

Механика

УДК 621.833.5

Кинематический анализ планетарной передачи с овальными зубчатыми колесами*

А.А. Приходько¹, Г.В. Курапов¹, Н.Н. Белина¹,
Э.Ю. Азизов¹, Н.А. Поливода²

¹ Кубанский государственный технологический университет

² ООО «Центр компрессорных технологий»

Kinematic analysis of a planetary mechanism with the oval gearwheels

A.A. Prikhodko¹, G.V. Kurapov¹, N.N. Belina¹,
E.Yu. Azizov¹, N.A. Polivoda²

¹ Kuban State Technological University

² Center for Compressor Technologies LLC

Механические передачи с некруглыми зубчатыми колесами вызывают интерес исследователей, изобретателей и инженеров благодаря компактности и реализации широкого спектра передаточных функций. Выполнен кинематический анализ планетарной передачи с овальными зубчатыми колесами, которая в зависимости от их размеров позволяет получать различные виды движения выходного вала: возвратно-вращательное, прерывистое и одностороннее неравномерное вращательное. Предложена кинематическая модель механизма, определен закон движения в виде аналога скорости и функции положения выходного звена. Разработан экспериментальный стенд для планетарной передачи, на базе которого исследованы четыре варианта механизма с различными кинематическими параметрами. Построена функция положения путем измерения углов поворота входного и выходного валов механизма с помощью абсолютных энкодеров. Результаты статистического анализа ошибок измерения свидетельствуют об адекватности построенной кинематической модели, что позволяет ее использовать при динамических, силовых исследованиях и проектировании машин на базе предложенной планетарной передачи.

EDN: HZWKZJ, <https://elibrary/hzwkzj>

Ключевые слова: планетарный механизм, оральные зубчатые колеса, кинематический анализ, функция положения, статистический анализ, неопределенность измерения

Researchers, inventors and engineers are interested in mechanical transmissions with the non-circular gearwheels due to their significant compactness and implementation of a wide range of the transmission functions. The paper presents kinematic analysis of a planetary transmission with the oval gearwheels, which, depending on the gearwheels' size, allows for

* Исследование выполнено при финансовой поддержке Кубанского научного фонда в рамках научно-инновационного проекта № НИП-20.1/135.

various types of the output shaft motion, i.e. reciprocating, intermittent and one-way uneven rotation. It proposes the mechanism kinematic model and determines the law of motion as an analogue of the speed and position function of the output link. An experimental stand was designed and developed for the proposed planetary transmission. Four options of the mechanism with different kinematic parameters were studied on its basis. The position function was constructed by measuring rotation angles of the mechanism input and output shafts using the absolute encoders. Results of the measurement error statistical analysis indicate adequacy of the constructed kinematic model allowing it to be introduced in dynamic force studies and design of machines based on the proposed planetary transmission.

EDN: HZWKZJ, <https://elibrary/hzkwkzj>

Keywords: planetary mechanism, oval gearwheels, kinematic analysis, position function, statistical analysis, measurement uncertainty

Механизмы с некруглыми зубчатыми колесами известны давно. Одно из первых упоминаний о таких передачах встречается в труде часового мастера Джованни Донди (1330–1388 гг.), который использовал некруглые колеса при проектировании астрариума, моделирующего солнечную систему [1].

Несмотря на компактность некруглых колес по сравнению с рычажными механизмами и возможность реализации широкого спектра передаточных функций, их практическое внедрение и экспериментальные исследования долгое время были затруднены из-за узкой специализации таких механизмов, сложности и высокой стоимости изготовления.

В настоящее время наблюдается повышение интереса исследователей [2–6] к устройствам с некруглыми зубчатыми колесами вследствие развития технологий механической обработки и аддитивного производства, а также прикладных пакетов математического моделирования.

Принято считать, что механизмы с некруглыми зубчатыми колесами служат для передачи вращательного движения между параллельными осями с переменным отношением угловых скоростей [7]. Таким передачам посвящено большое количество исследований. Так, разработано высокоэффективное устройство для разделывания кальмаров [8]. Предложен механизм с некруглыми колесами для оптимизации работы кривошипного пресса [9, 10]. Исследована многоступенчатая передача эллиптическими зубчатыми колесами для синтеза функций неравномерного вращения выходного вала [11].

Использование некруглых колес в механизмах с неподвижными осями вращения позволяет получать лишь одностороннее неравномерное вращательное движение, что ограничивает область их применения. Планетарные механиз-

мы (планетарные передачи — ПП) обладают более широкими возможностями для реализации сложных видов движения рабочих органов. Создание приводов на их основе позволит разработать и внедрить более эффективные и компактные машины для различных отраслей промышленности.

Цель работы — кинематический анализ ПП с двумя внешними зацеплениями, имеющей в своем составе овальные зубчатые колеса и реализующей различные виды движений выходного вала: одностороннее неравномерное вращательное, возвратно-вращательное и прерывистое.

Кинематическая модель исследуемой ПП. Рассмотрим расчетную схему ПП с двумя парами овальных зубчатых колес (рис. 1).

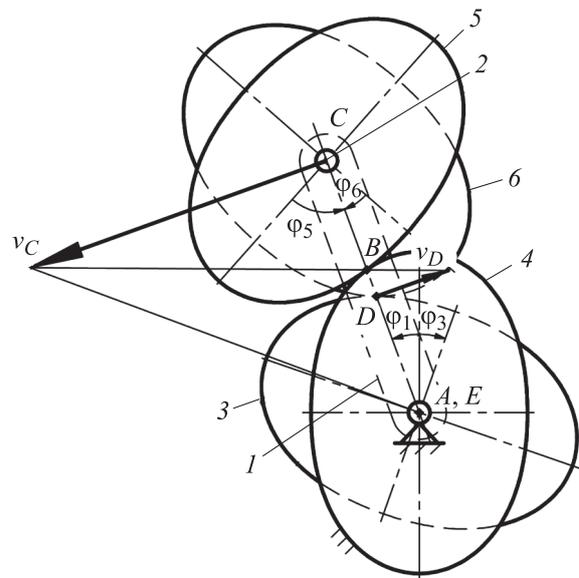


Рис. 1. Расчетная схема ПП:

1 — водило; 2 — вал сателлита; 3 — овальное зубчатое колесо на выходном валу; 4 — солнечное овальное колесо; 5, 6 — овальные зубчатые колеса сателлита; A, C, E — вращательные кинематические пары; B, D — зубчатые кинематические пары

Согласно расчетной схеме, аналог угловой скорости выходного вала определяется выражением [12]

$$\varphi_3' = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{v_D AC}{v_C DE} = \frac{BD \cdot AC}{BC \cdot DE}, \quad (1)$$

где ω_3 и ω_1 — угловые скорости выходного и входного валов; v_D и v_C — линейные скорости точек D и C .

Для определения расстояний BD , BC и DE необходимо рассмотреть уравнение овала в полярных координатах [13, 14]

$$\rho(\varphi) = \frac{a(1-e^2)}{1-e \cos 2\varphi}, \quad (2)$$

где φ — угол поворота от большой полуоси; a — большая полуось исходного эллипса; e — эксцентриситет исходного эллипса, от которого образован овал [13, 14].

Обозначим радиусы зацепления овальных зубчатых колес 5 и 6 следующим образом:

$$BC = \rho_5 = \frac{a(1-e_1^2)}{1-e_1 \cos 2\varphi_5}; \quad (3)$$

$$CD = \rho_6 = \frac{a(1-e_2^2)}{1-e_2 \cos 2\varphi_6}. \quad (4)$$

Здесь e_1 и e_2 — эксцентриситеты для каждой пары овальных зубчатых колес; φ_6 и φ_5 — углы поворота овальных зубчатых колес 6 и 5,

$$\varphi_6 = \int \frac{1-e_1^2}{1+e_1^2-2e_1 \cos 2\varphi_1} d\varphi_1; \quad (5)$$

$$\varphi_5 = \frac{\pi}{2} - \varphi_6, \quad (6)$$

где φ_1 — угол поворота входного вала.

В соответствии с рис. 1 и учетом принятых обозначений (3) и (4) длины отрезков в уравнении (1) определяются следующими выражениями:

$$BD = \rho_6 - \rho_5; \quad (7)$$

$$AC = EC = 2a; \quad (8)$$

$$DE = 2a - \rho_6. \quad (9)$$

С учетом формул (2)–(9) вычисляем аналог угловой скорости выходного вала исследуемой ПП

$$\varphi_3' = \frac{(\rho_6 - \rho_5)2a}{\rho_5(2a - \rho_6)}. \quad (10)$$

Угол поворота выходного вала, определяющий функцию положения ПП, рассчитываем

путем интегрирования выражения (10) по углу поворота входного вала:

$$\varphi_3(\varphi_1) = \int \varphi_3' d\varphi_1. \quad (11)$$

Таким образом, уравнение (11) позволяет получить расчетную функцию положения исследуемой ПП.

Частным случаем ПП является замена одной из пар овальных зубчатых колес на цилиндрические. При исследовании кинематики соответствующие функции радиусов этих колес заменяют числовыми значениями.

В качестве примера исследованы ПП с различными кинематическими параметрами. Пара овальных колес 3–6 остается неизменной и имеет эксцентриситет $e = 0,2$. Для пары зубчатых колес 4–5 рассмотрены следующие четыре варианта:

- 1) овальные колеса, $e = 0,2$;
- 2) цилиндрические колеса, их радиусы $R_5 = 25$ мм, $R_4 = 25$ мм;
- 3) цилиндрические колеса, $R_5 = 20$ мм, $R_4 = 30$ мм;
- 4) цилиндрические колеса, $R_5 = 18$ мм, $R_4 = 32$ мм.

С помощью формулы (11) построена функция положения выходного вала для четырех вариантов ПП (рис. 2).

Как видно из графиков, изменение размеров зубчатых колес позволяет получить различные виды движения выходного вала: возвратно-вращательное (варианты 1 и 2), прерывистое (вариант 3) и одностороннее неравномерное вращательное (вариант 4).

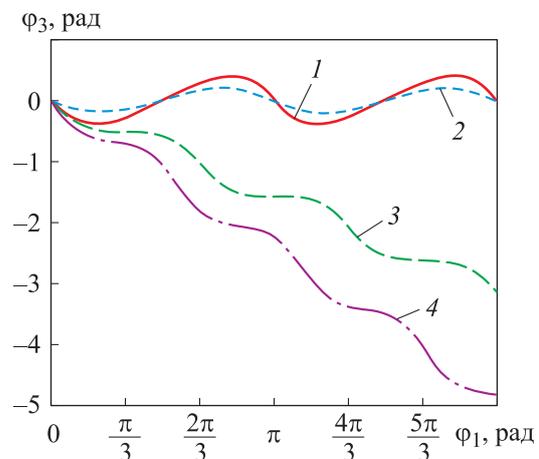


Рис. 2. Зависимости угла поворота выходного вала φ_3 от угла поворота входного вала φ_1 для первого (1), второго (2), третьего (3) и четвертого (4) вариантов ПП

Анализ функций положения исследуемых вариантов ПП. Проведенный кинематический анализ показал возможность изменения кинематических характеристик и законов движения выходного звена ПП путем вариации геометрических размеров цилиндрических и овальных зубчатых колес. В целях проверки адекватности построенной кинематической модели и ее дальнейшего использования при динамическом, силовом анализе и проектировании машин на базе исследуемой передачи проведем экспериментальное исследование кинематики на примере анализа функции положения.

Объектом экспериментального исследования являлся прототип ПП, детали которого (рис. 3) изготовлены как методами механической обработки (валы для обеспечения соосности выполнены из стали 45), так и с помощью аддитивных технологий (корпус ПП, крепления для датчиков выполнены из PETG-пластика).

Измерительная часть стенда содержит абсолютные энкодеры для измерения углов поворота входного и выходного валов, краткие характеристики которых приведены в табл. 1.

Сигнал от датчиков обрабатывается контроллером, выполняющим функцию аналого-цифрового преобразователя, а затем передается на персональный компьютер. Принципиальная схема и внешний вид экспериментального стенда показаны на рис. 4.



Рис. 3. Внешний вид деталей исследуемого прототипа

Таблица 1

Характеристики абсолютных энкодеров

Параметр	Значение
Разрешение, град	~0,088
Линейность, %	0,3
Скорость чтения, мс	0,6
Выходной сигнал, В	0...5
Диаметр, мм	22

Исследование функции положения проводили путем измерения углов поворота входного и выходного валов для четырех вариантов ПП. Анализ полученных данных и статистическую обработку выполняли в системе компьютерной математики MathCAD.

Схемы ПП и результаты теоретического и экспериментального исследований функции положения первого, второго, третьего и четвертого вариантов ПП приведены на рис. 5, а–г.

Как видно из графиков, измеренные функции положения для всех вариантов ПП адекватны построенной кинематической модели. Проведем статистический анализ ошибок измерения функции положения для более детальной оценки результатов эксперимента.

Среднее значение ошибок измерения [15–17]

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k, \quad (12)$$

где n — количество независимых наблюдений q_k .

Выборочная дисперсия

$$s^2(q_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2. \quad (13)$$

Дисперсия среднего значения

$$s^2(q) = \frac{s^2(q_k)}{n}. \quad (14)$$

Стандартная неопределенность измерений по типу А

$$u(q) = \sqrt{s^2(q)}. \quad (15)$$

Применяя уравнения (12)–(15) к результатам экспериментального исследования и принимая за значения q_k ошибки измерения функций положения, получаем значения неопределенности измерения для каждого из вариантов ПП. Результаты статистического анализа ошибок измерения — количество измерений n , средняя ошибка измерения \bar{q} и

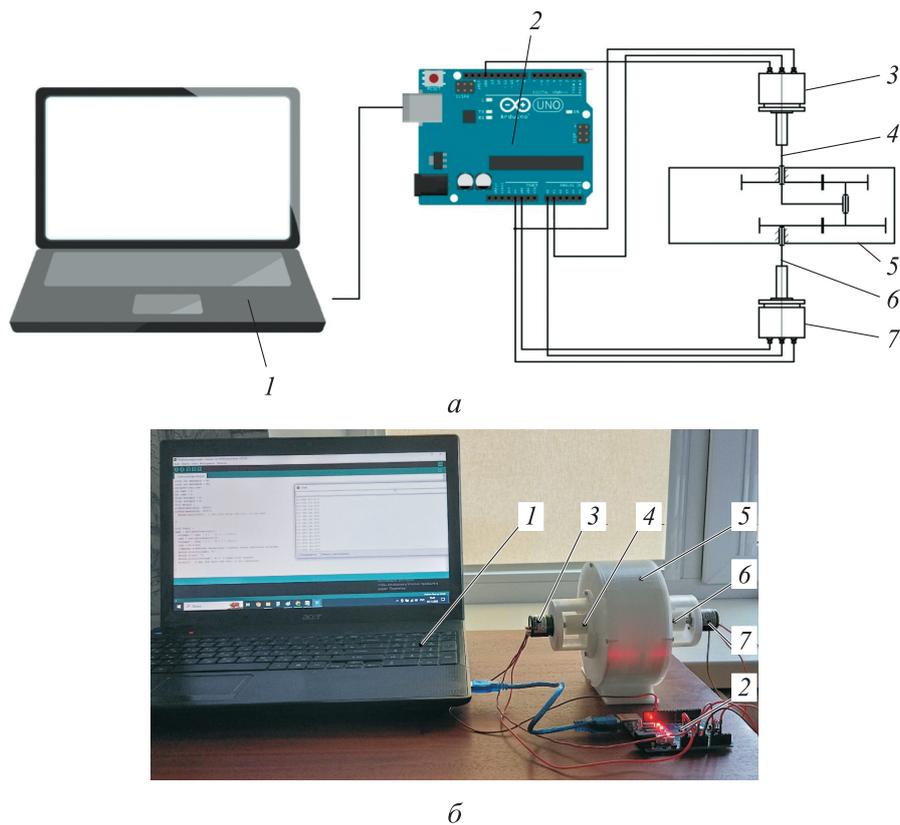


Рис. 4. Принципиальная схема (а) и внешний вид (б) экспериментального стенда:
 1 — персональный компьютер; 2 — контроллер; 3, 7 — датчики угла поворота;
 4 и 6 — входной и выходной вал; 5 — корпус ПП

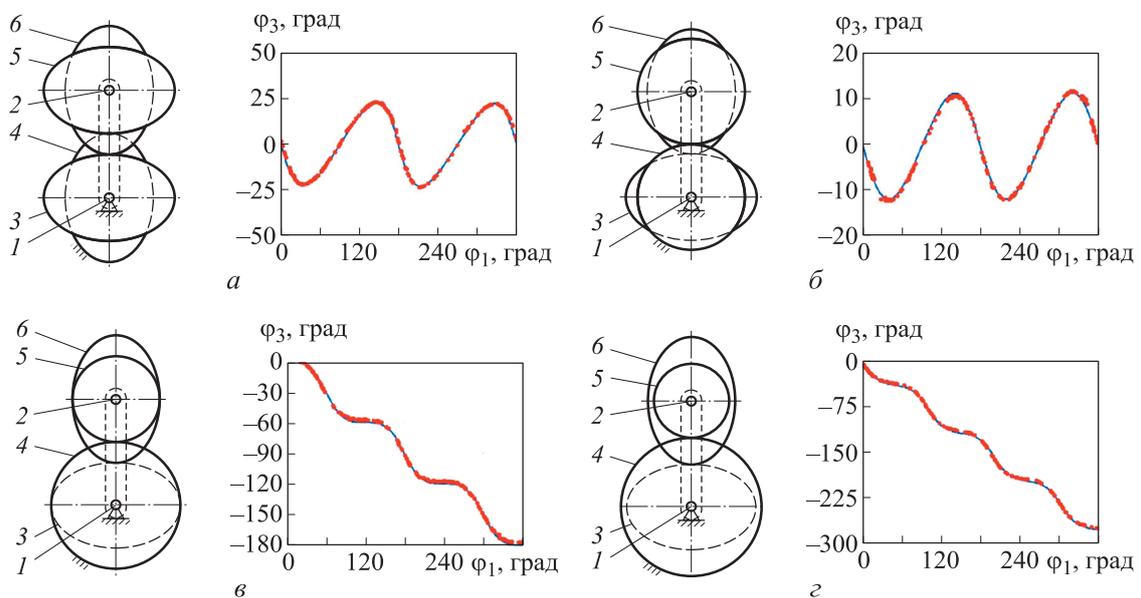


Рис. 5. Схемы ПП (слева) и результаты теоретического (—) и экспериментального (•) исследования функции положения (справа) для первого (а), второго (б), третьего (в) и четвертого (з) вариантов ПП

неопределенность измерения $u(q)$ — для четырех вариантов ПП приведены в табл. 2.

Большая средняя ошибка для первого и третьего вариантов ПП может указывать на неточность изготовления экспериментального об-

разца. Анализ результатов эксперимента показал адекватность построенной математической модели кинематики реальной ПП.

При уровне достоверности 95 % доверительный интервал ошибки измерения, опреде-

Таблица 2

**Результаты статистического анализа
ошибок измерения**

Вариант ПП	Количество измерений n	Средняя ошибка \bar{q} , град	Неопределенность измерения $u(q)$, град
1	175	0,777	0,18
2	190	0,035	0,04
3	214	1,280	0,11
4	193	-0,540	0,15

ляемый как $\bar{q} \pm 2u$, для первого варианта ПП составил $0,777 \pm 0,360^\circ$, для второго — $0,035 \pm 0,080^\circ$, для третьего — $1,280 \pm 0,220^\circ$, для четвертого — $-0,540 \pm 0,300^\circ$.

Выводы

1. Проведено исследование ПП с овальными зубчатыми колесами, позволяющей при определенных размерах колес реализовывать различные виды движения выходного вала: одностороннее неравномерное вращательное, прерывистое и возвратно-вращательное. Предлагаемые

варианты ПП можно использовать в приводах различных технологичных машин. По сравнению с рычажными механизмами ПП характеризуются компактностью и легкостью в уравнивании.

2. Построена кинематическая модель ПП, позволившая получить закон движения выходного вала ПП: функцию положения, аналогов угловых скорости и ускорения. Анализ вариантов ПП с различными параметрами зубчатых колес показал реализуемость требуемых передаточных функций и видов движения выходного вала.

3. Экспериментальное исследование функции положения выходного вала для четырех вариантов ПП с различными передаточными функциями подтвердило адекватность построенной кинематической модели реальной ПП, вследствие чего ее можно использовать при дальнейшем динамическом и силовом анализе приводов на базе рассмотренной ПП. Статистический анализ позволил вычислить неопределенность измерения функции положения и определить доверительные интервалы для измеренных величин.

Литература

- [1] Addomine M., Figliolini G., Pennestri E. A landmark in the history of non-circular gears design: The mechanical masterpiece of Dondi's astrarium. *Mech. Mach. Theory*, 2018, vol. 122, pp. 219–232, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.12.027>
- [2] Пожбелко В.И., Шагиахметов А.И., Ахметшин Н.И. Новый способ регулирования угла выстоя и классификация регулируемых зубчато-рычажных механизмов периодического поворота. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение*, 2005, № 1, с. 181–184.
- [3] Тарабарин В.Б., Тарабарина З.И. Модели зубчатых передач с переменным передаточным отношением в коллекции МГТУ им. Н.Э. Баумана. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 12, с. 84–91, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2014-12-84-91>
- [4] Zheng F., Hua L., Han X. et al. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 105, pp. 108–128, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.019>
- [5] Figliolini G., Angeles J. Synthesis of the base curves for N-lobed elliptical gears. *J. Mech. Des.*, 2005, vol. 127, no. 5, pp. 997–1005, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1901707>
- [6] Ottaviano E., Mundo D., Danieli G.A. et al. Numerical and experimental analysis of non-circular gears and cam-follower systems as function generators. *Mech. Mach. Theory*, 2008, vol. 43, no. 8, pp. 996–1008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2007.07.004>
- [7] Литвин Ф.Л. *Некруглые зубчатые колеса*. Москва, Ленинград, Машгиз, 1956. 312 с.
- [8] Jang H.S., Lee C.H., Park G.Y. et al. Study on design of non-circular gears for speed control of the squid belly opening and gutting machine (SBOGM). *Appl. Sci.*, 2021, vol. 11, no. 7, art. 3268, doi: <https://doi.org/10.3390/app11073268>
- [9] Doege E., Hindersmann M. Optimized kinematics of mechanical presses with noncircular gears. *CIRP Annals*, 1997, vol. 46, no. 1, pp. 213–216, doi: [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60811-7](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60811-7)
- [10] Doege E., Meinen J., Neumaier T. et al. Numerical design of a new forging press drive incorporating non-circular gears. *Proc. Inst. Mech. Eng. B: J. Eng. Manuf.*, 2001, vol. 215, no. 4, pp. 465–471, doi: <https://doi.org/10.1243/0954405011518430>

- [11] Prikhod'ko A.A. Kinematics of a two-stage transmission with elliptical gears for nonuniform motion. *Russ. Eng. Res.*, 2022, vol. 42, no. 10, pp. 1033–1036, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X22100264>
- [12] Prikhodko A.A. Experimental kinematic analysis of an intermittent motion planetary mechanism with elliptical gears. *J. Meas. Eng.*, 2020, vol. 8, no. 3, pp. 122–131, doi: <https://doi.org/10.21595/jme.2020.21583>
- [13] Litvin F.L., Fuentes A. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge University Press, 2004. 800 p.
- [14] Киреев С.О., Ершов Ю.В., Падалко Н.А. Определение параметров центроид овалных шестерен. *Известия высших учебных заведений. Северо-кавказский регион. Технические науки*, 2009, № 6, с. 90–91.
- [15] Бараш В.Я. Неопределенность и погрешность в современной метрологии. *Законодательная и прикладная метрология*, 2009, № 5, с. 15–20.
- [16] Hall B.D., White D.R. *An introduction to measurement uncertainty*. Measurement Standards Laboratory of New Zealand, 2020. 50 p.
- [17] Possolo A., Meija J. *Measurement uncertainty: a reintroduction*. Montevideo, Sistema Interamericano de Metrologia, 2022. 107 p.

References

- [1] Addomine M., Figliolini G., Pennestri E. A landmark in the history of non-circular gears design: The mechanical masterpiece of Dondi's astrarium. *Mech. Mach. Theory*, 2018, vol. 122, pp. 219–232, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.12.027>
- [2] Pozhbelko V.I., Shagiakhmetov A.I., Akhmetshin N.I. A new way to regulate the angle of standstill and classification of adjustable toothed-lever mechanisms of periodic rotation. *Vestnik YuUrGU. Ser. Mashinostroenie* [Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry], 2005, no. 1, pp. 181–184. (In Russ.).
- [3] Tarabarin V.B., Tarabarina Z.I. Model gears with variable ratios collected in Bauman Moscow State Technical University. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2014, no. 12, pp. 84–91, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2014-12-84-91> (in Russ.).
- [4] Zheng F., Hua L., Han X. et al. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 105, pp. 108–128, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.019>
- [5] Figliolini G., Angeles J. Synthesis of the base curves for N-lobed elliptical gears. *J. Mech. Des.*, 2005, vol. 127, no. 5, pp. 997–1005, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1901707>
- [6] Ottaviano E., Mundo D., Danieli G.A. et al. Numerical and experimental analysis of non-circular gears and cam-follower systems as function generators. *Mech. Mach. Theory*, 2008, vol. 43, no. 8, pp. 996–1008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2007.07.004>
- [7] Litvin F.L. *Nekruglye zubchatye kolea* [Non-round gears]. Moscow, Leningrad, Mashgiz Publ., 1956. 312 p. (In Russ.).
- [8] Jang H.S., Lee C.H., Park G.Y. et al. Study on design of non-circular gears for speed control of the squid belly opening and gutting machine (SBOGM). *Appl. Sci.*, 2021, vol. 11, no. 7, art. 3268, doi: <https://doi.org/10.3390/app11073268>
- [9] Doege E., Hindersmann M. Optimized kinematics of mechanical presses with noncircular gears. *CIRP Annals*, 1997, vol. 46, no. 1, pp. 213–216, doi: [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60811-7](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60811-7)
- [10] Doege E., Meinen J., Neumaier T. et al. Numerical design of a new forging press drive incorporating non-circular gears. *Proc. Inst. Mech. Eng. B: J. Eng. Manuf.*, 2001, vol. 215, no. 4, pp. 465–471, doi: <https://doi.org/10.1243/09544050111518430>
- [11] Prikhod'ko A.A. Kinematics of a two-stage transmission with elliptical gears for nonuniform motion. *Russ. Eng. Res.*, 2022, vol. 42, no. 10, pp. 1033–1036, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X22100264>
- [12] Prikhodko A.A. Experimental kinematic analysis of an intermittent motion planetary mechanism with elliptical gears. *J. Meas. Eng.*, 2020, vol. 8, no. 3, pp. 122–131, doi: <https://doi.org/10.21595/jme.2020.21583>
- [13] Litvin F.L., Fuentes A. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge University Press, 2004. 800 p.

- [14] Kireev S.O., Ershov Yu.V., Padalko N.A. Determination parameters of centroid oval tooth wheels. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-kavkazskiy region. Tekhnicheskie nauki* [Bulletin of Higher Educational Institutions. North Caucasus Region. Technical Sciences], 2009, no. 6, pp. 90–91. (In Russ.).
- [15] Barash V.Ya. Uncertainty and error in modern metrology. *Zakonodatel'naya i prikladnaya metrologiya* [Legal and Applied Metrology], 2009, no. 5, pp. 15–20. (In Russ.).
- [16] Hall B.D., White D.R. *An introduction to measurement uncertainty*. Measurement Standards Laboratory of New Zealand, 2020. 50 p.
- [17] Possolo A., Meija J. *Measurement uncertainty: a reintroduction*. Montevideo, Sistema Interamericano de Metrologia, 2022. 107 p.

Статья поступила в редакцию 16.05.2024

Информация об авторах

ПРИХОДЬКО Александр Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая механика и специальные машины им. профессора А.А. Петрика». Кубанский государственный технологический университет (350072, Краснодар, Российская Федерация, ул. Московская, д. 2, e-mail: sannic92@gmail.com).

КУРАПОВ Георгий Владимирович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая механика и специальные машины им. профессора А.А. Петрика». Кубанский государственный технологический университет (350072, Краснодар, Российская Федерация, ул. Московская, д. 2, e-mail: kurapov_georgii@mail.ru).

БЕЛИНА Наталия Николаевна — кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая механика и специальные машины им. профессора А.А. Петрика». Кубанский государственный технологический университет (350072, Краснодар, Российская Федерация, ул. Московская, д. 2, e-mail: belinann@mail.ru).

АЗИЗОВ Эдуард Юрьевич — аспирант кафедры «Техническая механика и специальные машины профессора им. А.А. Петрика». Кубанский государственный технологический университет (350072, Краснодар, Российская Федерация, ул. Московская, д. 2, e-mail: azizoved@gmail.com).

ПОЛИВОДА Никита Александрович — инженер. ООО «Центр компрессорных технологий» (353217, Краснодарский край, Российская Федерация, Динской район, поселок Южный, ул. Северная, д. 67/1, e-mail: gigardonv@gmail.com).

Information about the authors

PRIKHODKO Alexander Aleksandrovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik. Kuban State Technological University (350072, Krasnodar, Russian Federation, Moscovskaya St., Bldg. 2, e-mail: sannic92@gmail.com).

KURAPOV Georgy Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik. Kuban State Technological University (350072, Krasnodar, Russian Federation, Moscovskaya St., Bldg. 2, e-mail: kurapov_georgii@mail.ru).

BELINA Nataliya Nikolaevna — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik. Kuban State Technological University (350072, Krasnodar, Russian Federation, Moscovskaya St., Bldg. 2, e-mail: belinann@mail.ru).

AZIZOV Eduard Yurievich — Postgraduate, Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik. Kuban State Technological University (350072, Krasnodar, Russian Federation, Moscovskaya St., Bldg. 2, e-mail: azizoved@gmail.com).

POLIVODA Nikita Aleksandrovich — Engineer. Center for Compressor Technologies LLC (353217, Krasnodar region, Russian Federation, Dinskoy district, Yuzhny village, Severnaya St., Bldg. 67/1, e-mail: gigardonv@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Приходько А.А., Курапов Г.В., Белина Н.Н., Азизов Э.Ю., Поливода Н.А. Кинематический анализ планетарной передачи с овальными зубчатыми колесами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 8, с. 3–10.

Please cite this article in English as:

Prikhodko A.A., Kurapov G.V., Belina N.N., Azizov E.Yu., Polivoda N.A. Kinematic analysis of a planetary mechanism with the oval gearwheels. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 8, pp. 3–10.