

УДК 621.83.062.1

doi: 10.18698/0536-1044-2022-5-35-42

# Аналитическая оценка неравномерности хода импульсных бесступенчатых передач

О.В. Шарков<sup>1,2</sup>, А.В. Калинин<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Калининградский государственный технический университет

<sup>2</sup> Балтийский федеральный университет им. И. Канта

## Analytical Evaluation of the Velocity Fluctuation of Pulse Continuously Variable Transmissions

O.V. Sharkov<sup>1,2</sup>, A.V. Kalinin<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Kaliningrad State Technical University

<sup>2</sup> Immanuel Kant Baltic Federal University

Импульсные бесступенчатые передачи позволяют плавно изменять скоростные и силовые характеристики приводов машин в движении и под нагрузкой. При работе таких передач наиболее сложную кинематику имеет преобразующий механизм. Он трансформирует вращательное движение входного звена в колебательные движения промежуточных звеньев с разными амплитудой и частотой. Рассмотрена задача аналитического исследования кинематики преобразующего механизма импульсной бесступенчатой передачи с шестью механизмами свободного хода. Для решения поставленной задачи предложена расчетная схема и получены математические выражения, описывающие взаимосвязь геометрических параметров преобразующего механизма со скоростями точек его звеньев. Кинематический анализ выполнен для самой компактной конструкции — преобразующего механизма на основе рычажного четырехзвенника. Приведены графики, характеризующие изменение угловой скорости выходного звена при прямом и обратном ходах коромысла. Определены значения коэффициента неравномерности хода. Показано, что предпочтительной является передача вращающего движения механизмами свободного хода при прямом ходе.

**Ключевые слова:** привод машины, импульсная бесступенчатая передача, механизм свободного хода, кинематический анализ, коэффициент неравномерности хода, математическая модель

Pulse continuously variable transmissions allow to change gradually the speed and power characteristics of machine drives in motion and under load. When operating such transmissions, the transforming mechanism has the most complex kinematics. It transforms the rotational motion of the input link into the vibrational motion of intermediate links with different amplitudes and frequencies. The article considers the problem of analytical research of the kinematics of the transforming mechanism of a pulsed continuously variable transmission with six free-running mechanisms. To solve the problem, a calculation scheme is proposed and mathematical expressions are obtained for describing the relationship between the geometric parameters of the transforming mechanism and the speeds of the points of its links. The kinematic analysis was performed for the most compact design — a transforming mechanism based on a four-link lever. Graphs characterizing the change in the angular velocity of the output link during the forward and reverse motion of the rocker arm are given. The values of the coefficient of velocity fluctuation are found. It is shown that it is preferable to transfer the rotational motion by free-running mechanisms in the forward stroke.

**Keywords:** machine drive, pulse continuously variable transmission, free-running mechanism, kinematic analysis, coefficient of velocity fluctuation, mathematical model

Актуальным направлением повышения эффективности использования машин и технологического оборудования является бесступенчатое регулирование их скоростных и силовых режимов [1–6]. Один из способов регулирования заключается в применении механических импульсных бесступенчатых передач — импульсных вариаторов (ИВ) [7–12].

К достоинствам ИВ относятся компактность (вследствие выполнения по соосной схеме), широкий диапазон регулирования передаточного отношения (в том числе близкого к нулю), совмещение в себе функции редуктора [13–15].

Некоторые специалисты высказывают мнение о невысокой эффективности использования ИВ. В то же время в России разработаны и серийно выпускаются ИВ [16], используемые в забрасывателях ЗП400, ЗП600, ПТЛ400 и ПТЛ600, предназначенных для плавного регулирования подачи твердого топлива в топку механических и полумеханических котлов.

Ограниченное применение ИВ в приводах современного технологического оборудования можно объяснить тем, что многие вопросы их проектирования и применения недостаточно изучены. В настоящее время имеется одна монография [14], посвященная этим вопросам, а также ряд публикаций [6, 17, 18], в которых приведены результаты исследования отдельных аспектов ИВ.

В отличие от большинства механических передач, где преимущественно происходят относительно простые преобразования вращательного и поступательного движений, в ИВ осуществляется достаточно сложное преобразование однонаправленного постоянного вращательного движения в качательное, а затем в однонаправленное прерывистое вращательное.

Конструкции ИВ могут значительно различаться [14, 17–21], но все они содержат три основных механизма: преобразующий (ПМ), свободного хода (МСХ) и регулирующий. Самым сложным с кинематической точки зрения является ПМ, трансформирующий вращательное движение входящего звена в качательные движения промежуточных звеньев, которые меняются по амплитуде и частоте.

Фактически кинематическая характеристика ПМ определяет кинематику и динамику работы ИВ в целом. Существуют разные типы ПМ: рычажные, зубчато-рычажные, кулачковые и др. [17]. Наиболее простой и компактной конструкцией, обеспечивающей высокую нагру-

зочную способность, обладает ПМ на основе четырехзвенного рычажного механизма для соосного ИВ (рис. 1).

При синтезе и анализе рычажного механизма обычно используют графоаналитические методы [17, 22], которые не всегда удобны, так как при изменении его размеров необходимо рассматривать каждый конкретный случай. Применение аналитических методов позволяет исследовать рычажные механизмы в широком диапазоне их кинематических и геометрических параметров с помощью современных расчетных комплексов MathCAD, MATLAB и др.

Цель работы — аналитическое описание кинематики ПМ для соосного ИВ и исследование влияния его геометрических параметров на коэффициент неравномерности хода.

**Математическая модель.** Расчетная схема ПМ для соосного ИВ с шестью МСХ приведена на рис. 1. ПМ состоит из кривошипа 1, основного шатуна 2, выполненного в виде диска, на котором шарнирно закреплены дополнительные шатуны 4, 6, 8, 10 и 12. Все шатуны шарнирно связаны с коромыслами 3, 5, 7, 9, 11 и 13.

Входным звеном является кривошип, выходными — коромысла, качательные движения которых преобразуются во вращательное движение выходного элемента ИВ с помощью МСХ.

Введем следующие обозначения:  $l_0$  — расстояние от центра вращения кривошипа до центра качания каждого коромысла;  $l_1$  и  $l_3$  — длина кривошипа и коромысла;  $l_2$  и  $l'_2$  — длина основного и дополнительного шатуна.

Как видно из рис. 1, углы, определяющие положение основного шатуна  $\varphi_2$  и коромысла  $\varphi_3$ , можно найти, рассмотрев шарнирный четырехзвенник  $OAB_1O_1$ , у которого угол  $AB_1O_1 = \varphi_3 - \varphi_2$ , диагональ

$$AO_1 = L = \sqrt{l_1^2 + l_0^2 - 2l_1l_0 \cos \varphi_1},$$

где  $\varphi_1$  — угол, определяющий положение кривошипа.

Тогда из треугольника  $AB_1O_1$  по теореме косинусов можно записать

$$(\varphi_3 - \varphi_2) = \arccos\left(\frac{l_2^2 + l_3^2 - L^2}{2l_2l_3}\right).$$

Сумму углов  $\alpha$  и  $\beta$  определим из соотношения

$$\cos(\alpha + \beta) = \cos \alpha \cos \beta - \sin \alpha \sin \beta. \quad (1)$$

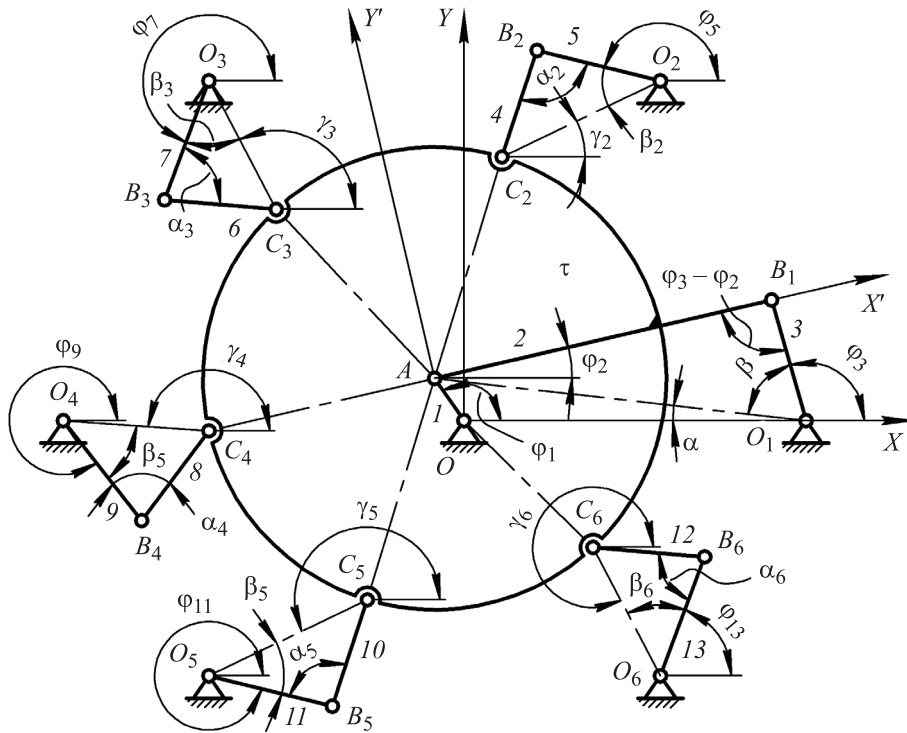


Рис. 1. Расчетная схема четырехзвенного ПМ с шестью МСХ

Найдем из соответствующих треугольников по теореме косинусов  $\cos \alpha$  и  $\cos \beta$ , а по теореме синусов  $\sin \alpha$  и  $\sin \beta$ . Подставив их в выражение (1), получим

$$\cos(\alpha + \beta) = \frac{(l_0 - l_1 \cos \varphi_1) \left(1 - \frac{l_2^2 - l_3^2}{L^2}\right) - \frac{l_1 l_2 \sin \varphi_1 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}{L^2}}{2l_3}$$

Таким образом,  $\varphi_3 = 180^\circ - (\alpha + \beta)$ ;  $\varphi_2 = \varphi_3 - (\varphi_3 - \varphi_2)$ .

Для нахождения углов  $\varphi_5, \varphi_7, \varphi_9, \varphi_{11}$  и  $\varphi_{13}$ , определяющих положения коромысел 5, 7, 9, 11 и 13, введем неподвижную  $XOY$  и подвижную  $X'AY'$  системы координат.

Координаты точек  $C_i$  в подвижной системе координат [23] вычисляются как

$$\begin{cases} x'_{C_i} = l'_2 \cos[(i-1)\tau]; \\ y'_{C_i} = l'_2 \sin[(i-1)\tau], \end{cases} \quad (2)$$

где  $i$  — порядковый номер точки  $C_i$  ( $i = 2, 3, \dots, 6$ );  $\tau$  — угловой шаг расположения точек  $C_i$ ,  $\tau = 60^\circ$ .

Координаты точки  $A$  в неподвижной системе координат [23] определяются следующим образом:

$$\begin{cases} x_A = l_1 \cos \varphi_1; \\ y_A = l_1 \sin \varphi_1. \end{cases} \quad (3)$$

С учетом того, что угол между положительным направлением осей  $OX$  и  $AX'$  равен  $\varphi_2$ , положение точек  $C_i$  в неподвижной системе координат можно найти как

$$\begin{cases} x_{C_i} = x_A + x'_{C_i} \cos \varphi_2 - y'_{C_i} \sin \varphi_2; \\ y_{C_i} = y_A + x'_{C_i} \sin \varphi_2 + y'_{C_i} \cos \varphi_2. \end{cases} \quad (4)$$

Подставив выражения (2) и (3) в формулу (4), получим

$$\begin{cases} x_{C_i} = l_1 \cos \varphi_1 + l'_2 \cos[(i-1)\tau + \varphi_2]; \\ y_{C_i} = l_1 \sin \varphi_1 + l'_2 \sin[(i-1)\tau + \varphi_2]. \end{cases}$$

Координаты точки  $O_i$  в системе  $XOY$  определяются как

$$\begin{cases} x_{O_i} = l_0 \cos[(i-1)\tau]; \\ y_{O_i} = l_0 \sin[(i-1)\tau]. \end{cases}$$

Тогда длина отрезка от центра качания коромысла  $O_i$  до каждой точки  $C_i$  и углы его наклона к оси  $OX$  вычисляются по соответствующим выражениям:

$$O_i C_i = \sqrt{(x_{O_i} - x_{C_i})^2 + (y_{O_i} - y_{C_i})^2};$$

$$\gamma_i = \arctg \left( \frac{y_{O_i} - y_{C_i}}{x_{O_i} - x_{C_i}} \right).$$

Из треугольников  $O_i B_i C_i$  по теореме косинусов определим

$$\cos \alpha_i = \frac{l_3^2 + (l_2')^2 - |C_i O_i|^2}{2l_3 l_2'}$$

$$\cos \beta_i = \frac{|C_i O_i|^2 + l_3^2 - (l_2')^2}{2|C_i O_i|^2 l_3}$$

Тогда искомые углы качания коромысел 5, 7, 9, 11, 13 рассчитываются как

$$\varphi_{2i+1} = 180^\circ - \beta_i + \gamma_i.$$

На рис. 2 показан повернутый на  $90^\circ$  план скоростей [22] с полюсом в точке  $p_v$  рассматриваемого механизма в одном из его положений. Принимая во внимание, что векторы скоростей направлены перпендикулярно соответствующим звеньям ПМ, углы треугольника  $p_v a b_1$  определяются следующим образом:

$$ap_v b_1 = \varphi_3 - \varphi_1; \quad ab_1 p_v = \varphi_3 - \varphi_2; \quad b_1 a p_v = \varphi_1 - \varphi_2.$$

Следовательно, абсолютная  $v_{B_1}$  и относительная  $v_{B_1 A}$  скорости точки  $B_1$  вычисляются как

$$v_{B_1} = v_A \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\sin(\varphi_3 - \varphi_2)}$$

$$v_{B_1 A} = v_A \frac{\sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\sin(\varphi_3 - \varphi_2)},$$

где  $v_A$  — скорость точки  $A$ ,  $v_A = \omega_1 l_1$  ( $\omega_1$  — угловая скорость кривошипа).

По теореме подобия найдем

$$v_{C_1 A} = v_{C_i A} = v_{B_1 A} \frac{l_2'}{l_2}.$$

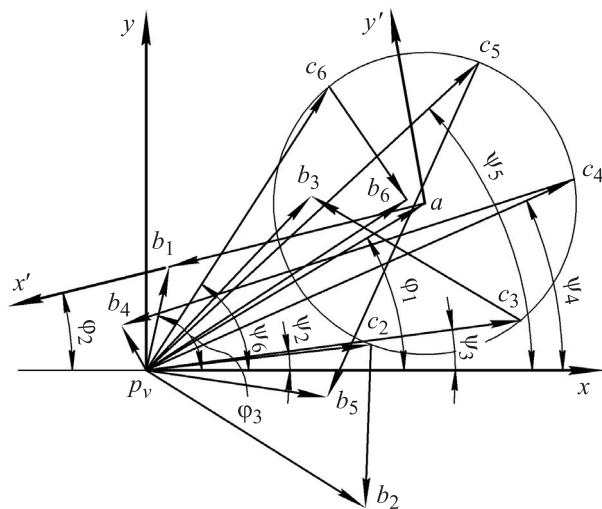


Рис. 2. План скоростей ПМ

На плане скоростей введем неподвижную  $x p_v y$  и подвижную  $x' a y'$  системы отсчета. Тогда положение точек  $C_i$  в подвижной системе отсчета определяется координатами

$$\begin{cases} x'_{C_i} = v_{C_i A} \cos[(i-1)\tau]; \\ y'_{C_i} = v_{C_i A} \sin[(i-1)\tau]. \end{cases} \quad (5)$$

Координаты точки  $a$  в неподвижной системе отсчета

$$\begin{cases} x_a = v_A \cos \varphi_1; \\ y_a = v_A \sin \varphi_1. \end{cases} \quad (6)$$

Из плана скоростей (см. рис. 2) видно, что угол между положительными направлениями осей  $p_v x$  и  $a x'$  равен  $180^\circ + \varphi_2$ . Тогда координаты точек  $C_i$  в неподвижной системе отсчета определяются как

$$\begin{cases} x_{C_i} = x_a + x'_{C_i} \cos \varphi_2 - y'_{C_i} \sin \varphi_2; \\ y_{C_i} = y_a + x'_{C_i} \sin \varphi_2 + y'_{C_i} \cos \varphi_2. \end{cases} \quad (7)$$

Подставив выражения (5) и (6) в систему уравнений (7), получим

$$\begin{cases} x_{C_i} = v_A \cos \varphi_1 + v_{C_i A} \cos[(i-1)\tau + \varphi_2]; \\ y_{C_i} = v_A \sin \varphi_1 + v_{C_i A} \sin[(i-1)\tau + \varphi_2]. \end{cases}$$

Таким образом, абсолютные скорости точек  $C_i$  и углы между векторами  $v_{C_i}$  и положительным направлением оси  $p_v x$  вычисляются по соответствующим выражениям:

$$v_{C_i} = \sqrt{x_{C_i}^2 + y_{C_i}^2};$$

$$\psi_i = \arctg \frac{y_{C_i}}{x_{C_i}}.$$

Абсолютные скорости точек  $B_i$  определяются из треугольников  $p_v c_i b_i$  на плане скоростей с использованием теоремы косинусов по формуле

$$v_{B_i} = v_{C_i} \frac{\sin(\varphi_{2i+1} - \psi_i - \alpha_i)}{\sin \alpha_i}. \quad (8)$$

**Результаты расчетов и их обсуждение.** При работе ИВ, в которых происходят колебательные движения звеньев, важно, чтобы фактический коэффициент неравномерности хода не превосходил допустимый [21]. В то же время для ИВ в приводах технологического оборудования, где происходит пульсирующее движение (дозаторы сыпучих материалов, горные и бурильные машины, испытательные стенды) обеспечение повышенного коэффициента неравномерности хода может оказывать положительное воздействие на производительность.

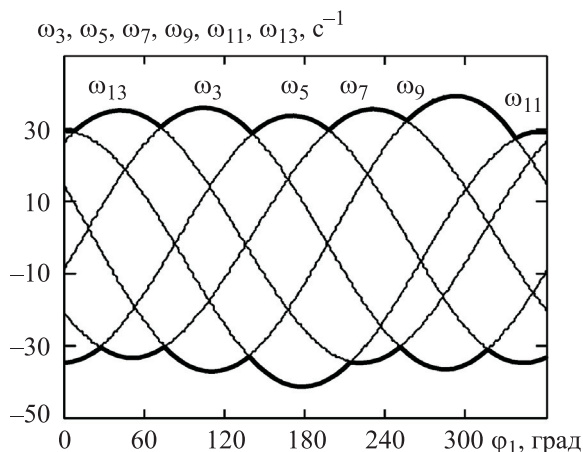


Рис. 3. Зависимости угловых скоростей  $\omega_3, \omega_5, \omega_7, \omega_9, \omega_{11}, \omega_{13}$  соответствующих коромысел от угла поворота кривошипа  $\varphi_1$

На основании полученных математических выражений (1)–(8) выполнен расчет коэффициента неравномерности хода для случая, когда длина кривошипа максимальна:  $l_1 = |OA| = 20$  мм. Остальные размеры ПМ следующие:

$$\begin{aligned} l_0 &= |OO_1| = |OO_2| = |OO_3| = |OO_4| = |OO_5| = \\ &= |OO_6| = 225 \text{ мм}; \quad l_2 = |AB_1| = 225 \text{ мм}; \\ l'_2 &= |C_1B_1| = |C_2B_2| = |C_3B_3| = |C_4B_4| = |C_5B_5| = \\ &= |C_6B_6| = 100 \text{ мм}; \quad l_3 = |O_1B_1| = |O_2B_2| = \\ &= |O_3B_3| = |O_4B_4| = |O_5B_5| = |O_6B_6| = 56 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Угловая скорость каждого коромысла

$$\omega_{2i+1} = \frac{v_{B_i}}{l_3}, \quad i = 1, 2, \dots, 6,$$

где  $v_{B_i}$  — абсолютная скорость точек  $B_i$  коромысла, определяемая по формуле (8).

По результатам вычислений построены графические зависимости угловых скоростей  $\omega_3, \omega_5, \omega_7, \omega_9, \omega_{11}, \omega_{13}$  соответствующих коромысел от угла поворота кривошипа  $\varphi_1$  (рис. 3). При построении графиков принято, что угловая скорость коромысла положительна, если она совпадает по направлению с угловой скоростью кривошипа, и отрицательна, если эти скорости направлены в разные стороны. В связи с этим можно различать прямой и обратный ход коромысла.

## Литература

- [1] Liu H., Han L., Cao Y. Improving transmission efficiency and reducing energy consumption with automotive continuously variable transmission: a model prediction comprehensive optimization approach. *Appl. Energy*, 2020, vol. 274, art. 115303, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115303>

Вращающий момент может передаваться как при прямом, так и при обратном ходе коромысла в зависимости от того, как установлены МСХ.

Очевидно, что предпочтительнее тот ход, при котором выходное звено вращается более равномерно. При передаче вращающего момента в каждый период времени ведущим является коромысло, угловая скорость которого больше. Поэтому угловая скорость выходного звена будет характеризоваться одной из толстых кривых, показанных на рис. 3.

Коэффициент неравномерности хода [22, 24]

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}},$$

где  $\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$  и  $\omega_{\text{cp}}$  — максимальная, минимальная и средняя угловая скорость коромысла соответственно.

По результатам расчета получены следующие параметры (см. рис. 3):

- при прямом ходе коромысла

$$\begin{aligned} \omega_{\max} &= 39,8 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_{\min} = 27,2 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_{\text{cp}} &= 33,5 \text{ с}^{-1}; \quad \delta = 0,376; \end{aligned}$$

- при обратном ходе коромысла

$$\begin{aligned} \omega_{\max} &= 44,1 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_{\min} = 29,5 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_{\text{cp}} &= 36,8 \text{ с}^{-1}; \quad \delta = 0,397. \end{aligned}$$

## Выводы

1. Выведены математические выражения, позволяющие определять кинематические характеристики ПМ (скорости точек звеньев, коэффициент неравномерности хода) аналитическим методом.

2. Коэффициент неравномерности хода возрастает при обратном ходе коромысла примерно на 5%. При передаче больших нагрузок такое увеличение может привести к существенному росту динамической нагруженности привода. Следовательно, предпочтительной является передача вращающегося движения МСХ при прямом ходе.

- [2] Xia Y., Sun D. Characteristic analysis on a new hydro-mechanical continuously variable transmission system. *Mech. Mach. Theory*, 2018, vol. 126, pp. 457–467, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.03.006>
- [3] Aliukov S., Shefer L., Alyukov A. Overrunning clutches in designs of inertial continuously variable transmissions. In: *Lecture notes in engineering and computer science*, vol. 2236, Springer, 2018, pp. 684–689.
- [4] Яржемский М.К. Бесступенчатая передача для автомобиля. *Автомобильная промышленность*, 2020, № 2, с. 11–13.
- [5] Иванов К.С., Джомартов А.А. Функциональные свойства бесступенчатых зубчатых адаптивных трансмиссий. *Механика машин, механизмов и материалов*, 2010, № 3, с. 45–49.
- [6] Архангельский Г.В., Дубинец А.И. *Бесступенчатые передачи приводов машин*, Киев, Ун-т Украина. 2012. 382 с.
- [7] Chen S., Dong Z. Transmission characteristics and phase number optimization on the transmission mechanism of rod gear pulse continuously variable transmission. *Adv. Mech. Eng.*, 2018, vol. 10, no. 1, doi: <https://doi.org/10.1177%2F1687814017751966>
- [8] Tsuchiya E., Shamoto E. Pulse drive: a new power-transmission principle for a compact, high-efficiency, infinitely variable transmission. *Mech. Mach. Theory*, 2017, vol. 118, pp. 265–282, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.08.011>
- [9] Sun J.D., Fu W.Y., Lei H. et al. Rotational swashplate pulse continuously variable transmission based on helical gear axial meshing transmission. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2012, vol. 25, no. 6, pp. 1138–1143, doi: <https://doi.org/10.3901/CJME.2012.06.1138>
- [10] Рызванович А.Я., Генералов В.А. Новые технические решения в конструкции импульсного вариатора, расширяющие области использования импульсного движения. *Вестник машиностроения*, 2021, № 6, с. 15–18, doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2021-6-15-18>
- [11] Алюков С.В. Нелинейные колебания инерционных бесступенчатых передач без механизмов свободного хода. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 3, с. 35–42, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2012-3-35-42>
- [12] Кропп А.Е. Трансмиссия автомобиля с импульсным вариатором. *Журнал автомобильных инженеров*, 2011, № 6, с. 32–39.
- [13] Рябов Г.К., Медведев В.И., Петров А.В. Работа храпового механизма свободного хода блочного типа в импульсной бесступенчатой механической передаче. *Вестник машиностроения*, 2013, № 10, с. 27–30.
- [14] Мальцев В.Ф. *Механические импульсные передачи*. Москва, Машиностроение. 1978. 367 с.
- [15] Шарков О.В., Калинин А.В. Исследование кинематических характеристик импульсных вариаторов. *Вестник машиностроения*, 2009, № 6, с. 21–24.
- [16] Вариатор импульсный. *energo-egas.ru: веб-сайт*. URL: <http://energo-egas.ru/variator-impulsnyi/> (дата обращения: 26.11.2021).
- [17] Кропп А.Е. *Приводы машин с импульсными вариаторами*. Москва, Машиностроение. 1988. 144 с.
- [18] Пожбелко В.И. *Инерционно-импульсные приводы машин с динамическими связями*. Москва, Машиностроение. 1989. 132 с.
- [19] Liu K.C., Zheng Z.X. Experimental investigation into the pulsating degree of in-line pulse CVT. *Proc. ICMEIM-2015*, 2015, art. 157539.
- [20] Sun J., Tian E., Lei H. et al. Kinematic analysis of swash plate pulse continuously variable transmission. *Adv. Sci. Lett.*, 2013, vol. 19, no 6, pp. 1705–1708, doi: <https://doi.org/10.1166/asl.2013.4575>
- [21] Čavić M., Penčić M., Rackov M. et al. Dynamic optimization of the pulse continuously variable transmission. *Proc. 5<sup>th</sup> Int. Conf. on Power Transmission BAPT-2016*, 2016, pp. 123–133.
- [22] Артоболевский И.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, Альянс. 2011. 639 с.
- [23] Корн Г.А., Корн Т.М. *Справочник по математике для научных работников и инженеров. Формулы*. Санкт-Петербург, Лань. 2003. 831 с.
- [24] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. *Theory of machines and mechanisms*. Oxford University Press, 2016. 976 p.

## References

- [1] Liu H., Han L., Cao Y. Improving transmission efficiency and reducing energy consumption with automotive continuously variable transmission: a model prediction comprehensive optimization approach. *Appl. Energy*, 2020, vol. 274, art. 115303, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115303>
- [2] Xia Y., Sun D. Characteristic analysis on a new hydro-mechanical continuously variable transmission system. *Mech. Mach. Theory*, 2018, vol. 126, pp. 457–467, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.03.006>
- [3] Aliukov S., Shefer L., Alyukov A. Overrunning clutches in designs of inertial continuously variable transmissions. In: *Lecture notes in engineering and computer science*, vol. 2236, Springer, 2018, pp. 684–689.
- [4] Yarzhemskiy M.K. About continuously variable transmission for car. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2020, no. 2, pp. 11–13. (In Russ.).
- [5] Ivanov K.S., Dzhomartov A.A. Functional properties of stepless toothed transmissions. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials], 2010, no. 3, pp. 45–49. (In Russ.).
- [6] Arkhangel'skiy G.V., Dubinets A.I. *Besstupenchatye peredachi privodov mashin* [Stepless gear of a vehicle drive]. Kiev, Un-t Ukraina Publ., 2012. 382 p. (In Russ.).
- [7] Chen S., Dong Z. Transmission characteristics and phase number optimization on the transmission mechanism of rod gear pulse continuously variable transmission. *Adv. Mech. Eng.*, 2018, vol. 10, no. 1, doi: <https://doi.org/10.1177%2F1687814017751966>
- [8] Tsuchiya E., Shamoto E. Pulse drive: a new power-transmission principle for a compact, high-efficiency, infinitely variable transmission. *Mech. Mach. Theory*, 2017, vol. 118, pp. 265–282, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.08.011>
- [9] Sun J.D., Fu W.Y., Lei H. et al. Rotational swashplate pulse continuously variable transmission based on helical gear axial meshing transmission. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2012, vol. 25, no. 6, pp. 1138–1143, doi: <https://doi.org/10.3901/CJME.2012.06.1138>
- [10] Ryzvanovich A.Ya., Generalov V.A. New technical solutions in the design of a pulsed variator, providing new areas for using pulsed motion. *Vestnik mashinostroeniya*, 2021, no. 6, pp. 15–18, doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2021-6-15-18> (in Russ.).
- [11] Alyukov S.V. Nonlinear vibrations of inertial continuously variable transmissions without free-wheel clutch mechanisms. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2012, no. 3, pp. 35–42, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2012-3-35-42> (in Russ.).
- [12] Kropp A.E. Transmission of a machine with a pulse vibrator. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*, 2011, no. 6, pp. 32–39. (In Russ.).
- [13] Ryabov G.K., Medvedev V.I., Petrov A.V. Operation of ratchet free wheel mechanism of modular type in pulse infinitely variable mechanical transmission. *Vestnik mashinostroeniya*, 2013, no. 10, pp. 27–30. (In Russ.).
- [14] Mal'tsev V.F. *Mekhanicheskie impul'snye peredachi* [Mechanic pulse transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 367 p. (In Russ.).
- [15] Sharkov O.V., Kalinin A.V. Kinematic characteristics of pulsed speed regulators. *Vestnik mashinostroeniya*, 2009, no. 6, pp. 21–24. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2009, vol. 29, no. 6, pp. 551–554, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X09060069>)
- [16] Variator impul'snyy [Pulse variator]. *energo-egas.ru: website*. URL: <http://energo-egas.ru/variator-impul'snyy/> (accessed: 26.11.2021). (In Russ.).
- [17] Kropp A.E. *Privody mashin s impul'snymi variatorami* [Machine drives with pulse vibrators]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988. 144 p. (In Russ.).
- [18] Pozhbelko V.I. *Inertsionno-impul'snye privody mashin s dinamicheskimi svyazyami* [Inertia-pulse machine drives with dynamic links]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 132 p. (In Russ.).
- [19] Liu K.C., Zheng Z.X. Experimental investigation into the pulsating degree of in-line pulse CVT. *Proc. ICMEIM-2015*, 2015, art. 157539.
- [20] Sun J., Tian E., Lei H. et al. Kinematic analysis of swash plate pulse continuously variable transmission. *Adv. Sci. Lett.*, 2013, vol. 19, no 6, pp. 1705–1708, doi: <https://doi.org/10.1166/asl.2013.4575>

- [21] Čavić M., Penčić M., Rackov M. et al. Dynamic optimization of the pulse continuously variable transmission. *Proc. 5<sup>th</sup> Int. Conf. on Power Transmission BAPT-2016*, 2016, pp. 123–133.
- [22] Artobolevskiy I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Al'yans Publ., 2011. 639 p. (In Russ.).
- [23] Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical handbook for scientists and engineers*. McGraw-Hill, 1968. (Russ. ed.: *Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov. Formuly*. Sankt-Petersburg, Lan' Publ., 2003. 831 p.)
- [24] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. *Theory of machines and mechanisms*. Oxford University Press, 2016. 976 p.

Статья поступила в редакцию 12.01.2022

## Информация об авторах

**ШАРКОВ Олег Васильевич** — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Теория механизмов и машин и детали машин». ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»; профессор кафедры «Машиноведение и технические системы»; ФГАОУ ВО «Балтийский федеральный университет им. И. Канта» (236016, Калининград, Российская Федерация, ул. А. Невского, д. 14, e-mail: o\_sharkov@mail.ru).

**КАЛИНИН Александр Владиславович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин и детали машин». ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет» (236022, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: aleksandr.kalinin@klgtu.ru).

## Information about the authors

**SHARKOV Oleg Vasilyevich** — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts, Kaliningrad State Technical University; Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Systems. Immanuel Kant Baltic Federal University (236016, Kaliningrad, Russian Federation, A. Nevsky St., Bldg. 14, e-mail: o\_sharkov@mail.ru).

**KALININ Aleksandr Vladislavovich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts. Kaliningrad State Technical University (236022, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetsky Ave., Bldg. 1, e-mail: aleksandr.kalinin@klgtu.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Шарков О.В., Калинин А.В. Аналитическая оценка неравномерности хода импульсных бесступенчатых передач. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 5, с. 35–42, doi: 10.18698/0536-1044-2022-5-35-42

### Please cite this article in English as:

Sharkov O.V., Kalinin A.V. Analytical Evaluation of the Velocity Fluctuation of Pulse Continuously Variable Transmissions. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 5, pp. 35–42, doi: 10.18698/0536-1044-2022-5-35-42