

УДК 621.833.5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИИ ПОЛОЖЕНИЯ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА НЕРАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ С НЕКРУГЛЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

© 2024 А.А. Приходько, Н.А. Поливода, М.М. Щетинин

Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар, Россия

Статья поступила в редакцию 26.04.2024

Передачи некруглыми зубчатыми колесами широко используются для реализации неравномерного вращательного движения выходного звена. Одно из наиболее перспективных практических применений – привод перемешивающего устройства, в котором рабочий орган совершает неравномерное вращение с целью интенсификации тепло и массообмена при перемешивании жидких сред. В настоящей работе проводится исследование планетарного механизма с внешним и внутренним зубчатым зацеплением, при этом одна пара колес выполнена в виде эллиптических зубчатых колес. Кинематический анализ проведен в соответствии с построенным планом скоростей, на базе которого определены и построены функции положений для четырех вариантов планетарного механизма с различными размерами зубчатых колес. Разработан экспериментальный прототип и исследованы функции положений для исследуемых вариантов, анализ которых показал адекватность построенной кинематической модели реальным механизмам. В результате статистической обработки результатов эксперимента определены неопределенность полученных измерений и доверительные интервалы.

Ключевые слова: планетарный механизм, неравномерное движение, эллиптические зубчатые колеса, кинематический анализ, функция положения, неопределенность измерения.

DOI: 10.37313/1990-5378-2024-26-3-164-171

EDN: DNCWAQ

Исследование выполнено при финансовой поддержке

Кубанского научного фонда в рамках научно-инновационного проекта № НИП-20.1/135.

ВВЕДЕНИЕ

Механизмы с некруглыми зубчатыми колесами издавна привлекают внимание исследователей и изобретателей по всему миру [1–5]. Несмотря на то, что схемы таких механических передач встречаются еще в трудах Джованни Донди (XIV век) и Леонардо да Винчи (XV–XVI века), долгое время их практическое применение было затруднено из-за недостаточного развития высокоточного металлообрабатывающего оборудования и слабой теоретической базы в области промышленного производства. В настоящее время повышается интерес исследователей к разработке различных схем механизмов с некруглыми зубчатыми колесами именно благодаря значительным успехам и изготовлению различных типов некруглых передач: цилиндрических передач с внешним [6, 7] и внутрен-

ним [8, 9] зацеплением, а также косозубых [10] и конических передач [11, 12].

Одним из перспективных практических применений некруглых зубчатых колес является создание приводов перемешивающих устройств с неравномерным движением рабочего органа. Например, в [13] предложен новый исполнительный механизм для аппарата с мешалкой (рис. 1) на базе планетарной передачи с внутренним и внешним зацеплением.

Целью настоящего исследования является кинематический анализ двухрядного планетарного механизма с внутренним и внешним зацеплением с эллиптическими зубчатыми колесами, а также его экспериментальная верификация путем анализа функций положения прототипов механизма с различными кинематическими параметрами.

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИССЛЕДУЕМОГО МЕХАНИЗМА

Рассмотрим план скоростей механизма с парой цилиндрических зубчатых колес внутреннего зацепления и парой эллиптических зубчатых колес (рис. 2).

Предлагаемый план скоростей построен следующим образом. Из точки *S* перпендикулярно

*Приходько Александр Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры Технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика.
E-mail: sannic92@gmail.com*

*Поливода Никита Александрович, студент.
E-mail: gigardonv@gmail.com*

*Щетинин Максим Максимович, студент.
E-mail: maks.shchetinin202@mail.ru*

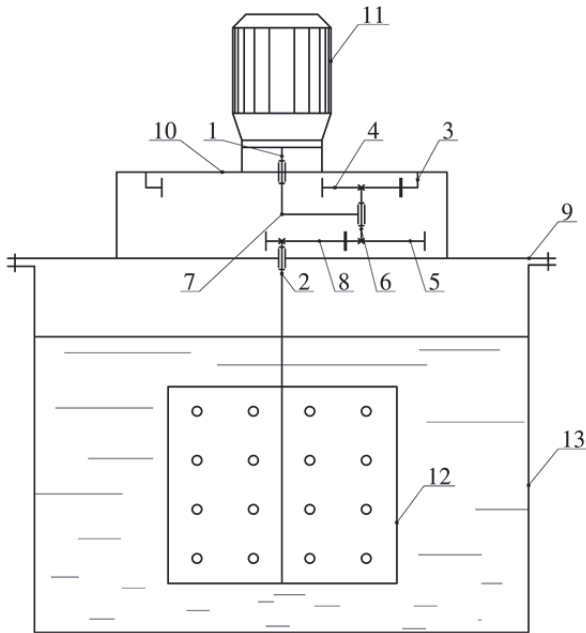


Рис. 1. Схема перемешивающего устройства с неравномерным движением мешалки на базе планетарного механизма:

- 1 – входной вал; 2 – выходной вал; 3 – эпицикл;
- 4 – цилиндрическое зубчатое колесо сателлита;
- 5 – эллиптическое зубчатое колесо сателлита;
- 6 – вал сателлита; 7 – водило; 8 – эллиптическое зубчатое колесо; 9 – крышка реактора; 10 – корпус исполнительного механизма; 11 – электродвигатель;
- 12 – рабочий орган; 13 – реактор

отрезку AC строится вектор V_C , длина которого соответствует значению скорости точки C . Сателлит, состоящий из вала 2, зубчатых колес 5 и 6, обкатывается по эпициклу 4 и таким образом совершает плоскопараллельное движение, мгновенным центром скоростей которого является точка B . Соединив точку B с концом вектора V_C , получим линию распределения скоростей сателлита, на которой расположен конец вектора скорости точки D (V_D). Скорости точек A, B, E равны нулю. На рисунке также показаны линии распределения скоростей водила 1 (отрезок из точки A в конец вектора V_C) и скоростей эллиптического колеса 3 на выходном валу (отрезок из точки E в конец вектора V_D).

Согласно построенному плану скоростей, математическая модель кинематики механизма может быть выражена через аналог угловой скорости эллиптического колеса 3 и выходного вала [13]:

$$\phi_3' = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{d\phi_3}{d\phi_1} = \frac{V_D \cdot AC}{V_C \cdot DE} = \frac{BD \cdot AC}{BC \cdot DE} \quad (1)$$

Длина отрезков AC и BC определяется следующим образом:

$$AC = R_1 - R_2 = 2a; \quad (2)$$

$$BC = R_2, \quad (3)$$

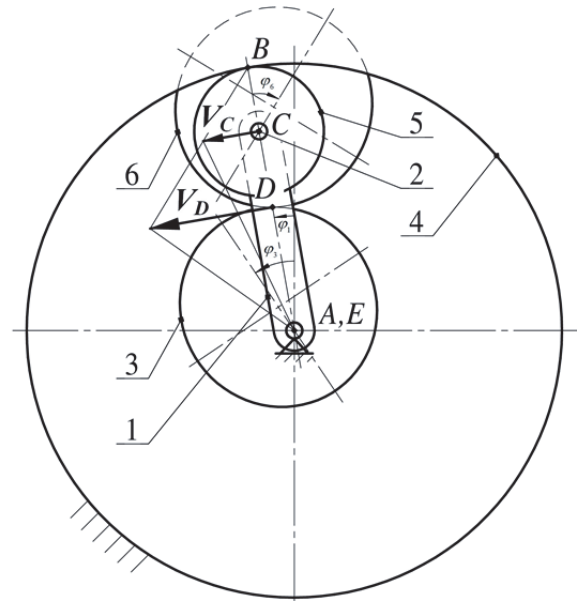


Рис. 2. План скоростей исследуемой планетарной передачи:

- 1 – водило; 2 – вал сателлита; 3 – эллиптическое зубчатое колесо на выходном валу; 4 – эпицикл; 5 – цилиндрическое зубчатое колесо сателлита;
- 6 – эллиптическое зубчатое колесо сателлита; A, C, E – вращательные кинематические пары; B, D – зубчатые кинематические пары

где R_1 – радиус эпицикла 4, R_2 – радиус цилиндрического колеса сателлита 5, a – большая полуось эллипса.

Для определения расстояний BD и DE необходимо найти CD , рассмотрев уравнение эллипса в полярных координатах [9, 13, 14]:

$$CD = \rho(\phi_3) = \frac{a(1-e^2)}{1-e \cos \phi_3}, \quad (4)$$

где $\phi_3 = -\frac{R_1}{R_2} \phi_1$ – угол поворота эллипса, фокус которого принят за полюс; e – эксцентриситет эллипса.

В соответствии с планом скоростей длины отрезков BD и DE определяются следующим образом:

$$BD = BC + CD = R_2 + \rho, \quad (5)$$

$$DE = AC - CD = 2a - \rho. \quad (6)$$

Таким образом, учитывая (1) – (6), определим аналог угловой скорости выходного вала исследуемого планетарного механизма:

$$\phi_3' = \frac{(R_2 + \rho) \cdot 2a}{R_2 \cdot (2a - \rho)}. \quad (7)$$

Подставляя (4) в (7) и выполнив преобразования, получим:

$$\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = 1 + \frac{R_1}{R_2} \cdot \left(\frac{1 - e^2}{1 + e^2 - 2e \cos \varphi_3} \right). \quad (8)$$

Учитывая, что $\varphi_3 = -\frac{R_1}{R_2} \varphi_1$, выразим из (8)

угол поворота эллиптического колеса 3 и выходного звена:

$$\varphi_3 = \varphi_1 + (1 - e^2) \cdot \int \frac{1}{1 + e^2 - 2e \cos \frac{R_1}{R_2} \varphi_1} d \frac{R_1}{R_2} \varphi_1. \quad (9)$$

Для решения интеграла в уравнении (9) введем следующие обозначения $a_1 = 1 + e^2$, $b_1 = 2e$ и $x = \frac{R_1}{R_2} \varphi_1$ и получим:

$$\begin{aligned} \int \frac{dx}{a_1 - b_1 \cos x} &= \int \frac{dx}{a_1 \sin^2 \frac{x}{2} + a_1 \cos^2 \frac{x}{2} - b_1 \cos^2 \frac{x}{2} + b_1 \sin^2 \frac{x}{2}} = \\ &= \int \frac{dx}{(a_1 + b_1) \sin^2 \frac{x}{2} + (a_1 - b_1) \cos^2 \frac{x}{2}} = \int \frac{\frac{dx}{\cos^2 \frac{x}{2}}}{(a_1 + b_1) \tan^2 \frac{x}{2} + (a_1 - b_1)} = (10) \\ &= \frac{2}{a_1 + b_1} \int \frac{dtg \frac{x}{2}}{tg^2 \frac{x}{2} + \frac{a_1 - b_1}{a_1 + b_1}} \end{aligned}$$

Так как $e \leq 1$, то $\frac{a_1 - b_1}{a_1 + b_1} \geq 0$ и уравнение (10)

примет следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{2}{a_1 + b_1} \int \frac{dtg \frac{x}{2}}{tg^2 \frac{x}{2} + \frac{a_1 - b_1}{a_1 + b_1}} &= \\ &= \frac{2}{a_1 + b_1} \cdot \sqrt{\frac{a_1 + b_1}{a_1 - b_1}} \cdot \operatorname{arctg} \frac{tg \frac{x}{2}}{\sqrt{\frac{a_1 - b_1}{a_1 + b_1}}} + C. \quad (11) \end{aligned}$$

Подставляя (11) в (9) с учетом начальных условий ($\varphi_{10} = 0$, $\varphi_{30} = 0$), получим функцию положения исследуемого механизма:

$$\varphi_3 = \varphi_1 + 2 \cdot \sqrt{\frac{1 - e}{1 + e}} \operatorname{arctg} \left(tg \left(\frac{R_1}{2R_2} \varphi_1 \right) \cdot \sqrt{\frac{1 + e}{1 - e}} \right). \quad (12)$$

Таким образом, уравнение (12) позволяет получить расчетную функцию положения исследуемого планетарного механизма.

В качестве примера исследуем механизмы с различными геометрическими параметрами, которые варьируются следующим образом (табл. 1).

Используя формулу (8), построим функции положений выходного вала для предлагаемых механизмов (рис. 3), цифрами обозначены исследуемые варианты.

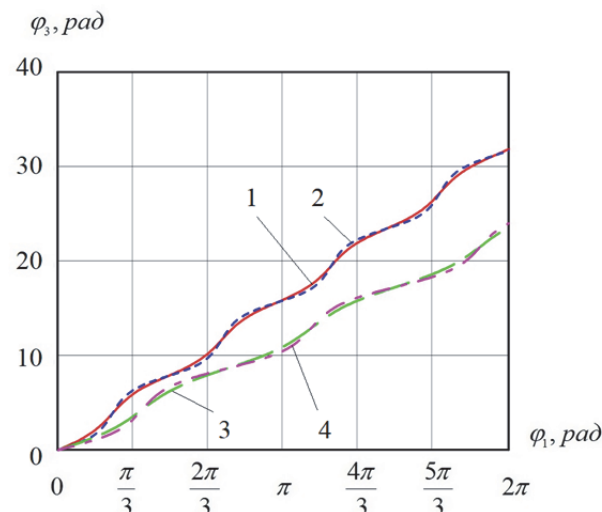


Рис. 3. Графики зависимостей для различных конфигураций механизма

Как показано в [13] и видно из графиков на рисунке 3, варьирование параметров цилиндрических и эллиптических зубчатых колес позволяет получить различные функции положения механизмов, отличающиеся неравномерностью вращения выходного вала.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ФУНКЦИЙ ПОЛОЖЕНИЯ ИССЛЕДУЕМЫХ МЕХАНИЗМОВ

С целью проведения валидации полученной математической модели кинематики механизма проведем натурный эксперимент. Объектом экспериментального исследования является прототип планетарного механизма, детали которого (рис. 4) выполнены как методами механической обработки (валы для обеспечения соосности выполнены из стали 45), так и с помощью аддитивных технологий (корпус механизма, крепления для датчиков выполнены из PBTG-пластика).

Таблица 1. Параметры зубчатых колес механизмов

№ варианта механизма	Радиус эпицикла R_1 , мм	Радиус цилиндрического колеса сателлита R_2 , мм	Эксцентриситет пары эллиптических зубчатых колес e
1	66	16	0,28
2	66	16	0,475
3	80	30	0,28
4	80	30	0,475

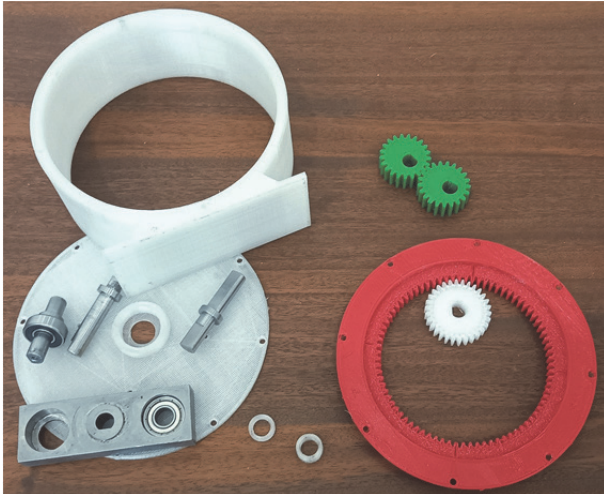


Рис. 4. Детали исследуемого прототипа

Измерительная часть стенда содержит абсолютные энкодеры для измерения углов поворота входного и выходного валов, краткие характеристики которых представлены в таблице 2.

Таблица 2. Характеристики абсолютных энкодеров

Разрешение	Линейность	Скорость чтения	Выходной сигнал	Диаметр
$360^\circ/4096 \approx 0,088^\circ$	0,3%	0,6 мс	0-5 В	22 мм

Сигнал от датчиков обрабатывается с помощью контроллера, который выполняет функцию аналого-цифрового преобразователя, а затем передается на персональный компьютер. Принципиальная схема и внешний вид экспериментального стенда показаны на рисунке 5.

Исследование функции положения проводилось путем измерения углов поворота входного и выходного валов для четырех предлагаемых вариантов планетарного механизма. Анализ полученных данных и статистическая обработка выполняются в системе компьютерной математики MathCAD.

Схемы механизмов, теоретические функции положения и результаты измерений для исследуемых вариантов показаны на рисунке 6.

Как видно из графиков на рисунке 6, измеренные функции положения для всех вариантов механизма адекватны построенной кинематической модели. Проведем статистический анализ ошибок измерения функций положения для более детальной оценки результатов экспери-

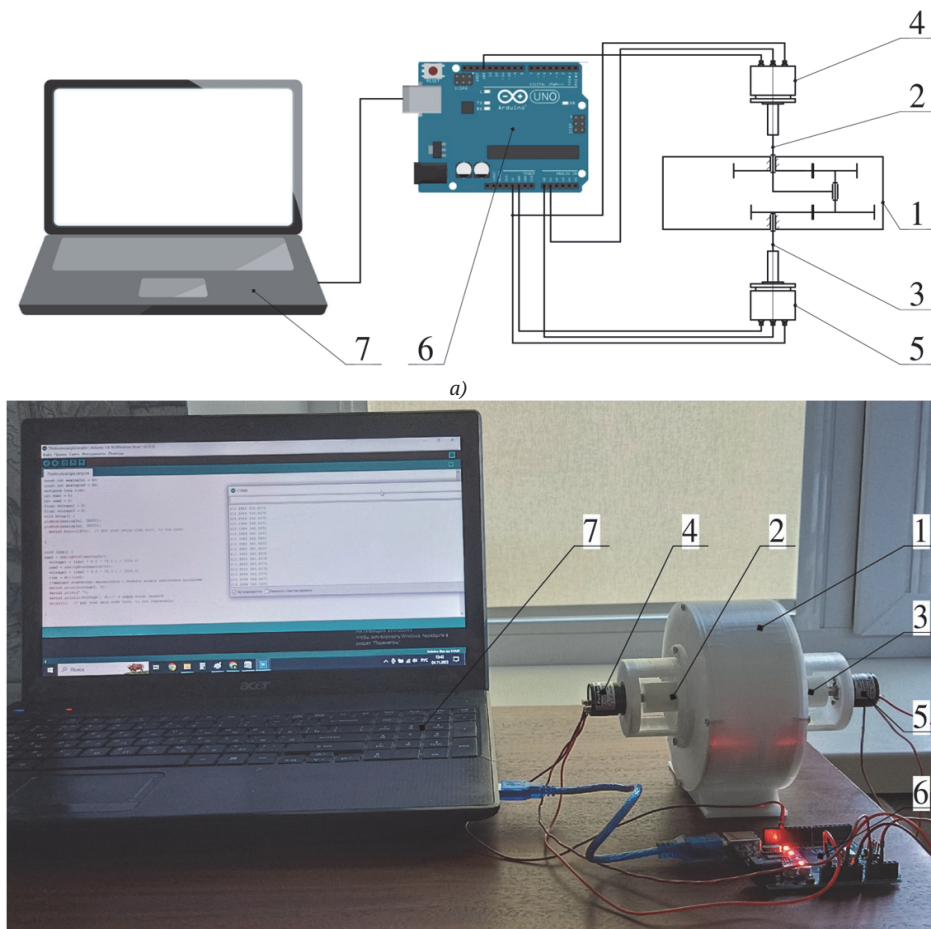


Рис. 5. Принципиальная схема (а) и внешний вид (б) экспериментального стенда:
1 – корпус механизма; 2 – входной вал; 3 – выходной вал;
4, 5 – датчики угла поворота; 6 – контроллер; 7 – ПК

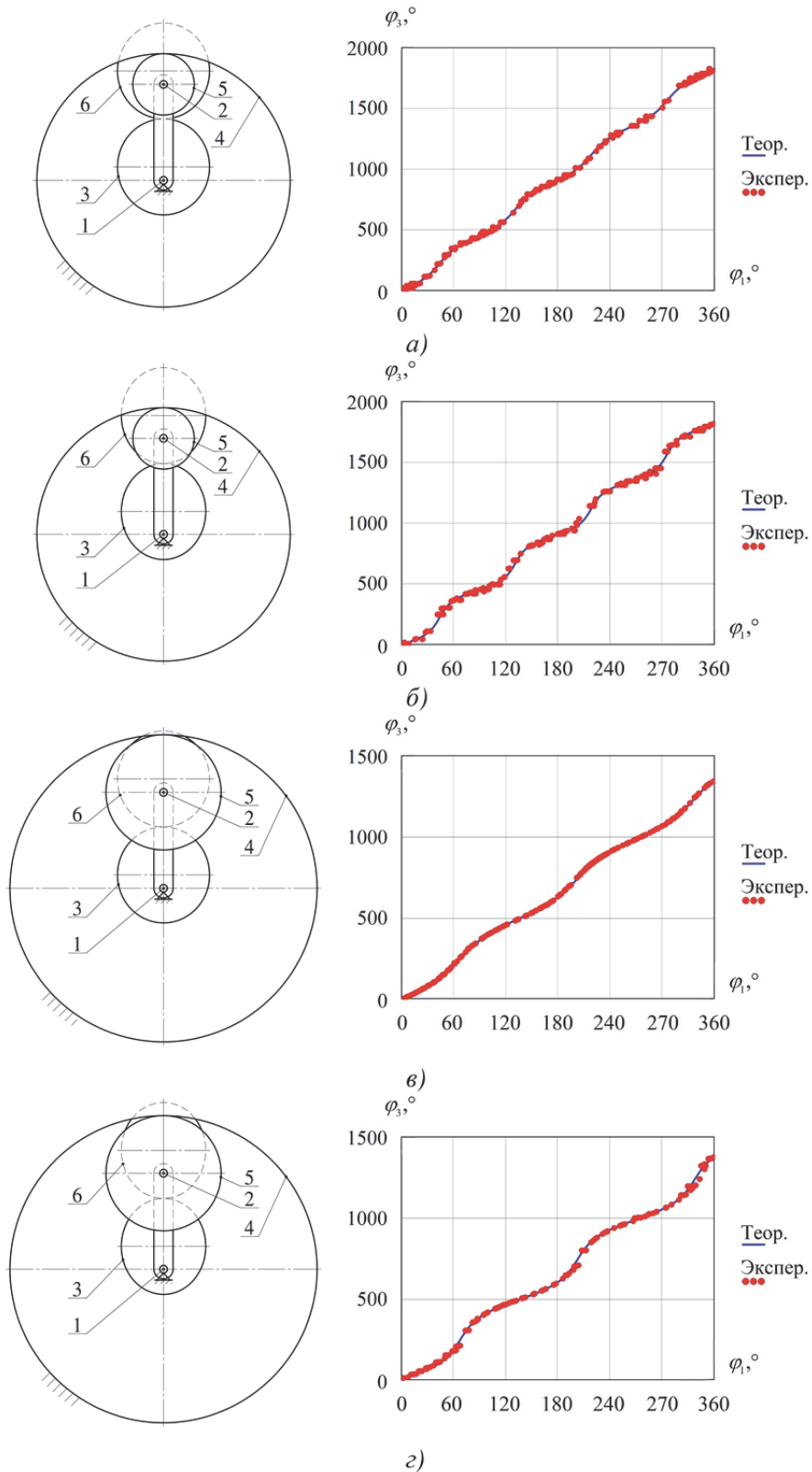


Рис. 6. Схемы механизмов, функции положений и результаты измерений:
 а – вариант 1, б – вариант 2, в – вариант 3, з – вариант 4

мента. Согласно [15–17], среднее значение ошибок измерения определится:

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k, \quad (13)$$

где n – количество независимых наблюдений q_k .
 Выборочная дисперсия определится по формуле:

$$s^2(q_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2. \quad (14)$$

Таблица 3. Результаты статистического анализа ошибок измерения

Исполнение механизма	Количество измерений	Среднее значение ошибки	Неопределенность измерения
Вариант 1	198	-0,93°	0,82°
Вариант 2	194	-0,98°	1,36°
Вариант 3	192	0,68°	0,28°
Вариант 4	171	-0,89°	1,01°

Оценку дисперсии среднего значения получим следующим образом:

$$s^2(q) = \frac{s^2(q_k)}{n}. \quad (15)$$

Далее, определим стандартную неопределенность измерений по типу А:

$$u(q) = \sqrt{s^2(q)}. \quad (16)$$

Применяя уравнения (13)-(16) к результатам экспериментального исследования и принимая за значения q_k ошибки измерения функций положения, получим значения неопределенности измерения для каждого из вариантов механизмов. Количество измерений n , среднее значение ошибок измерения \bar{q} и неопределенность измерения $u(q)$ для каждого варианта механизма приведены в таблице 3.

Большое значение средней ошибки может указывать на неточность изготовления экспериментального образца. Анализ результатов эксперимента показывает адекватность построенной математической модели кинематики реальным механизмам, при этом доверительный интервал ошибок измерения при уровне достоверности 95% определяется как $\bar{q} \pm 2u$ и составляет $-0,93 \pm 1,64^\circ$ для варианта 1, $-0,98 \pm 2,72^\circ$ для варианта 2, $0,68 \pm 0,28^\circ$ для варианта 3 и $-0,89 \pm 2,02^\circ$ для варианта 4.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В качестве перспективного привода перемещающего устройства предлагается планетарный механизм с одним внутренним и одним внешним зацеплением, имеющий в своем составе эллиптические зубчатые колеса. Кинематический анализ предложенного механизма показал реализацию неравномерного движения выходного вала с различной степенью неравномерности вращения, которая зависит от геометрических параметров зубчатых колес.

Проведен экспериментальный анализ функций положения для четырех вариантов исследуемого механизма с различными размерами цилиндрических и эллиптических зубчатых колес, который позволил провести валидацию кинематической модели механизма. Статистический анализ результатов измерения, проведенный с применением современных компьютерных тех-

нологий, показал адекватность построенной кинематической модели реальным механизмам, что позволяет использовать данную математическую модель при дальнейшем проектировании и расчете машин на базе предложенной схемы планетарного механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пожбелко, В.И. Новый способ регулирования угла выстоя и классификация регулируемых зубчато-рычажных механизмов периодического поворота / В.И. Пожбелко, А.И. Шагиахметов, Н.И. Ахметшин // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2005. – № 1(41). – С. 181–184.
2. Тарабарин, В.Б. Модели зубчатых передач с переменным передаточным отношением в коллекции МГТУ им. НЭ Баумана / В.Б. Тарабарин, З.И. Тарабарина // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2014. – № 12(657). – С. 84–91.
3. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears / F. Zheng, L. Hua, X. Han, B. Li, D. Chen // Mechanism and Machine Theory. 2016. Vol. 105. P. 108–128.
4. Figliolini G., Angeles J. Synthesis of the base curves for N-lobed elliptical gears // Journal of Mechanical Design. 2005. Vol. 127, no. 5. P. 997–1005.
5. Numerical and experimental analysis of non-circular gears and cam-follower systems as function generators / E. Ottaviano, D. Mundo, G.A. Danieli, M. Ceccarelli // Mechanism and Machine Theory. 2008. Vol. 43, no. 8. P. 996–1008.
6. Design of geometrical parameters and kinematical characteristics of a non-circular gear transmission for given parameters / S. Maláková, M. Urbanský, G. Fedorko, V. Molnár, S. Sivak // Applied Sciences. 2021. Vol. 11, no. 3.
7. Study on Design of Non-Circular Gears for Speed Control of the Squid Belly Opening and Gutting Machine (SBOGM) / H.S. Jang, C.H. Lee, G.Y. Park, C. Kim // Applied Sciences. 2021. Vol. 11, no. 7.
8. Mundo D. Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears // Mechanism and Machine Theory. 2006. Vol. 41, no. 4. P. 456–472.
9. Приходько, А.А., Кинематика планетарной передачи эллиптическими зубчатыми колесами с внутренним зацеплением / А.А. Приходько, А.И. Смелягин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2021. – № 5. – С. 41–48.
10. Linkage model and interpolation analysis of helical non-circular gear hobbing / J. Han, D. Li, X. Tian, L. Xia // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2020. Vol. 42, no. 11.

11. Design and hot forging manufacturing of non-circular spur bevel gear / W. Zhuang, L. Hua, X. Han, F. Zheng // International Journal of Mechanical Sciences. 2017. Vol. 133. P. 129–146.
12. Mathematic model and tooth contact analysis of a new spiral non-circular bevel gear / X.H. Han, X.C. Zhang, F.Y. Zheng, M. Xu, J. Tian // Journal of Central South University. 2022. Vol. 29, no. 1. P. 157–172.
13. Приходько, А.А. Кинематический анализ и исследование неравномерности вращения рабочего органа перемешивающего устройства с планетарным исполнительным механизмом / А.А. Приходько, Г.В. Курапов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 1. – С. 11–14.
14. Litvin F.L., Fuentes A. Gear geometry and applied theory. Cambridge University Press, 2004. 800 p.
15. Бараш В.Я. Неопределенность и погрешность в современной метрологии / В.Я. Бараш // Законодательная и прикладная метрология. – 2009. – № 5. – С. 15–20.
16. Hall B.D., White D.R. An introduction to measurement uncertainty. Lower Hutt, 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.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE POSITION FUNCTION OF A PLANETARY IRREGULAR MOTION MECHANISM WITH NON-CIRCULAR GEARS

© 2024 A.A. Prikhodko, N.A. Polivoda, M.M. Shchetinin

Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia

Transmissions with non-circular gears are widely used to realize irregular rotational motion of the output link. One of the most promising practical applications is the drive of a stirred tank, in which the impeller performs irregular rotation in order to intensify heat and mass transfer when mixing liquids. In this work, we study a planetary mechanism with external and internal gearing, with one pair of wheels made in the form of elliptical gears. Kinematic analysis was carried out in accordance with the constructed velocity plan, on the basis of which position functions were determined and constructed for four variants of the planetary mechanism with different gear sizes. An experimental prototype was developed and the position functions for the studied variants were studied, the analysis of which showed the adequacy of the constructed kinematic model to real mechanisms. As a result of statistical processing of the experimental results, the uncertainty of the obtained measurements and confidence intervals were determined.

Keywords: planetary mechanism, irregular motion, elliptical gears, kinematic analysis, position function, measurement uncertainty.

DOI: 10.37313/1990-5378-2024-26-3-164-171

EDN: DNCWAQ

REFERENCES

1. Pozhbelko, V.I. Novyj sposob regulirovaniya ugla vystoya i klassifikaciya reguliruemyh zubchatyrychaznyh mekhanizmov periodicheskogo povorota / V.I. Pozhbelko, A.I. SHagiahmetov, N.I. Ahmetshin // Vestnik Yrzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie. – 2005. – № 1(41). – S. 181–184.
2. Tarabarin, V.B. Modeli zubchatykh peredach s peremennym peredatochnym otno-sheniem v kollekcii MGTU im. NE Bauman / V.B. Tarabarin, Z.I. Tarabarina // Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij. Mashinostroenie. – 2014. – № 12(657). – S. 84–91.
3. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears / F. Zheng, L. Hua, X. Han, B. Li, D. Chen // Mechanism and Machine Theory. 2016. Vol. 105. P. 108–128.
4. Figliolini G., Angeles J. Synthesis of the base curves for N-lobed elliptical gears // Journal of Mechanical Design. 2005. Vol. 127, no. 5. P. 997–1005.
5. Numerical and experimental analysis of non-circular gears and cam-follower systems as function generators / E. Ottaviano, D. Mundo, G.A. Danieli, M. Ceccarelli // Mechanism and Machine Theory. 2008. Vol. 43, no. 8. P. 996–1008.
6. Design of geometrical parameters and kinematical characteristics of a non-circular gear transmission for given parameters / S. Malakova, M. Urbansky, G. Fedorko, V. Molnar, S. Sivak // Applied Sciences. 2021. Vol. 11, no. 3.
7. Study on Design of Non-Circular Gears for Speed Control of the Squid Belly Opening and Gutting Machine (SBOGM) / H.S. Jang, C.H. Lee, G.Y. Park, C. Kim // Applied Sciences. 2021. Vol. 11, no. 7.
8. Mundo D. Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears // Mechanism and Machine Theory. 2006. Vol. 41, no. 4. P. 456–472.
9. Prihod'ko, A.A. Kinematika planetarnoj peredachi ellipticheskimi zubchatymi kolesami s vnutrennim zacepleniem / A.A. Prihod'ko, A.I. Smelyagin // Problemy mashinostroeniya i nadezhno-sti mashin. – 2021. – № 5. – S. 41–48.
10. Linkage model and interpolation analysis of helical non-circular gear hobbing / J. Han, D. Li, X. Tian, L.

- Xia // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2020. Vol. 42, no. 11.
11. Design and hot forging manufacturing of non-circular spur bevel gear / W. Zhuang, L. Hua, X. Han, F. Zheng // International Journal of Mechanical Sciences. 2017. Vol. 133. P. 129–146.
 12. Mathematic model and tooth contact analysis of a new spiral non-circular bevel gear / X.H. Han, X.C. Zhang, F.Y. Zheng, M. Xu, J. Tian // Journal of Central South University. 2022. Vol. 29, no. 1. P. 157–172.
 13. Prihod'ko, A.A. Kinematicheskij analiz i issledovanie neravnomernosti vrashcheniya rabocheho organa peremeshivayushchego ustrojstva s planetarnym ispolnitel'nym mekhanizmom / A.A. Prihod'ko, G.V. Kurapov // Himicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie. – 2023. – № 1. – S. 11–14.
 14. Litvin F.L., Fuentes A. Gear geometry and applied theory. Cambridge University Press, 2004. 800 p.
 15. Barash V.Ya. Neopredelennost' i pogreshnost' v sovremennoj metrologii / V.Ya. Barash // Zakonodatel'naya i prikladnaya metrologiya. 2009. № 5. S. 15–20.
 16. Hall B.D., White D.R. An introduction to measurement uncertainty. Lower Hutt, 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.

Alexander Prikhodko, Candidate of Technics, Associate Professor at the Department of Technical Mechanics and Special Machines named after professor A.A. Petrik.

E-mail: sannic92@gmail.com

Nikita Polivoda, Graduate Student.

E-mail: gigardonv@gmail.com

Maksim Shchetinin, Graduate Student.

E-mail: maks.shchetinin202@mail.ru