта соединения.

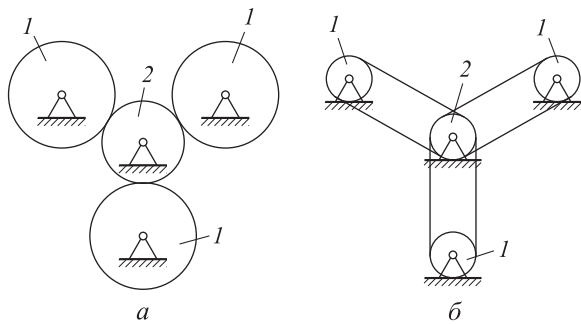


Рис. 2. Схемы сопряжения ДВД с входными звеньями:

*a* — зубчатым зацеплением; *б* — ременной передачей

Если сопряжение ДВД с входными звеньями реализовано зубчатым зацеплением (рис. 2, *a*), то МПС имеет четыре ( $n = 4$ ) подвижных звена (одно ведущее 2 и три ведомых 1), четыре низшие ( $p_n = 4$ ) и три высшие ( $p_v = 3$ ) кинематические пары. Подставив в формулу (1) значения  $n$ ,  $p_n$  и  $p_v$ , получим число степеней свободы

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3 + 0 = 1.$$

Если сопряжение ДВД с входными звеньями реализовано посредством ременной передачи (рис. 2, *б*), то для расчета подвижности исследуемого МПС с гибкой связью воспользуемся методикой, описанной в работе [15]. Механизм включает в себя семь подвижных звеньев (одно

ведущее 2, три промежуточных (ремни) и три ведомых 1), а также семь низших и шесть высших кинематических пар. Тогда в соответствии с формулой (1) имеем

$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 7 - 6 + 0 = 1.$$

Рассмотрим подробнее синтезированный МПС вибростенда, учитывая, что сопряжение ДВД с входными звеньями реализовано посредством ременной передачи.

МПС имеет семнадцать подвижных звеньев ( $n = 17$ ): выходное, а также начальные, промежуточные и входные для трех КЦ (см. рис. 1 и 3). При этом входные звенья, сопряженные с ДВД посредством промежуточных звеньев (ремней), жестко соединены с кривошипами, на которые установлены основные ползуны, связанные с начальными звеньями посредством шатунов, длину которых можно изменить с помощью дополнительных ползунов.

При этом основные и дополнительные ползуны считаем заторможенными в ходе предварительной настройки механизма. Входное звено, кривошип и основной ползун, двигающиеся как единое целое, приняты за одно звено, как и шатун с дополнительным ползуном.

Также в состав синтезированного МПС входят шесть высших кинематических пар ( $p_v = 6$ ), соединяющих ДВД с входными звень-

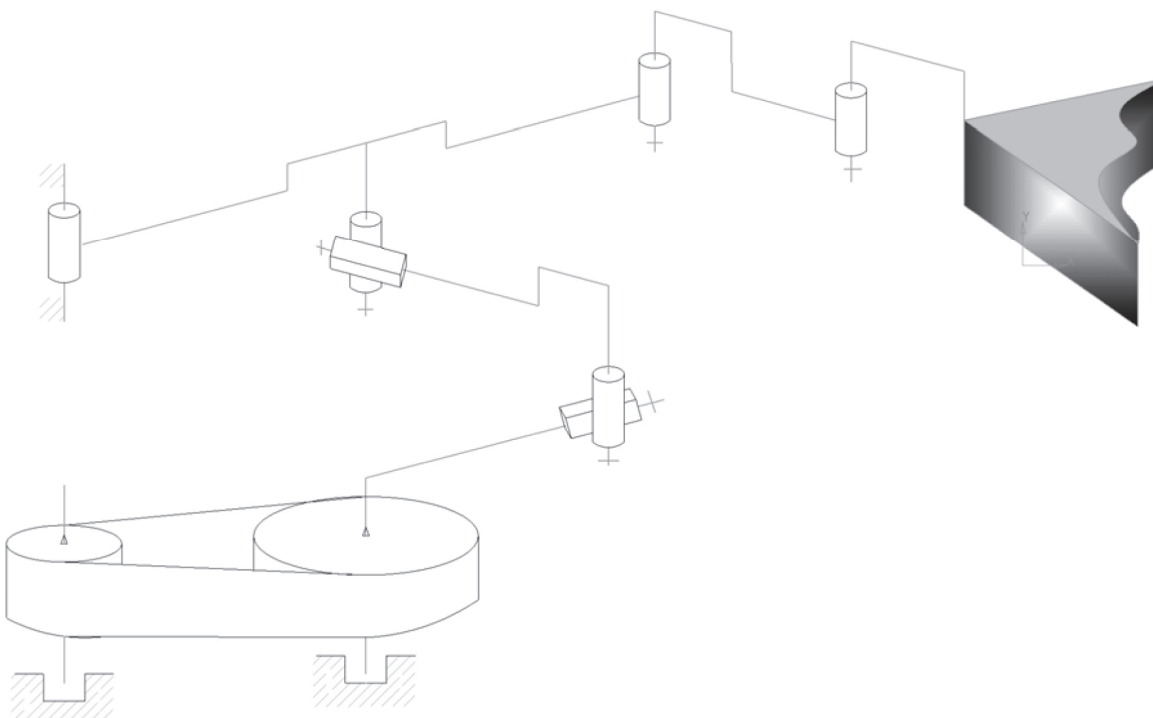


Рис. 3. Схема одной из трех КЦ синтезированного МПС

ями трех КЦ и двадцать две низшие кинематические пары ( $p_n = 22$ ), которые связывают в трех КЦ: входные звенья с основанием, ДВД и шатунами; начальные звенья с шатунами, промежуточными звеньями и основаниями; промежуточные звенья с подвижной платформой; ДВД с основанием.

После подстановки значений  $n$ ,  $p_v$  и  $p_n$  в формулу (1) имеем

$$W = 3 \cdot 17 - 2 \cdot 22 - 6 = 1.$$

Полученное значение доказывает, что число степеней свободы синтезированного МПС равно единице.

Для создания требуемого плоского колебательного движения выходного звена 3 необходимо рассчитать длины  $l_{B_i}$  кривошипов 2 (рис. 4) и обеспечить их изменением положений основных ползунов 1.

При определении требуемых значений длин кривошипов для каждой КЦ используем соотношение для скоростей или бесконечно малых перемещений, так как колебания малые. При этом амплитуда колебаний точки  $A_i$  (см. рис. 4)

$$S_{A_i} = l_{B_i} \frac{A_i D_i}{C_i D_i}.$$

Длины коромысла  $A_i D_i$  и отрезка  $C_i D_i$  одинаковы для всех КЦ.

Форма колебаний выходного звена определяется соотношением изменений линейных и

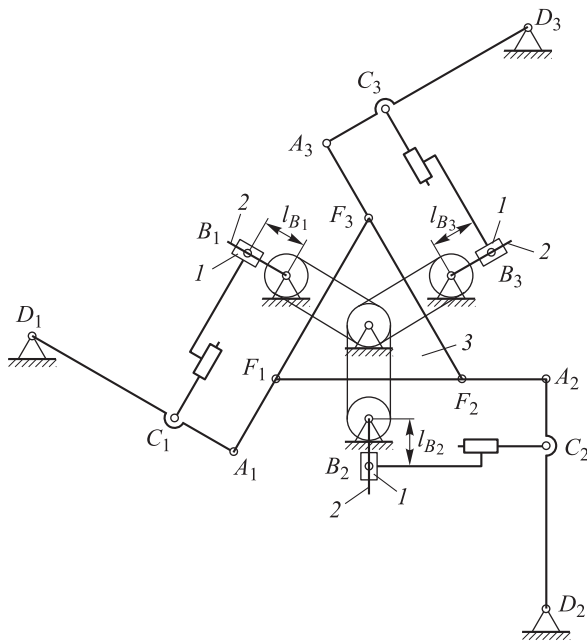


Рис. 4. Схема МПС с расположением характерных точек

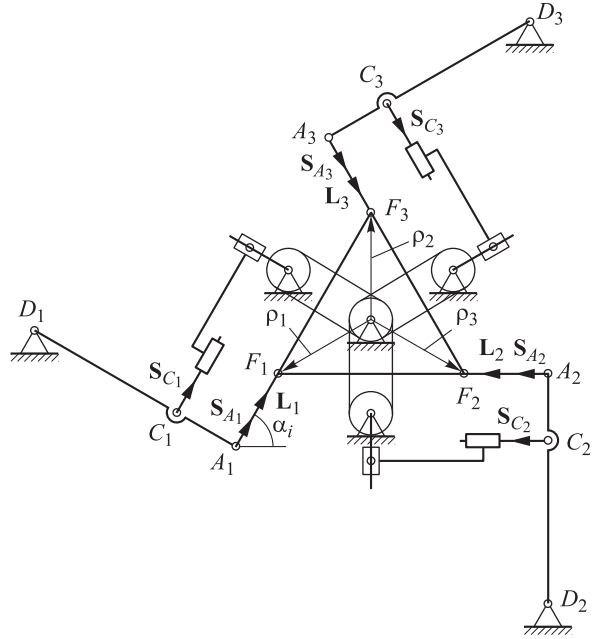


Рис. 5. Схема МПС с расположением векторов перемещений:  
 $\rho_1, \rho_2$  и  $\rho_3$  — радиусы-векторы точек  $F_1, F_2$  и  $F_3$  соответственно;  $\alpha_i$  — угол поворота вектора  $L_i$  относительно горизонта

угловых координат. Задаем перемещения  $e_x$  и  $e_y$  по координатам  $x$  и  $y$ , а также приращение угловой координаты  $\alpha_z$ .

Затем вычисляем перемещения центров вращательных пар  $F_1, F_2$  и  $F_3$ , примыкающих к выходному звену (см. рис. 4):

$$S_{F_i} = \mathbf{i}(e_x - \alpha_z \rho_{yi}) + \mathbf{j}(e_y + \alpha_z \rho_{xi}),$$

где  $S_{F_i}$  — перемещение точки  $F_i$  ( $i = 1, \dots, 3$ );  $\rho_{yi}, \rho_{xi}$  — координаты точки  $F_i$ ;  $\mathbf{i}, \mathbf{j}$  — единичные векторы.

Далее следует найти соотношения амплитуд колебаний точек  $A_i$ , а также направления их начального перемещения (рис. 5). Амплитуда определяется на основании теоремы о проекции скорости точек твердого тела на прямую, соединяющую их.

Каждая точка  $C_i$  перемещается в своем направлении (см. рис. 5):

- $C_1$  по единичному вектору

$$S_{C_1} = \mathbf{i} \sin 30^\circ + \mathbf{j} \cos 30^\circ;$$

- $C_2$  по единичному вектору

$$S_{C_2} = \mathbf{i}(-1);$$

- $C_3$  по единичному вектору

$$S_{C_3} = \mathbf{i} \sin 30^\circ - \mathbf{j} \cos 30^\circ.$$

Направление перемещения точек  $A_i$  соответствует направлению перемещения точек  $C_i$ :

$$\mathbf{S}_{A_i} = \mathbf{i} \sin \alpha_i l_{B_i} \frac{A_i D_i}{C_i D_i} + \mathbf{j} \cos \alpha_i l_{B_i} \frac{A_i D_i}{C_i D_i}.$$

В соответствии с этим векторы перемещения:

- точки  $A_1$

$$\mathbf{S}_{A_1} = \mathbf{i} \sin 30^\circ l_{B_1} \frac{A_1 D_1}{C_1 D_1} + \mathbf{j} \cos 30^\circ l_{B_1} \frac{A_1 D_1}{C_1 D_1};$$

- точки  $A_2$

$$\mathbf{S}_{A_2} = \mathbf{i}(-1) l_{B_2} \frac{A_2 D_2}{C_2 D_2};$$

- точки  $A_3$

$$\mathbf{S}_{A_3} = \mathbf{i} \sin 30^\circ l_{B_3} \frac{A_3 D_3}{C_3 D_3} - \mathbf{j} \cos 30^\circ l_{B_3} \frac{A_3 D_3}{C_3 D_3}.$$

Скалярные произведения векторов перемещения точек  $A_i$  на векторы  $\mathbf{L}_i$  (проведенные от точек  $A_i$  к точкам  $F_i$ ) имеют вид:

$$\mathbf{S}_{A_1} \cdot \mathbf{L}_1 = l_{B_1} \frac{A_1 D_1}{C_1 D_1} L; \quad \mathbf{S}_{A_2} \cdot \mathbf{L}_2 = l_{B_2} \frac{A_2 D_2}{C_2 D_2} L;$$

$$\mathbf{S}_{A_3} \cdot \mathbf{L}_3 = l_{B_3} \frac{A_3 D_3}{C_3 D_3} L,$$

где  $L$  — длина промежуточного звена;  $\mathbf{L}_1 = L(\mathbf{i} \sin 30^\circ + \mathbf{j} \cos 30^\circ)$ ;  $\mathbf{L}_2 = L[\mathbf{i}(-1)]$ ;  $\mathbf{L}_3 = L(\mathbf{i} \sin 30^\circ - \mathbf{j} \cos 30^\circ)$ .

Найденные скалярные произведения равны скалярным произведениям векторов, проведенных от точек  $A_i$  к точкам  $F_i$ , и векторов перемещений точек  $F_i$ :

$$L(\mathbf{i} \sin 30^\circ + \mathbf{j} \cos 30^\circ) \mathbf{S}_{F_1} = L(\mathbf{i} \sin 30^\circ + \mathbf{j} \cos 30^\circ) \times [\mathbf{i}(e_x - \alpha_z \rho_{y1}) + \mathbf{j}(e_y + \alpha_z \rho_{x1})];$$

$$L[\mathbf{i}(-1)] \mathbf{S}_{F_2} = L[\mathbf{i}(-1)] [\mathbf{i}(e_x - \alpha_z \rho_{y2}) + \mathbf{j}(e_y + \alpha_z \rho_{x2})];$$

$$L(\mathbf{i} \sin 30^\circ - \mathbf{j} \cos 30^\circ) \mathbf{S}_{F_3} = L(\mathbf{i} \sin 30^\circ - \mathbf{j} \cos 30^\circ) \times [\mathbf{i}(e_x - \alpha_z \rho_{y3}) + \mathbf{j}(e_y + \alpha_z \rho_{x3})].$$

С учетом того, что  $\rho_{x1} = -r \cos 30^\circ$  ( $r$  — радиус описанной окружности вокруг выходного звена);  $\rho_{y1} = -r \sin 30^\circ$ ;  $\rho_{x2} = r \cos 30^\circ$ ;  $\rho_{y2} = -r \sin 30^\circ$ ;  $\rho_{x3} = 0$  и  $\rho_{y3} = r$ , получаем:

$$L(\mathbf{i} \sin 30^\circ + \mathbf{j} \cos 30^\circ) \mathbf{S}_{F_1} = L(\mathbf{i} \sin 30^\circ + \mathbf{j} \cos 30^\circ) \times [\mathbf{i}(e_x - \alpha_z (-r \sin 30^\circ)) + \mathbf{j}(e_y + \alpha_z (-r \cos 30^\circ))];$$

$$L[\mathbf{i}(-1)] \mathbf{S}_{F_2} = L[\mathbf{i}(-1)] \times [\mathbf{i}(e_x - \alpha_z (-r \sin 30^\circ)) + \mathbf{j}(e_y + \alpha_z r \cos 30^\circ)];$$

$$L(\mathbf{i} \sin 30^\circ - \mathbf{j} \cos 30^\circ) \mathbf{S}_{F_3} = L(\mathbf{i} \sin 30^\circ - \mathbf{j} \cos 30^\circ) [\mathbf{i}(e_x - \alpha_z r) + \mathbf{j} e_y].$$

Определим требуемые значения длин кривошипов, используя следующие выражения:

- для первой КЦ

$$l_{B_1} \frac{A_1 D_1}{C_1 D_1} L = L(\mathbf{i} \sin 30^\circ + \mathbf{j} \cos 30^\circ) \times$$

$$\times [\mathbf{i}(e_x + \alpha_z r \sin 30^\circ) + \mathbf{j}(e_y - \alpha_z r \cos 30^\circ)] =$$

$$= \sin 30^\circ e_x + \alpha_z r \sin^2 30^\circ + \cos 30^\circ e_y - \alpha_z r \cos^2 30^\circ;$$

- для второй КЦ

$$l_{B_2} \frac{A_2 D_2}{C_2 D_2} L = L[\mathbf{i}(-1) + \mathbf{j} \cdot 0] [\mathbf{i}(e_x + \alpha_z r \sin 30^\circ) + \mathbf{j}(e_y + \alpha_z r \cos 30^\circ)] = -e_x - \alpha_z r \sin 30^\circ;$$

- для третьей КЦ

$$l_{B_3} \frac{A_3 D_3}{C_3 D_3} L =$$

$$= L(\mathbf{i} \sin 30^\circ - \mathbf{j} \cos 30^\circ) [\mathbf{i}(e_x - \alpha_z r) + \mathbf{j} e_y] = \sin 30^\circ e_x - \alpha_z r \sin 30^\circ - \cos 30^\circ e_y.$$

Отсюда получаем выражения для вычисления длин кривошипов:

- первой КЦ

$$l_{B_1} = \frac{C_1 D_1}{A_1 D_1} [e_x \sin 30^\circ + e_y \cos 30^\circ + \alpha_z r (\sin^2 30^\circ - \cos^2 30^\circ)];$$

- второй КЦ

$$l_{B_2} = \frac{C_2 D_2}{A_2 D_2} (-e_x - \alpha_z r \sin 30^\circ);$$

- третьей КЦ

$$l_{B_3} = \frac{C_3 D_3}{A_3 D_3} (e_x \sin 30^\circ - e_y \cos 30^\circ - \alpha_z r \sin 30^\circ).$$

Рассмотрим пример расчета синтезированной МПС вибростенда. Пусть заданы перемещения по координатам  $x$  и  $y$  —  $e_x = 1$  мм и  $e_y = 1$  мм; приращение угловой координаты  $\alpha_z = 1^\circ$ ; радиус описанной окружности вокруг выходного звена  $r = 5$  мм, длина коромысла  $AD = 15$  мм,

длина отрезка  $CD = 10$  мм. Рассчитаем длины кривошипов в заданном положении МПС:

- для первой КЦ

$$l_{B_1} = \frac{10}{15} [1 \cdot \sin 30^\circ + 1 \cdot \cos 30^\circ + 1 \cdot 5(\sin^2 30^\circ - \cos^2 30^\circ)] = 0,7560 \text{ мм},$$

угол поворота кривошипа  $\varphi = 150^\circ$ ;

- для второй КЦ

$$l_{B_2} = \frac{10}{15} [-1 - 1 \cdot 5 \sin 30^\circ] = 2,3333 \text{ мм}, \quad \varphi = 270^\circ;$$

- для третьей КЦ

$$l_{B_3} = \frac{10}{15} (1 \cdot \sin 30^\circ - 1 \cdot \cos 30^\circ - 1 \cdot 5 \sin 30^\circ) = 1,9107 \text{ мм}, \quad \varphi = 30^\circ.$$

Таким образом, для получения требуемого плоского колебательного движения выходного звена необходимо установить указанные длины кривошипов путем изменения положений основных ползунов.

## Выводы

1. Представлен механизм вибростенда, построенный по принципу параллельной структуры и позволяющий при использовании одного двигателя получать колебания по любому кинематическому винту.

2. Синтезированный МПС не требует для поддержания заданного соотношения между компонентами кинематического винта сложной системы управления и обратных связей, т. е. он призван повысить надежность и снизить стоимость вибростендов.

## Литература

- [1] Merlet J.-P. *Parallel Robots*. Kluwer Academic Publishers, 2000. 372 p.
- [2] Kong X., Gosselin C. *Type Synthesis of Parallel Mechanisms*. Springer, 2007. 275 p.
- [3] Gogu G. Structural synthesis of fully-isotropic translational parallel robots via theory of linear transformations. *European Journal of Mechanics*, 2004, vol. 23, pp. 1021–1039, doi: 10.1016/j.euromechsol.2004.08.006
- [4] Angeles J. The Qualitative Synthesis of Parallel Manipulators. *Journal of Mechanical Design*, 2004, vol. 126, pp. 617–624, doi: 10.1115/1.1667955
- [5] Ceccarelli M. *Fundamentals of Mechanics of Robotic Manipulation*. Kluwer Academic Publishers, 2004. 412 p.
- [6] Carricato M., Parenti-Castelli V. On the topological and geometrical synthesis and classification of translational parallel mechanisms. *Proceedings of the XI World Congress in Mechanism and Machine Science*, Tianjin, China, 2004, pp. 1624–1628.
- [7] Glazunov V.A., Chunichin A.Y. Development of Mechanisms of Parallel Structure. *Journal of Machinery manufacture and Reliability*, 2014, vol. 43, no. 3, pp. 211–216, doi: 10.3103/S1052618814030030
- [8] Глазунов В.А. Структура пространственных механизмов. Группы винтов и структурные группы. *Справочник. Инженерный журнал*, 2010, приложение № 3, 24 с.
- [9] Глазунов В.А., Ганиев Р.Ф., ред. *Механизмы параллельной структуры и их применение: робототехнические, технологические, медицинские, обучающие системы*. Москва, Ижевск, Изд-во ИКИ, 2018. 1036 с.
- [10] Глазунов В.А., Борозна А.Г., Жук В.П., Миодушевский П.В., Чугаев А.А. *Шестикоординатный вибростенд*. А.с. 1753322 СССР, МКИ G 01M 7/06, опубл. 07.08.1992, бюл. № 29, 7 с.
- [11] Kozyrev A., Glazunov V. Finite element modeling and analysis of an isoglide-type parallel manipulator to determine its rigidity/stiffness. *Mechanisms and Machine Science*, 2015, vol. 24, pp. 203–210, doi: 10.1007/978-3-319-09411-3\_22
- [12] Nosova N.Y., Glazunov V.A., Palochkin S.V., Terekhova A.N. Synthesis of mechanisms of parallel structure with kinematic interchange. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2014, vol. 43, no. 5, pp. 378–383, doi: 10.3103/S1052618814050136
- [13] Laryushkin P., Glazunov V., Demidov S. Singularity Analysis of 3-DOF Translational Parallel Manipulator. *Advances on Theory and Practice of Robots and Manipulators. Proceedings of ROMANSY 2014 XX CISM-IFTOMM Symposium on Theory and Practice of Robots*

and Manipulators, Springer, Cham Heidelberg, New York, Dordrecht, London, 2014, pp. 47–54.

- [14] Глазунов В.А., Диденко Е.В., Левин С.В., Терехова А.Н., Шалюхин К.А. *Механизм параллельной структуры*. Пат. 179051 РФ, 2012, бюл. № 12. 4 с.
- [15] Смелягин А.И. *Структура машин и механизмов*. Москва, Высшая школа, 2006. 357 с.

## References

- [1] Merlet J.-P. *Parallel Robots*. Kluwer Academic Publishers, 2000. 372 p.
- [2] Kong X., Gosselin C. *Type Synthesis of Parallel Mechanisms*. Springer, 2007. 275 p.
- [3] Gogu G. Structural synthesis of fully-isotropic translational parallel robots via theory of linear transformations. *European Journal of Mechanics*, 2004, vol. 23, pp. 1021–1039, doi: 10.1016/j.euromechsol.2004.08.006
- [4] Angeles J. The Qualitative Synthesis of Parallel Manipulators. *Journal of Mechanical Design*, 2004, vol. 126, pp. 617–624, doi: 10.1115/1.1667955
- [5] Ceccarelli M. *Fundamentals of Mechanics of Robotic Manipulation*. Kluwer Academic Publishers, 2004. 412 p.
- [6] Carricato M., Parenti-Castelli V. Topological and geometrical synthesis and classification of translational parallel mechanisms. *Proceeding of the 2004 the Eleventh World Congress in Mechanism and Machine Science*, 2004, pp. 1624–1628.
- [7] Glazunov V.A., Chulichin A.Y. Development of Mechanisms of Parallel Structure. *Journal of Machinery manufacture and Reliability*, 2014, vol. 43, no. 3, pp. 211–216, doi: 10.3103/S1052618814030030
- [8] Glazunov V.A. The structure of spatial mechanisms. Group of screws and structural group. *Handbook. An Engineering journal with appendix*, 2010, app. no. 3, 24 p.
- [9] *Mekhanizmy parallel'noy struktury i ih primeneniye: robototekhnicheskie, tekhnologicheskije, meditsinskie, obuchayushchie sistemy* [Parallel structure mechanisms and their application: robotic, technological, medical, training systems]. Ed. Glazunov V.A., Ganiev R.F. Moscow, Izhevsk, IKI publ., 2018. 1036 p.
- [10] Glazunov V.A., Borozna A.G., Zhuk V.P., Miodushevskii P.V., Chutaev A.A. *Shestikoordinatnyy vibratord* [Six-axis shaker]. Certificate of authorship of the USSR no. 1753322, 1992. 7 с.
- [11] Kozyrev A., Glazunov V. Finite element modeling and analysis of an isoglide-type parallel manipulator to determine its rigidity/stiffness. *Mechanisms and Machine Science*, 2015, vol. 24, pp. 203–210, doi: 10.1007/978-3-319-09411-3\_22
- [12] Nosova N.Y., Glazunov V.A., Palochkin S.V., Terekhova A.N. Synthesis of mechanisms of parallel structure with kinematic interchange. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2014, vol. 43, no. 5, pp. 378–383, doi: 10.3103/S1052618814050136
- [13] Laryushkin P., Glazunov V., Demidov S. Singularity Analysis of 3-DOF Translational Parallel Manipulator. *Advances on Theory and Practice of Robots and Manipulators. Proceedings of ROMANSY 2014 XX CISM-IFTOMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators*, Springer, Cham Heidelberg, New York, Dordrecht, London, 2014, pp. 47–54.
- [14] Glazunov V.A., Didenko E.V., Levin S.V., Terekhova A.N., Shalyukhin K.A. *Mekhanizm parallel'noy struktury* [The parallel mechanism structure]. Patent RF no. 179051, 2012. 4 p.
- [15] Smelyagin A.I. *Struktura mashin i mekhanizmov* [Structure of machines and mechanisms]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2006. 357 p.

Статья поступила в редакцию 10.09.2018

## Информация об авторах

**ДИДЕНКО Елена Владимировна** — научный сотрудник лаборатории «Теория механизмов и структуры машин». Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (101990, Москва, Российская Федерация, Малый Харитоньевский пер., д. 4, e-mail: didenkohv@gmail.com).

**ГЛАЗУНОВ Виктор Аркадьевич** — доктор технических наук, профессор, директор Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (101990, Москва, Российская Федерация, Малый Харитоньевский пер., д. 4, e-mail: vaglznv@mail.ru).

**ФИЛИПPOB Глеб Сергеевич** — кандидат физико-математических наук, зам. директора Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (101990, Москва, Российская Федерация, Малый Харитоньевский пер., д. 4, e-mail: filippov.gleb@gmail.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Диденко Е.В., Глазунов В.А., Филиппов Г.С. Разработка плоского механизма параллельной структуры с одной степенью свободы для возбуждения колебаний по любому кинематическому винту. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 11, с. 30–37, doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-30-37

### Please cite this article in English as:

Didenko E.V., Glazunov V.A., Filippov G.S. The Development of a Flat Parallel Structure Mechanism with One Degree of Freedom for Excitation of Vibrations on Any Kinematic Screw. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 11, pp. 30–37 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-30-37

## Information about the authors

**DIDENKO Elena Vladimirovna** — Researcher, Laboratory of Theory of Mechanisms and Structures of Machines. Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (101990, Moscow, Russian Federation, Malyy Kharitonievskiy Pereulok, Bldg. 4, e-mail: didenkohv@gmail.com).

**GLAZUNOV Viktor Arkadevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Director, Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (101990, Moscow, Russian Federation, Malyy Kharitonievskiy Pereulok, Bldg. 4, e-mail: vaglznv@mail.ru).

**FILIPPOV Gleb Sergeevich** — Candidate of Science (Physics and Math), Deputy Director, Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (101990, Moscow, Russian Federation, Malyy Kharitonievskiy Pereulok, Bldg. 4, e-mail: filippov.gleb@gmail.com).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышло в свет 4-е издание учебника  
**В.И.Ванько, О.В.Ермошиной, Г.Н.Кувыркина**  
**«Вариационное исчисление  
и оптимальное управление»**

Наряду с изложением основ классического вариационного исчисления и элементов теории оптимального управления рассмотрены прямые методы вариационного исчисления и методы преобразования вариационных задач, приводящие, в частности, к двойственным вариационным принципам. На примерах из физики, механики и техники показана эффективность методов вариационного исчисления и оптимального управления для решения прикладных задач.

Для студентов и аспирантов технических университетов, а также для инженеров и научных работников, специализирующихся в области прикладной математики и математического моделирования.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru