

УДК 621.412

doi: 10.18698/0536-1044-2021-4-12-17

Исследование кинематики ромбического механизма

Г.А. Тимофеев, И.З. Катаев, Д.М. Самсоненко

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Research of the Rhombic Mechanism Kinematics

G.A. Timofeev, I.Z. Kataev, D.M. Samsonenko

Bauman Moscow State Technical University

Проектирование современных механизмов и машин — очень сложный и итерационный процесс. Одним из его первых этапов является кинематический анализ механизмов, за которым следуют структурный, динамический, кинетостатический и др. Исследована схема асимметричного ромбического механизма с развитым шатуном рабочей группы. Рассмотрена кинематика характерных точек звеньев этого механизма — их кинематических пар и центров масс. Приведены основные зависимости для определения аналогов скоростей и ускорений точек и звеньев механизма. Для решения задач кинематики использован метод векторных контуров В.А. Зинovieва. Результаты кинематического анализа могут быть использованы для динамического и кинетостатического исследований асимметричного ромбического механизма с развитым шатуном рабочей группы, а также для оптимизационного синтеза его конструкции.

Ключевые слова: двигатель Стирлинга, ромбический механизм, шатун рабочей группы, кинематический анализ

Designing modern mechanisms and machines is a very complex and iterative process. One of its first stages is the kinematic analysis of mechanisms followed by structural, dynamic, kinetostatic, etc. The scheme of an asymmetric rhombic mechanism with a developed drive arm of the working group is investigated. The kinematics of the characteristic links points of this mechanism is considered: their kinematic pairs and centers of mass. The kinematics of points and links of this mechanism is considered. The main dependencies for determining the analogs of the velocities and accelerations of points and links of the mechanism are presented. To solve the kinematics tasks the Zinoviev's method of vector contours was used. The results of the kinematic analysis can be used for dynamic and kinetostatic research of the asymmetric rhombic mechanism with a developed drive arm of the working group, as well as for optimization synthesis of its design.

Keywords: Stirling engine, rhombic mechanism, drive arm of the working group, kinematic analysis

В последние годы большое внимание уделяется современным экологичным двигателям различных конструкций, одним из которых является двигатель с внешним подводом теплоты — двигатель Стирлинга. Эти двигатели получили широкое распространение в 40–50-х годах XX века после создания ромбического механизма для их привода [1–3].

Особенностью привода является симметрия относительно оси движения поршней. Это по-

ложительно отличает его от классических кривошипно-ползунных механизмов. Симметрия ромбического механизма положительно сказывается на возможности его уравнивания и увеличения долговечности, а также позволяет получить характеристику суммарного приведенного момента, близкую к гармонической [1, 4].

Однако в отличие от симметричных приводов, имеющих достаточно узкий диапазон варьирования параметров двигателя, введение

асимметрии позволяет расширить области существования такого двигателя, а также достичь лучших показателей эффективности [1, 5–7].

В связи с этим рассмотрен асимметричный ромбический механизм с развитым шатуном рабочей группы (РГ).

Цель работы — решение задачи кинематики для рассматриваемого механизма. Исследование кинематики является первым шагом на пути изучения этого механизма и занимает важное положение среди расчетов, проводимых над ним. Задачи кинематики (о положениях, скоростях, и ускорениях) решались на базе метода замкнутых векторных контуров В.А. Зинovieва [5, 6].

Рассмотрим ромбический механизм с развитым шатуном РГ [8–10], расчетная схема которого приведена на рисунке. Здесь введены следующие обозначения: O — начало декартовой системы координат; φ_1 — обобщенная координата; S_1, S_2 и S_4 — центр масс (ЦМ) соответственно кривошипа 1, развитого шатуна 2 РГ и шатуна 4 вытеснительной группы (ВГ); φ_2 и φ_4 — угол поворота развитого шатуна РГ и шатуна ВГ; φ_{S1} — угловая координата ЦМ S_1 относительно кривошипа; φ_{S2} — угловая координата ЦМ S_2 относительно элемента развитого шатуна CB ; γ_p — угол разворота элемента развитого шатуна CD относительно его элемента CB ; X_C и e_p — координата рабочего поршня (РП) 3 и его внеосность относительно точки A ; L_B — длина шатуна ВГ; L_p — длина развитого шатуна РГ; L'_p — длина элемента CD развитого шатуна РГ; R — длина кривошипа; X_F — координата вытеснительного поршня (ВП) 5; e_b и Δe — внеосность ВП относительно точки A и РП. Здесь

и далее индексы «р» и «в» соответствуют параметрам, относящимся к РГ и ВГ.

Уравнения векторных контуров $OABCO$ и OF_1FDCO имеют вид

$$e_p + R = X_C + L_p;$$

$$X_F + \Delta e + L_B = X_C + L'_p.$$

Проецируя векторы в этих уравнениях замкнутости на оси OX и OY , получают следующие выражения:

$$R \cos \varphi_1 = X_C + L_p \cos \varphi_2; \tag{1}$$

$$X_F + L_B \cos \varphi_4 = X_C + L'_p \cos(\varphi_2 + \gamma_p); \tag{2}$$

$$e_p + R \sin \varphi_1 = L_p \sin \varphi_2; \tag{3}$$

$$\Delta e + L_B \sin \varphi_4 = L'_p \sin(\varphi_2 + \gamma_p), \tag{4}$$

где L_p и L_B — длина развитого шатуна РГ и шатуна ВГ; X_C — координата РП; X_F — координата ВП; R — длина кривошипа; L'_p — длина элемента CD развитого шатуна РГ; e_p — внеосность РП относительно точки A ; Δe — внеосность ВП относительно РП.

Из уравнения (3) определяют угловую координату развитого шатуна РГ:

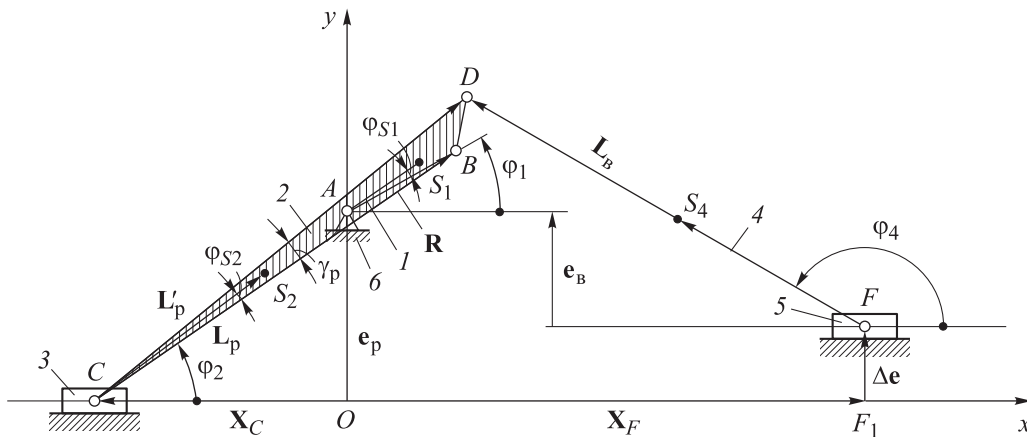
$$\sin \varphi_2 = \frac{e_p + R \sin \varphi_1}{L_p} = \lambda_p (k_p + \sin \varphi_1), \tag{5}$$

где λ_p — отношение длины кривошипа к длине развитого шатуна, $\lambda_p = R/L_p$; k_p — отношение внеосности РП к длине кривошипа, $k_p = e_p/R$.

Угловую координату шатуна ВГ находят из уравнения (4):

$$\sin \varphi_4 = \frac{e_b - e_p + L'_p \sin(\varphi_2 + \gamma_p)}{L_B},$$

где e_b — внеосность ВП относительно точки A .



Расчетная схема ромбического механизма с развитым шатуном РГ:
1 — кривошип; 2 — развитый шатун РГ; 3 — РП; 4 — шатун ВГ; 5 — ВП; 6 — стойка

Для упрощения записи аналитических выражений вводят следующие обозначения относительных величин: $k_b = e_b/R$ — отношение внеосности точки F к радиусу кривошипа; $\lambda_b = R/L_b$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна ВГ; $a_e = e_b/e_p$ — отношение внеосности ВП к внеосности РП; $a_{L_p} = L'_p/L_p$ — отношение длины вспомогательной стороны развитого шатуна РГ к длине этого шатуна; $a_L = L_p/L_b$ — отношение длины развитого шатуна РГ к длине шатуна ВГ.

С учетом ранее принятых обозначений выражение для определения угловой координаты шатуна ВГ имеет вид

$$\sin \varphi_4 = k_b \lambda_b \left(1 - \frac{1}{a_e} \right) + a_{L_p} a_L \sin(\varphi_2 + \gamma_p). \quad (6)$$

Координату точки C РП определяют из уравнения (1):

$$\begin{aligned} X_C &= R \cos \varphi_1 - L_p \cos \varphi_2 = \\ &= L_p (\lambda_p \cos \varphi_1 - \cos \varphi_2). \end{aligned} \quad (7)$$

Координату точки F на ВП находят из уравнения (2) с учетом соотношения $L'_p = a_L a_{L_p} L_b$:

$$X_F = X_C + L_b [a_L a_{L_p} \cos(\varphi_2 + \gamma_p) - \cos \varphi_4]. \quad (8)$$

Координаты точки D определяют из выражений

$$X_D = X_F + L_b \cos \varphi_4; \quad (9)$$

$$Y_D = e_p - e_b + L_b \sin \varphi_4. \quad (10)$$

Координаты ЦМ звеньев находят по следующим формулам:

$$X_{S1}(\varphi_1) = l_{AS1} \cos(\varphi_1 + \varphi_{S1});$$

$$Y_{S1}(\varphi_1) = e_p + l_{AS1} \sin(\varphi_1 + \varphi_{S1});$$

$$X_{S2}(\varphi_1) = X_C(\varphi_1) + l_{CS2} \cos(\varphi_2 + \gamma_p), \quad X_C < 0;$$

$$Y_{S2}(\varphi_1) = l_{CS2} \sin(\varphi_2 + \gamma_p);$$

$$X_{S4}(\varphi_1) = X_F + l_{FS4} \cos \varphi_4;$$

$$Y_{S4}(\varphi_1) = l_{FS4} \sin \varphi_4.$$

где l_{AS1} — расстояние от точки A до ЦМ кривошипа; l_{CS2} — расстояние от точки C до ЦМ развитого шатуна РГ; l_{FS4} — расстояние от точки F до ЦМ шатуна ВГ.

Дифференцируя уравнения (5)–(10) по обобщенной координате φ_1 , получают следующие параметры:

• аналог угловой скорости развитого шатуна РГ

$$u_{21} = \frac{\lambda_p \cos \varphi_1}{\cos \varphi_2}; \quad (11)$$

• аналог угловой скорости шатуна ВГ

$$u_{41} = \frac{a_L a_{L_p} u_{21} \cos(\varphi_2 + \gamma_p)}{\cos \varphi_4}; \quad (12)$$

• аналог скорости РП

$$v_{qC} = L_p (u_{21} \sin \varphi_2 - \lambda_p \sin \varphi_1); \quad (13)$$

• аналог скорости ВП

$$v_{qF} = v_{qC} -$$

$$- L_b [a_L a_{L_p} u_{21} \sin(\varphi_2 + \gamma_p) - u_{41} \sin \varphi_4]; \quad (14)$$

• проекции на оси OX и OY аналога скорости точки D :

$$(v_{qD})_x = v_{qF} - L_b u_{41} \sin \varphi_4; \quad (15)$$

$$(v_{qD})_y = L_b u_{41} \cos \varphi_4. \quad (16)$$

Затем определяют проекции на оси OX и OY аналогов скоростей кривошипа, развитого шатуна РГ и шатуна ВГ соответственно:

$$v_{qS1x}(\varphi_1) = l_{AS1} \sin(\varphi_1 + \varphi_{S1});$$

$$v_{qS1y}(\varphi_1) = l_{AS1} \cos(\varphi_1 + \varphi_{S1});$$

$$v_{qS2x}(\varphi_1) = v_{qC} - l_{CS2} \sin(\varphi_2 + \varphi_{S2}) u_{21};$$

$$v_{qS2y}(\varphi_1) = l_{CS2} \cos(\varphi_2 + \varphi_{S2}) u_{21};$$

$$v_{qS4x}(\varphi_1) = v_{qF} - l_{FS4} u_{41} \sin \varphi_4;$$

$$v_{qS4y}(\varphi_1) = l_{FS4} u_{41} \cos \varphi_4.$$

Полученные выражения позволяют определить модули векторов аналогов скоростей ЦМ по формуле

$$|v_{qSi}| = \sqrt{(v_{qSix})^2 + (v_{qSiy})^2},$$

где $i = 1, 2, 4$.

Направления векторов аналогов скоростей находят по модулю и знаку тангенса угла

$$\operatorname{tg} \psi_i = \frac{(v_{qSi})_y}{(v_{qSi})_x}.$$

Зависимости между истинными скоростями и их аналогами определяют по следующим формулам:

$$v_K = v_{qK} \omega_i,$$

где K — точка механизма, для которой определяется истинная скорость; $\omega_i = u_{i1} \omega_1$ (ω_1 — угловая скорость кривошипа).

Дифференцируя выражения (11)–(16) по обобщенной координате φ_1 , получают следующие параметры:

- аналог углового ускорения развитого шатуна РГ

$$\varepsilon_{q2} = \frac{u_{21}^2 \sin \varphi_2 - \lambda_p \sin \varphi_1}{\cos \varphi_2};$$

- аналог углового ускорения шатуна ВГ

$$\varepsilon_{q4} = \frac{a_L a_{Lp} [\varepsilon_{q2} \cos(\varphi_2 + \gamma_p) - u_{21}^2 \sin(\varphi_2 + \gamma_p)]}{\cos \varphi_4} + \frac{u_{41}^2 \sin \varphi_4}{\cos \varphi_4};$$

- аналог ускорения РП

$$a_{qC} = L_p (\varepsilon_{q2} \sin \varphi_2 + u_{21}^2 \cos \varphi_2 - \lambda_p \cos \varphi_1);$$

- аналог ускорения ВП

$$a_{qF} = a_{qC} - L_B [a_L a_{Lp} \varepsilon_{q2} \sin(\varphi_2 + \gamma_p) + a_L a_{Lp} u_{21}^2 \cos(\varphi_2 + \gamma_p) - \varepsilon_{q4} \sin \varphi_4 - u_{41}^2 \cos \varphi_4];$$

- проекции ускорения точки D

$$(a_{qD})_x = a_{qF} - L_B (\varepsilon_{q4} \sin \varphi_4 + u_{41}^2 \cos \varphi_4);$$

$$(a_{qD})_y = L_B (\varepsilon_{q4} \cos \varphi_4 - u_{41}^2 \sin \varphi_4).$$

Проекции аналогов ускорений ЦМ находят с использованием следующих выражений:

$$a_{qS1x} = -l_{AS1} \cos(\varphi_1 + \varphi_{S1});$$

$$a_{qS1y} = -l_{AS1} \sin(\varphi_1 + \varphi_{S1});$$

Литература

- [1] Уокер Г. *Уб4 Двигатели Стирлинга*. Москва, Машиностроение, 1985. 408 с.
- [2] Nightingale N.P. *The Development Status of an Automotive Stirling Engine. Automotive Engine Alternatives*. Springer, Boston, MA, 1987, pp. 125–142.
- [3] Tursunbaev I.A., Orda E.P., Lezhebokov A.I., Korobkov A.P., Semyannikov A.I. Solar stirling engine rig tests. *Applied Solar Energy*, 2010, vol. 46, no. 3, pp. 175–178, doi: 10.3103/S0003701X10030047
- [4] Даниличев В.Н., Ефимов С.И., Круглов М.Г. *Двигатели Стирлинга*. Москва, Машиностроение, 1977. 77 с.
- [5] Кукис В.С., Куколев М.И., Костин А.И., Дворцов В.С., Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю. Перспективы улучшения характеристик двигателей Стирлинга. *Двигателестроение*, 2012, № 3, с. 3–6.
- [6] Дворцов В.С., Ткаченко М.М., Куколев М.И. Двигатели Стирлинга: развитие конструкций и методов исследования. *Двигателестроение*, 2016, № 4, с. 10–14.
- [7] Бреусов В.П., Куколев М.И., Вильдяева С.Н., Абакшин А.Ю. Двигатели с внешним подводом теплоты (продолжение). *Двигателестроение*, 2010, № 1, с. 37–40.
- [8] Тимофеев Г.А. *Теория механизмов и машин*. Москва, Юрайт, 2016. 429 с.

$$a_{qS2x} = a_{qC} -$$

$$-l_{CS2} [u_{21}^2 \cos(\varphi_2 + \varphi_{S2}) + \varepsilon_{q2} \sin(\varphi_2 + \varphi_{S2})];$$

$$a_{qS2y} = l_{CS2} [\varepsilon_{q2} \cos(\varphi_2 + \varphi_{S2}) - u_{21}^2 \sin(\varphi_2 + \varphi_{S2})];$$

$$a_{qS4x} = a_{qF} - l_{FS4} (u_{41}^2 \cos \varphi_4 + \varepsilon_{q4} \sin \varphi_4);$$

$$a_{qS4y} = l_{FS4} (\varepsilon_{q4} \cos \varphi_4 - u_{41}^2 \sin \varphi_4).$$

Модули векторов аналогов ускорений определяют по формуле

$$|a_{qSi}| = \sqrt{(a_{qSix})^2 + (a_{qSiy})^2}.$$

Направления векторов аналогов скоростей находят по тангенсу угла

$$\operatorname{tg} \theta_i = \frac{(a_{qSi})_y}{(a_{qSi})_x}.$$

Связь между истинными угловыми ускорениями ε_i и их аналогами определяют по выражениям

$$\mathbf{a}_K = \mathbf{a}_{qK} \omega_1^2 + \mathbf{v}_{qK} \varepsilon_1;$$

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{qi} \omega_1^2 + u_{i1} \varepsilon_1.$$

Выводы

1. Проведен последовательный кинематический анализ ромбического механизма с развитым шатуном РГ привода двигателя Стирлинга.
2. Результаты кинематического анализа могут быть использованы в дальнейшем поиске оптимальных размеров его звеньев, при уравновешивании механизма привода (уменьшении внешней виброактивности) и прочих исследованиях, как показано в работах [11–15].

- [9] Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. *Теория механизмов и механика машин*. Москва, Высшая школа, 1987. 496 с.
- [10] Тимофеев Г.А., Катаев И.З. Особенности кинематики ромбических механизмов. *Инженерный вестник*, 2015, № 10, с. 34–41. URL: <http://ainjournal.ru/doc/821242.html> (дата обращения 10 сентября 2020).
- [11] Столяров С.П. К вопросу о системе регулирования двигателя Стирлинга изменением мертвого объема рабочего контура. *Двигателестроение*, 2004, № 1, с. 15–17.
- [12] Тимофеев Г.А., Подчасов Е.О., Катаев И.З. Уравновешивание асимметричного ромбического механизма двигателя с внешним подводом теплоты. *Приводы и компоненты машин*, 2017, № 3–4, с. 16–20.
- [13] Costea M., Feidt M., Petrescu S. Synthesis on Stirling engine optimization. *Thermodynamic optimization of complex energy systems*, Springer, Dordrecht, 1999, pp. 403–410, doi: <https://doi.org/10.1007/978-94-011-4685-2>
- [14] Cheng C.H., Yu Y.J. Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. *Renewable Energy*, 2010, vol. 35, no. 11, pp. 2590–2601, doi: 10.1016/j.renene.2010.04.002
- [15] Четвертаков В.А. Модульный двигатель Стирлинга. *Двигателестроение*, 2007, № 3, с. 16–19.

References

- [1] Walker G. *Stirling Engines*. Clarendon Press, Oxford, 1980. (Russ. ed.: Uoker G. *У64 Двигатели Стирлинга*. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1985. 408 p.).
- [2] Nightingale N.P. *The Development Status of an Automotive Stirling Engine. Automotive Engine Alternatives*. Springer, Boston, MA, 1987, pp. 125–142.
- [3] Tursunbaev I.A., Orda E.P., Lezhebokov A.I., Korobkov A.P., Semyannikov A.I. Solar stirling engine rig tests. *Applied Solar Energy*, 2010, vol. 46, no. 3, pp. 175–178, doi: 10.3103/S0003701X10030047
- [4] Danilichev V.N., Efimov S.I., Kruglov M.G. *Dvigateli Stirlinga* [Stirling Engines]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1977. 77 p.
- [5] Kukis V.S., Kukolev M.I., Kostin A.I., Dvortsov V.S., Nozdrin G.A., Abakshin A.Yu. Ways to improve performance of external combustion engines. *Dvigatelistroyeniye*, 2012, no. 3, pp. 3–6 (in Russ.).
- [6] Dvortsov V.S., Tkachenko M.M., Kukolev M.I. Stirling engines: progress in design and research methods. *Dvigatelistroyeniye*, 2016, no. 4, pp. 10–14 (in Russ.).
- [7] Breusov V.P., Kukolev M.I., Vil'dyayeva S.N., Abakshin A.Yu. Externally heated engines (continued). *Dvigatelistroyeniye*, 2010, no. 1, pp. 37–40 (in Russ.).
- [8] Timofeyev G.A. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Yurayt publ., 2016. 429 p.
- [9] Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K. *Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin* [Mechanism theory and machine mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 1987. 496 p.
- [10] Timofeyev G.A., Katayev I.Z. Features of the kinematics of rhombic mechanisms. *Inzhenernyy vestnik*, 2015, no. 10, pp. 34–41 (in Russ.). Available at: <http://ainjournal.ru/doc/821242.html> (accessed 10 September 2020).
- [11] Stolyarov S.P. On the question of the Stirling engine control system by changing the dead volume of the working circuit. *Dvigatelistroyeniye*, 2004, no. 1, pp. 15–17 (in Russ.).
- [12] Timofeyev G.A., Podchasov E.O., Katayev I.Z. Balancing of asymmetrical rhombic engine mechanism with external supply of heat. *Privody i komponenty mashin*, 2017, no. 3–4, pp. 16–20 (in Russ.).
- [13] Costea M., Feidt M., Petrescu S. Synthesis on Stirling engine optimization. *Thermodynamic optimization of complex energy systems*, Springer, Dordrecht, 1999, pp. 403–410, doi: <https://doi.org/10.1007/978-94-011-4685-2>
- [14] Cheng C.H., Yu Y.J. Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. *Renewable Energy*, 2010, vol. 35, no. 11, pp. 2590–2601, doi: 10.1016/j.renene.2010.04.002
- [15] Chetvertakov V.A. Modular Stirling engine. *Dvigatelistroyeniye*, 2007, no. 3, pp. 16–19 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 15.11.2020

Информация об авторах

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

КАТАЕВ Инал Заурович — инженер кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: kataev.in@yandex.ru).

САМСОНЕНКО Дмитрий Максимович — инженер-исследователь, НИИ автоматизации производственных процессов. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: samsondm97@gmail.com).

Information about the authors

TIMOFEEV Gennady Alekseevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Theory of Mechanisms and Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

KATAEV Inal Zaurovich — Engineer, Department of Mechanisms and Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: kataev.in@yandex.ru).

SAMSONENKO Dmitry Maksimovich — Research Engineer, Research Institute of Automation of Manufacturing Processes. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: samsondm97@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.А., Катаев И.З., Самсоненко Д.М. Исследование кинематики ромбического механизма. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 4, с. 12–17, doi: 10.18698/0536-1044-2021-4-12-17

Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Kataev I.Z., Samsonenko D.M. Research of the Rhombic Mechanism Kinematics. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 4, pp. 12–17, doi: 10.18698/0536-1044-2021-4-12-17



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям сборник «Наука, технологии и бизнес» II Межвузовская заочная конференция аспирантов, соискателей и молодых ученых

В сборник вошли тезисы докладов и сообщений на английском и русском языках, сделанные на II Межвузовской заочной конференции аспирантов, соискателей и молодых ученых, состоявшейся 28–29 апреля 2020 г. Обсуждаются вопросы, связанные с научными исследованиями, проектно-конструкторскими и методическими разработками, экспериментальными работами в области биомедицинских и машиностроительных технологий, радиоэлектроники и лазерной техники, специального машиностроения, робототехники и автоматики, информатики, систем управления, инженерного бизнеса и менеджмента, а также прикладной лингвистики.

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