

## СНИЖЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ЭКСЦЕНТРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ВХОДНОГО И ВЫХОДНОГО ВАЛОВ В РЕЗУЛЬТАТЕ ПРИМЕНЕНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ СХЕМЫ НАГРУЖЕНИЯ

*д-р техн. наук, проф. П.Н. ГРОМЫКО, канд. техн. наук, доц. С.Н. ХАТЕТОВСКИЙ,  
канд. техн. наук, доц. И.В. ТРУСОВ  
(Белорусско-Российский университет, Могилев)*

*Приведены кинематические схемы и компьютерный анализ трех видов схем эксцентрикковой передачи. Представлены графические зависимости кинематической погрешности эксцентрикковой передачи при соосном и параллельном расположении входного и выходного валов в двух однопоточных схемах ее нагружения. Компьютерный анализ эксцентрикковой передачи с однопоточными схемами нагружения показал, что кинематическая погрешность при соосном расположении входного и выходного валов ниже в 30 раз, чем при параллельном расположении указанных валов. С целью снижения кинематической погрешности эксцентрикковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов предложена двухпоточная схема нагружения. Установлено, что применение двухпоточной схемы нагружения по сравнению с однопоточной позволяет в 12 раз снизить кинематическую погрешность при нагрузке на выходном валу 10 Н·м.*

*Планируется конструкцию эксцентрикковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов с несколькими потоками мощности применять при проектировании различного рода редукторов для культиваторов.*

**Ключевые слова:** эксцентрикковая передача с соосным расположением входного и выходного валов, эксцентрикковая передача с параллельным расположением входного и выходного валов, сателлит, центральное колесо, компьютерная модель эксцентрикковой передачи, двухпоточная схема нагружения, кинематическая погрешность выходного вала.

**Введение.** Существует немало разновидностей эксцентрикковой передачи с соосным расположением входного и выходного валов, которые применяются в различных отраслях машиностроения, отличающихся большим диапазоном передаточных отношений [1; 2]. Однако известны варианты компоновки привода, когда входной и выходной валы могут быть параллельны друг другу. Такие компоновки привода широко используют в машиностроении, например, цепные и клиноременные передачи. Но эксцентрикковые передачи имеют возможность, в отличие от цепных и клиноременных, обеспечивать передаточное отношение от 15 до 70. Поэтому представляет интерес идея параллельного расположения входного и выходного валов в эксцентрикковой передаче.

В настоящее время эксцентрикковые редукторы с параллельным расположением входного и выходного валов разрабатываются для различного рода культиваторов, рабочий орган которых должен иметь низкую частоту вращения и высокий крутящий момент на выходном валу.

**Основная часть.** Результаты исследования компьютерных моделей эксцентрикковых передач с соосным и параллельным расположением валов с однопоточной схемой нагружения. На рисунке 1 показаны однопоточные схемы нагружения эксцентрикковой передачи с совпадающими (рисунок 1, а) и параллельными<sup>1,2</sup> осями входного и выходного валов (рисунок 1, б).

При однопоточной схеме нагружения на входном валу 1 размещен один эксцентрик 2, на который посажен сателлит 3. Благодаря наличию дополнительных находящихся в одной фазе эксцентриков 4 и 5, вращающихся на осях 6 и 7, сателлит 3 совершает поступательное движение. Сателлит 3 имеет наружные зубья 8, которые взаимодействуют с внутренними зубьями 9 центрального колеса, жестко связанного с выходным валом 10.

Работа эксцентрикковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов аналогична работе эксцентрикковой передачи с соосным расположением указанных валов. Отличительной особенностью схемы, изображенной на рисунке 1, б, является то, что ось входного вала 1 смещена в радиальном направлении от оси выходного вала 10.

Для оценки основных показателей однопоточных эксцентрикковых передач были разработаны компьютерные модели, представленные на рисунке 2 [3].

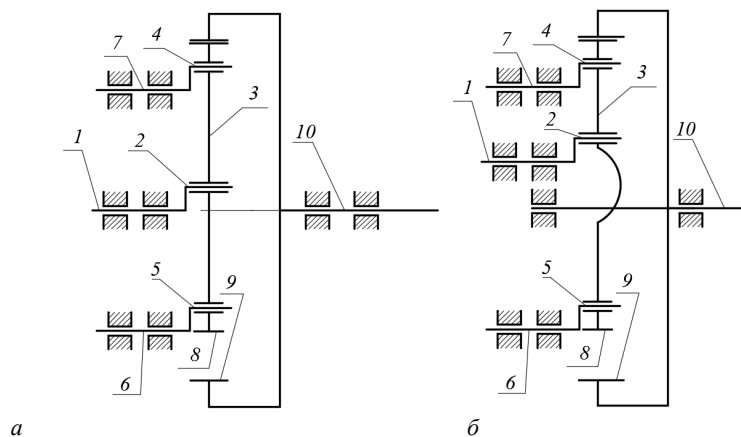
На выходном валу 1 (рисунок 2, а) жестко расположен эксцентрик 2, на котором посредством вращательной пары установлен сателлит 3. На сателлите 3 имеются восемь отверстий 5, в которые вставлены восемь неподвижных осей 4, параллельных входному валу 1. Сателлит 3, благодаря эксцентрику 2 и восьми неподвижным осям 4, совершает поступательное движение. Наружные зубья 6 сателлита 3 взаимодействуют с внутренними

<sup>1</sup> Планетарная передача: а.с. 1778392 СССР, МКИЗ F16H 1/32 / Г.П. Большаков (СССР). – Оpubл. 30.11.1992.

<sup>2</sup> Планетарная эксцентрикковая передача: пат. 12380 РБ, МПК F 16 H 1/32 / П.Н. Громько, С.Д. Макаревич, А.С. Макаревич. – Оpubл. 30.08.2020.

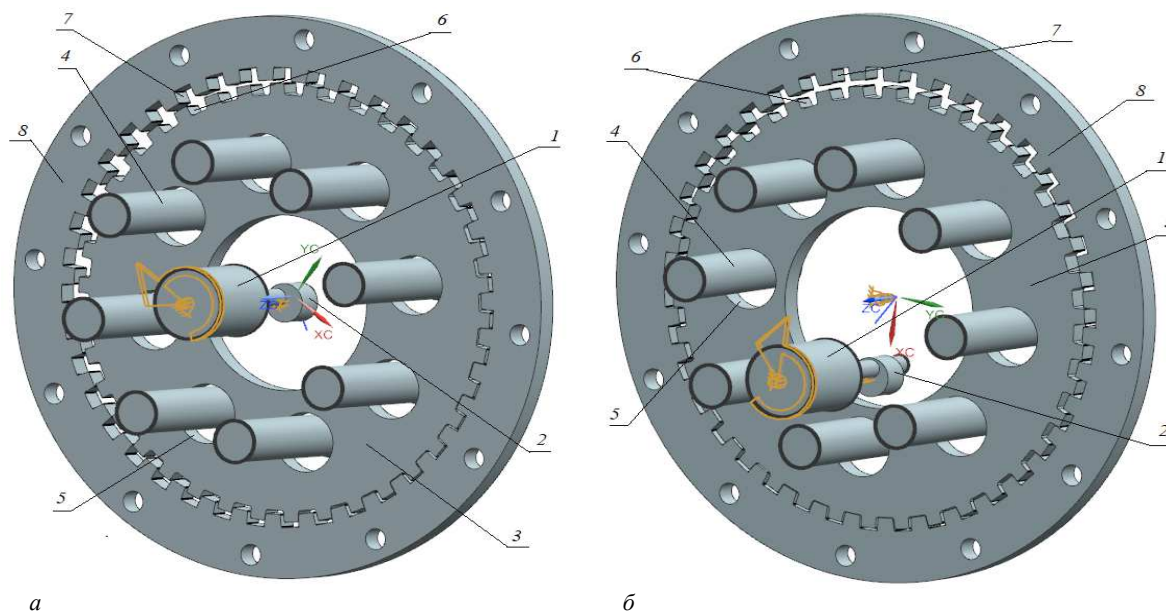
зубьями 7 центрального колеса 8, приводя его во вращательное движение. Передаточное отношение рассматриваемых вариантов эксцентриковой передачи определяется числом зубьев сателлита 3 и центрального колеса 8.

Отличительной особенностью компьютерной модели эксцентриковой передачи, представленной на рисунке 2, б, является расположение оси входного вала 1 от оси центрального колеса 8 на некотором расстоянии.



**а** – соосное расположение входного и выходного валов; **б** – параллельное расположение входного и выходного валов;  
1 – входной вал; 2, 4, 5 – эксцентрики; 3 – сателлит; 6, 7 – оси эксцентриков; 8 – зубья сателлита;  
9 – зубья центрального колеса; 10 – выходной вал

**Рисунок 1. – Схемы эксцентриковой передачи с однопоточной схемой нагружения**

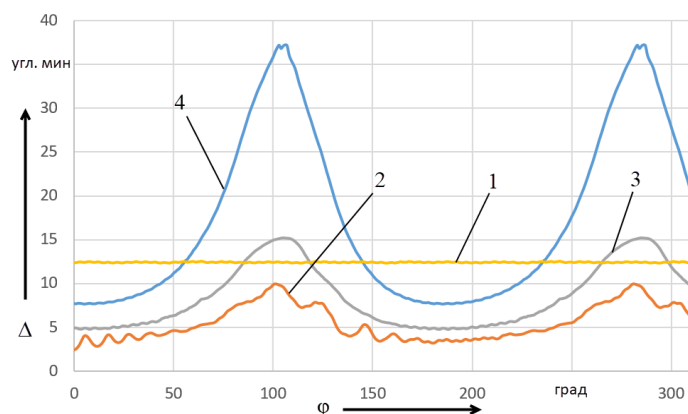


**а** – соосное расположение входного и выходного валов; **б** – параллельное расположение входного и выходного валов;  
1 – входной вал; 2 – эксцентрик; 3 – сателлит; 4 – неподвижная ось, 5 – отверстия в сателлите;  
6 – зубья сателлита; 7 – зубья центрального колеса; 8 – центральное колесо

**Рисунок 2. – Вид компьютерной модели эксцентриковой передачи с однопоточной схемой нагружения**

По результатам компьютерных исследований кинематической погрешности эксцентриковой передачи с соосным и параллельным расположением входного и выходного валов были получены графические зависимости, представленные на рисунке 3<sup>3</sup> [4].

<sup>3</sup> Gromyko P.N., Khatetovsky S.N. Modeling of eccentric transmission operation in presence of elastic deformations of contacting links // Proceedings of the International Conference “Aviamechanical Engineering and Transport” (AviaENT 2018) / Irkutsk, Russia (May 21–26, 2018). – Irkutsk, 2018. – Vol. 158. – P. 160–164.



1 – соосное расположение входного и выходного валов при выходном моменте 10 кг·м; 2 – параллельное расположение входного и выходного валов при выходном моменте 0,1 кг·м; 3 – параллельное расположение входного и выходного валов при выходном моменте 1 кг·м; 4 – параллельное расположение входного и выходного валов при выходном моменте 10 кг·м

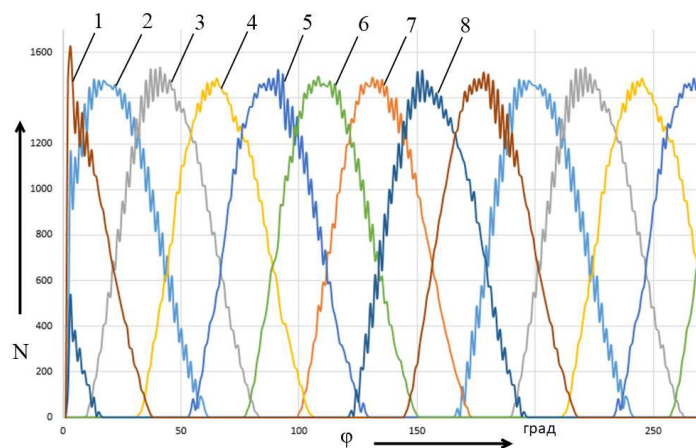
Рисунок 3. – Графическая зависимость кинематической погрешности эксцентриковой передачи от угла поворота входного вала

Результаты компьютерных исследований позволили установить следующее (см. рисунок 3):

- кинематическая погрешность при соосном расположении входного и выходного валов и при выходном моменте 10 кг·м не превышает угловой минуты (график 1);
- при параллельном расположении входного и выходного валов (график 4) и при выходном моменте 10 кг·м угловая погрешность составляет не более 30 угловых минут;
- значения кинематической погрешности при параллельном расположении входного и выходного валов и при нагрузках 10 кг·м, 1 кг·м и 0,1 кг·м составляют соответственно 30 угловых минут (график 4), 10 угловых минут (график 3) и до 8 угловых минут (график 2).

На основании полученных графических зависимостей можно сделать вывод, что при прочих равных условиях при соосном расположении входного и выходного валов кинематическая погрешность эксцентриковой передачи ниже, чем при параллельном расположении указанных валов.

Компьютерные исследования позволяют оценить величины нормальных сил, возникающих при контакте неподвижных роликов 4 и сателлита 5 эксцентриковой передачи с соосным расположением входного и выходного валов. Графические зависимости нормальных сил показаны на рисунке 4.

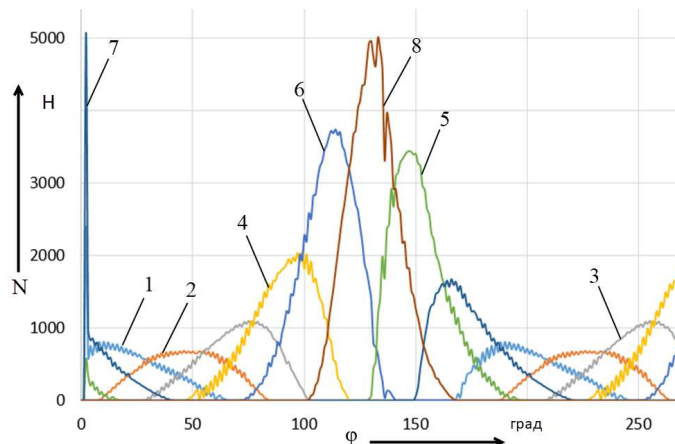


1 – первая контактная пара; 2 – вторая контактная пара; 3 – третья контактная пара; 4 – четвертая контактная пара; 5 – пятая контактная пара; 6 – шестая контактная пара; 7 – седьмая контактная пара; 8 – восьмая контактная пара

Рисунок 4. – Графическая зависимость значений нормальных сил взаимодействия неподвижных роликов и сателлита эксцентриковой передачи с соосным расположением входного и выходного валов от угла поворота входного вала при выходном моменте 10 кг·м

Как видно из графиков (см. рисунок 4), зависимости нормальных сил для каждого ролика одинаковы. Максимальное значение нормальных сил составляет 1500 Н.

Рассмотрим зависимости нормальных сил контакта, возникающих в эксцентриковой передаче с параллельным расположением входного и выходного валов (рисунок 5).



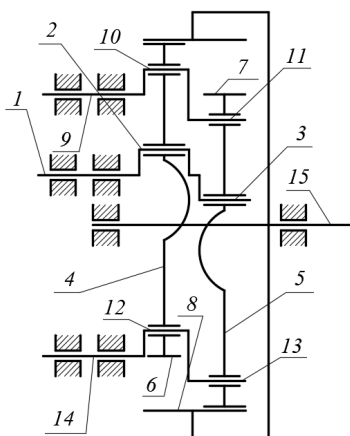
1 – первая контактная пара; 2 – вторая контактная пара; 3 – третья контактная пара; 4 – четвертая контактная пара; 5 – пятая контактная пара; 6 – шестая контактная пара; 7 – седьмая контактная пара; 8 – восьмая контактная пара

**Рисунок 5. – Графическая зависимость значений нормальных сил контакта для эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов от угла поворота входного вала при выходном моменте 10 кг·м**

Анализируя графические зависимости на рисунке 5, можно констатировать, что максимальные значения нормальных сил для эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов могут колебаться от 500 Н до 5 000 Н.

Одним из методов достижения более равномерного распределения нагрузки в эксцентриковой передаче с параллельным расположением входного и выходного валов является использование многопоточной схемы нагружения.

*Результаты испытаний компьютерной модели эксцентриковой передачи с параллельным расположением валов с двухпоточной схемой нагружения.* На рисунке 6 показана схема эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов и двумя потоками нагружения.



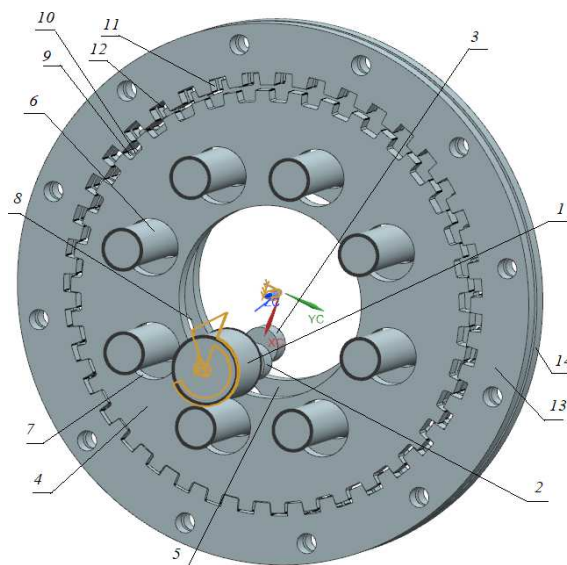
1 – входной вал; 2, 3 – эксцентрики; 4, 5 – сателлитные колеса; 6, 7 – наружные зубчатые венцы сателлитов; 8 – центральное колесо; 9, 14 – оси дополнительных эксцентриков; 10–13 – дополнительные эксцентрики

**Рисунок 6. – Схема эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов и двумя потоками нагружения**

На входном валу 1 закреплены в противофазе эксцентрики 2 и 3, на которых размещены, соответственно, сателлиты 4 и 5. Сателлиты 4 и 5 совершают поступательные движения благодаря наличию дополнительных эксцентриков 10 и 11 и дополнительных эксцентриков 12 и 13, размещенных на осях 9 и 14. Сателлитные колеса 4 и 5 имеют наружные зубья 6 и 7, взаимодействующие с внутренними зубьями 8 центрального колеса, жестко связанного с выходным валом 15.

Для проведения исследований была разработана компьютерная модель эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов и двухпоточной схемой нагружения (рисунок 7).

На входном валу 1 жестко расположены в противофазе эксцентрики 2 и 3, на которых посредством вращательных пар установлены сателлитные колеса 4 и 5 соответственно. На сателлитных колесах 4 и 5 имеются отверстия 7 и 8, в которые вставлены восемь неподвижных осей 6. Сателлитные колеса 4 и 5, благодаря наличию основных эксцентриков 2 и 3 и осей 6, размещенных в отверстиях 7 и 8, совершают в противофазе поступательные движения. Наружные зубья 9 и 10 взаимодействуют с внутренними зубьями 11 и 12 центральных колес 13 и 14, приводя их во вращательное движение.

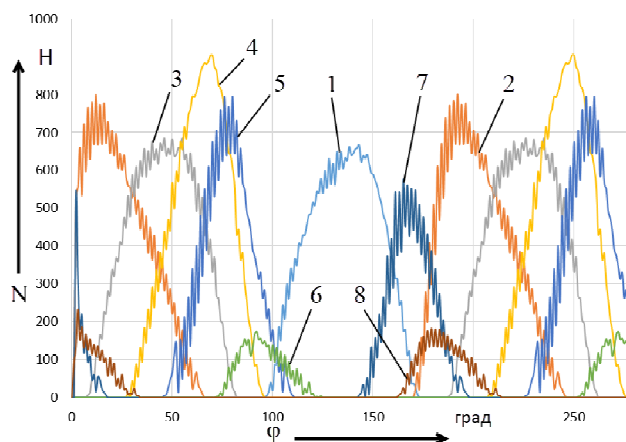


1 – входной вал; 2, 3 – эксцентрики; 4, 5 – сателлитные колеса; 6 – неподвижная ось; 7, 8 – отверстия в сателлитах; 9, 10 – зубья сателлита; 11, 12 – зубья центральных колес; 13, 14 – центральные колеса

Рисунок 7. – Вид компьютерной модели эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов и двухпоточной схемой нагружения

Компьютерные исследования модели (см. рисунок 7) позволяют оценить значения нормальных сил в контакте неподвижных роликов 6 и отверстий 7 и 8 сателлитных колес 4 и 5.

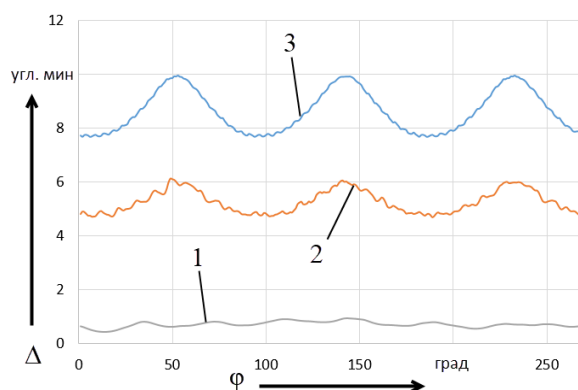
На основании графических зависимостей, показанных на рисунке 8, можно сделать вывод, что максимальные значения нормальных сил колеблются в пределах от 600 до 900 Н, что значительно меньше по сравнению с однопоточной схемой нагружения.



1 – первая контактная пара; 2 – вторая контактная пара; 3 – третья контактная пара; 4 – четвертая контактная пара; 5 – пятая контактная пара; 6 – шестая контактная пара; 7 – седьмая контактная пара; 8 – восьмая контактная пара

Рисунок 8. – Графическая зависимость значений нормальных сил, возникающих при контакте неподвижных роликов и сателлитных колес эксцентриковой передачи с двухпоточной схемой нагружения от угла поворота входного вала при выходном моменте 10 кг·м

На рисунке 9 представлены графические зависимости кинематической погрешности эксцентриковой передачи с двухпоточной схемой нагружения от угла поворота входного вала при нагрузках на выходном валу 0,1 Н·м, 1 Н·м и 10 Н·м.



1 – при выходном моменте 0,1 кг·м; 2 – при выходном моменте 1 кг·м;  
3 – при выходном моменте 10 кг·м

**Рисунок 9. – Кинематическая погрешность эксцентриковой передачи с двухпоточной схемой нагружения и параллельным расположением входного и выходного валов**

Анализ графических зависимостей на рисунке 9 приводит к выводу, что при нагрузках на выходном валу 0,1 Н·м, 1 Н·м и 10 Н·м кинематическая погрешность составляет 0,5, 1,5 и 2,3 угловых минуты соответственно, что значительно меньше по сравнению с однопоточной схемой нагружения.

**Заключение.** Согласно результатам компьютерных исследований кинематическая погрешность эксцентриковой передачи с соосным расположением входного и выходного валов при прочих равных условиях значительно ниже, чем кинематическая погрешность в случае параллельного расположения входного и выходного валов. То же можно утверждать и касательно сил контакта звеньев. Причем указанные силы при параллельном расположении входного и выходного валов изменяются для разных пар контакта неодинаково.

Одним из методов достижения более равномерного распределения нагрузки и снижения кинематической погрешности является использование многопоточной схемы нагружения. По результатам компьютерных исследований многопоточного варианта эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов установлено, что максимальные значения нормальных контактных сил примерно в 5 раз, а кинематическая погрешность примерно в 12 раз ниже по сравнению с однопоточной схемой при нагрузке на выходном валу 10 Н·м.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Шанников, В.М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. – М.: Машгиз, 1948. – 172 с.
2. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения / П.Н. Громыко, Д.М. Макаревич, Л.Г. Доконов и др.; под общ. ред. П.Н. Громыко. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2013. – 270 с.
3. Разработка компьютерной модели для оценки основных показателей эксцентриковых передач с параллельным расположением входного и выходного валов / П.Н. Громыко, Д.М. Макаревич, С.Н. Хатетовский и др. // Транспорт. машиностроение. – 2022. – № 8(8). – С. 13–21.
4. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач / П.Н. Громыко, А.А. Жолобов, С.Н. Хатетовский и др.; под общ.ред. П.Н. Громыко. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с.

#### REFERENCES

1. Shannikov, V.M. (1948). *Planetarnye reduktory s vnestsentroidnym zatsepleniem*. Moscow: Mashgiz. (In Russ.)
2. Gromyko, P.N., Makarevich, D.M., Dokonov, L.G., Makarevich, S.D., Goncharov, P.S. & Trusov, I.V. (2013). *Pretsessionnyye redutsiruyushchie mekhanizmy dlya privodnykh ustroystv razlichnogo naznacheniya*. Mogilev: Belorussko-Rossiiskii Universitet. (In Russ.)
3. Gromyko, P.N., Makarevich, D.M., Khatetovskii, S.N. & Makarevich, A.S. (2022). *Razrabotka komp'yuternoĭ modeli dlya otsenki osnovnykh pokazatelei eksentrikovykh peredach s parallel'nym raspolozheniem vkhodnogo i vykhodnogo valov* [Development of a computer model for assessing the main indicators of eccentric gears with a parallel arrangement of input and output shafts]. *Transportnoe mashinostroenie [Transport engineering]*, 8(8), 13–21. (In Russ., abstr. in Engl.)
4. Gromyko, P.N., Zholobov, A.A., Khatetovskii, S.N. & Galyuzhin, D.S. (2007). *Komp'yuternoe modelirovanie planetarnykh pretsessionnykh peredach*. Mogilev: Belorussko-Rossiiskii Universitet. (In Russ.)

Поступила 05.01.2024



**REDUCING THE KINEMATIC ERROR OF AN ECCENTRIC TRANSMISSION  
WITH A PARALLEL LOCATION OF INPUT AND OUTPUT SHAFT  
AS A RESULT OF THE APPLICATION OF A DOUBLE-FLOW LOADING SCHEME**

**P. GROMYKO, S. KHATETOVSKY, I. TRUSOV**  
(Belarusian-Russian University, Mogilev)

*The article presents kinematic diagrams and computer analysis of three types of eccentric transmission schemes. The graphical dependences of the kinematic error of the eccentric transmission are presented for the coaxial and parallel arrangement of the input and output shafts in two single-flow loading schemes. Computer analysis of an eccentric transmission with single-flow loading schemes showed that the kinematic error with the coaxial arrangement of the input and output shafts is 30 times lower than with the parallel arrangement of these shafts. In order to reduce the kinematic error of an eccentric transmission with a parallel arrangement of input and output shafts, a two-flow loading scheme was proposed. It has been established that the use of a double-flow loading scheme makes it possible to reduce the kinematic error by 12 times compared to a single-flow loading scheme with a load on the output shaft of 10 N·m.*

*It is planned to use the design of an eccentric transmission with a parallel arrangement of input and output shafts with several power flows when designing various types of gearboxes for cultivators.*

**Keywords:** *eccentric gear with a coaxial arrangement of the input and output shafts, eccentric gear with a parallel arrangement of the input and output shafts, satellite, central wheel, computer model of the eccentric gear, two-flow loading scheme, kinematic error of the output shaft.*