УДК 621.833

П.Н. Громыко, И.В. Трусов, С.Н. Хатетовский
Межгосударственное образовательное
учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»
г. Могилев, Республика Беларусь
E-mail: grom_7@tut.by
Дата поступления 17.05.2024

ПОВЫШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПЕРЕДАЧ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ТИПА С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КОНФИГУРАЦИЕЙ ИХ ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ ВАЛОВ ПУТЕМ ЗАМЕНЫ В КОНТАКТИРУЮЩИХ ПАРАХ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ТРЕНИЕ КАЧЕНИЯ

Аннотация

В данной работе предложено заменить цилиндрические мотор-редукторы с параллельной конфигурацией их входного и выходного валов на редуктор с эксцентриковым зацеплением, имеющим в 1,5-2 раза меньшие габаритные размеры. Приведены графические зависимости отклонения угла поворота выходного вала и коэффициента полезного действия от углового перемещения выходного вала, полученные на основе трехмерного твердотельного моделирования передачи в САПР. Сделан вывод в результате сравнительного анализа показателей двух эксцентриковых передач: замена в контактирующих парах трения скольжения на трение качения позволяет увеличить кинематическую точность и повысить КПД передачи и, таким образом, цилиндрический мотор-редуктор, состоящий из более двух ступеней для обеспечения большого передаточного отношения и имеющего увеличенные массогабаритные показатели может быть заменен на малогабаритный мотор-редуктор эксцентрикового типа с параллельной конфигурацией его валов, имеющий аналогичные передаточное отношение, кинематическую точность и коэффициент полезного действия.

Ключевые слова: многопоточная эксцентриковая передача, мотор-редуктор, параллельные валы.

Введение

Известны многоступенчатые цилиндрические мотор-редукторы с параллельными валами. Это самый распространенный и используемый мотор-редуктор, легкий в монтаже и очень надежный в эксплуатации. Применяется широко в различных областях: конвейерное, грузоподъемное, транспортировочное оборудование, установки для перемешивания, валовое оборудование, измельчители, экструдеры и т.д. Главной особенностью и достоинством мотор-редукторов такого типа является высокий КПД и, как следствие, незначительное выделение тепла. Поэтому такие мотор-редукторы применимы для работ крупногабаритного промышленного оборудования без установки дополнительной системы охлаждения. В мотор-редукторах этого типа используется прецизионная обработка зубчатых валов, которая гарантирует высокую точность, прочность, одновременно с повышенной плавностью хода [1].

Однако основным недостатком указанных выше мотор-редукторов являются большие габаритные размеры, что приводит не только к созданию крупногабаритных приводных устройств, но и к увеличению себестоимости их изготовления.

Трёхпоточная схема нагружения передачи эксцентрикового типа с параллельной конфигурацией входного и выходного валов с использованием трения скольжения в контакте между цевками и сателлитами позволяет получить малогабаритную конструкцию приводного устройства [2]. Однако показатели мотор-редукторов с эксцентриковой передачей несколько ниже, чем показатели применяемых в настоящее

время в промышленности многоступенчатых цилиндрических мотор-редукторов с параллельными валами. Поэтому было предложено поменять узлы трения скольжения в контакте между цевками и сателлитами на узлы трения качения и тем самым повысить кинематическую точность вращения входного вала и КПД.

Основная часть

Рассмотрим трёхпоточную структурную схему передачи эксцентрикового типа с параллельной конфигурацией входного и выходного валов, показанную на рисунке 1.

Передача эксцентрикового типа состоит из входного вала 1, закрепленного в неподвижных подшипниковых опорах, на котором жестко зафиксированы эксцентриковые кривошипы 2-4, расположенные со равномерным смещением относительно друг друга вокруг оси входного вала. На кривошипах расположены сателлиты 5-7 при помощи цилиндрических шарниров (рисунок 1). Вследствие контакта неподвижной цевки 8 с центральными отверстиями 9-11 сателлитов 5-7, последние могут совершать поступательное движение. Зубчатые венцы, расположенные на наружной поверхности сателлитов 5-7, одновременно контактируют со сборным зубчатым венцом центрального колеса 12, расположенным на его внутренней поверхности. Выходной вал 13 получает вращение от связанного с ним центрального колеса 12.

Передаточное отношение предлагаемой передачи эксцентрикового типа можно рассчитать по следующей формуле:

$$u = \frac{z_{12}}{z_{12} - z_5}, \qquad (1)$$

где z_5 - число зубьев сателлита 5, z_{12} - число зубьев центрального колеса 12.

Для оценки кинематической погрешности и КПД данной передачи была создана ее компьютерная модель, и с помощью моделирования в САПР по методике, рассмотренной в [3], получены следующие результаты: зависимость отклонения действительного угла поворота выходного звена от его расчетного значения отражена на рисунке 2, а на рисунке 3 показано изменение коэффициента полезного действия передачи от угла поворота входного звена трёхпоточной передачи эксцентрикового типа с параллельной конфигурацией входного и выходного валов при эффективной нагрузке на выходном валу 200 Н·м.

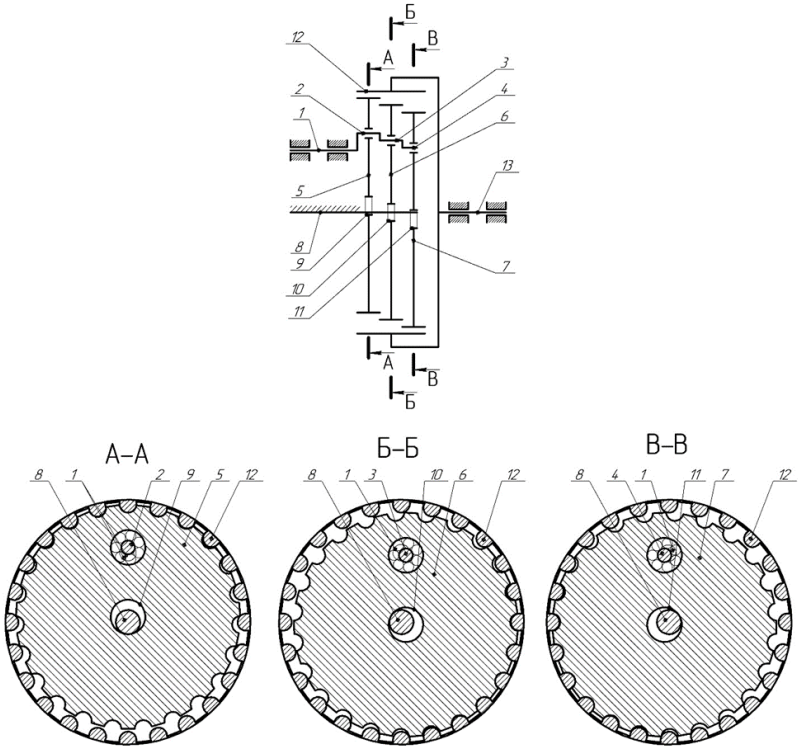

Рисунок 1. Трёхпоточная передача эксцентрикового типа с неподвижной цевкой

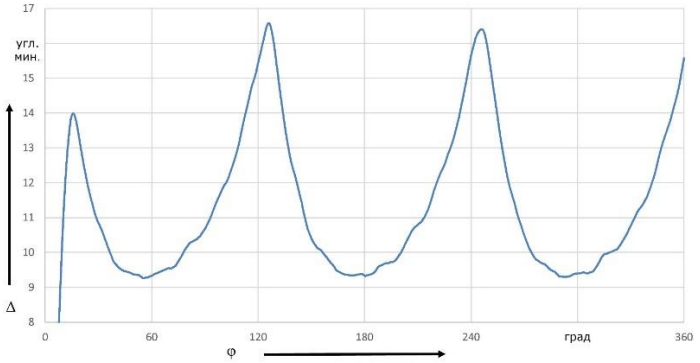

Рисунок 2. Зависимость отклонения действительного угла поворота выходного звена от его расчетного значения трёхпоточной передачи эксцентрикового типа с неподвижной цевкой

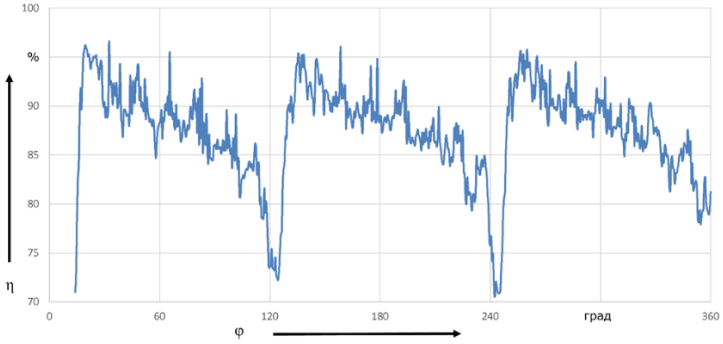

Рисунок 3. Зависимость коэффициента полезного действия трёхпоточной передачи эксцентрикового типа с неподвижной цевкой от угла поворота входного звена

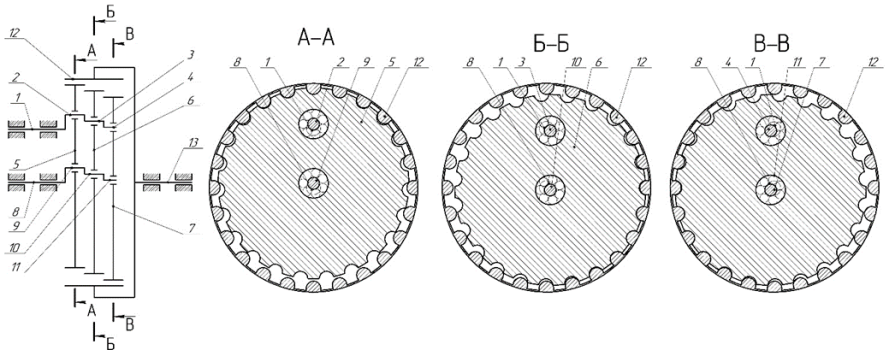

Рисунок 4. Трёхпоточная передача эксцентрикового типа с дополнительными кривошипами

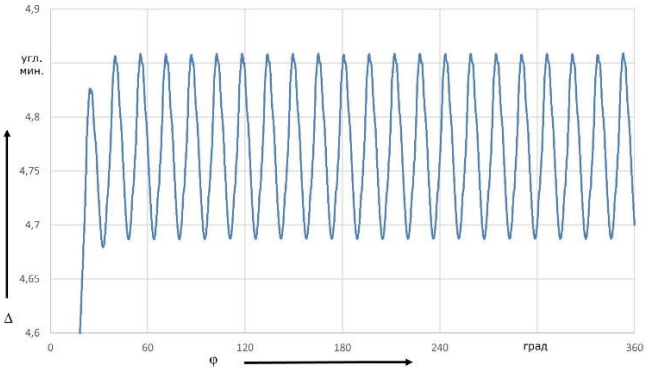

Рисунок 5. Зависимость отклонения действительного угла поворота выходного звена от его расчетного значения трёхпоточной передачи эксцентрикового типа с дополнительными кривошипами

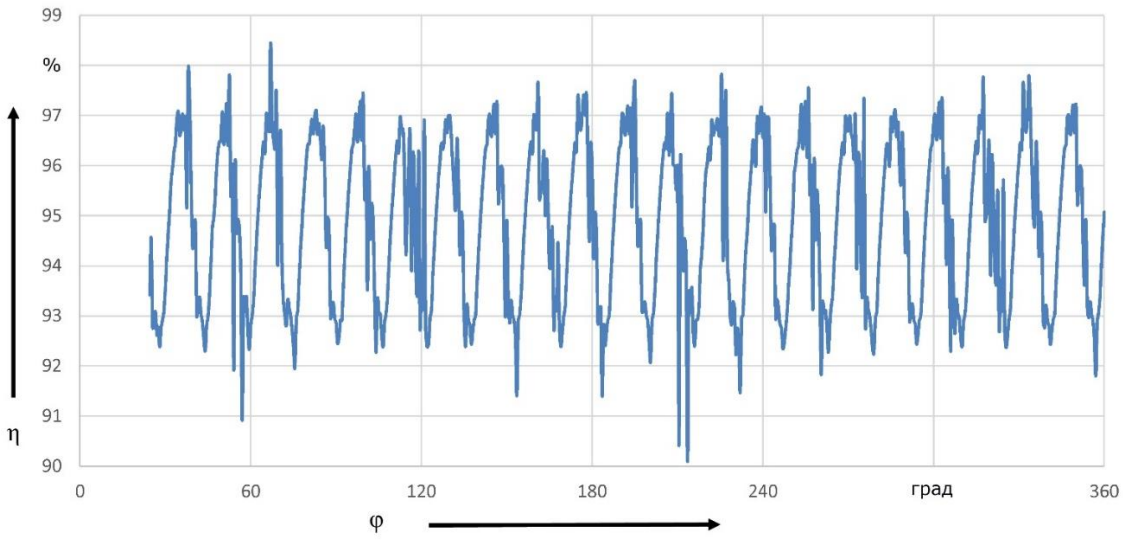

Рисунок 6. Зависимость коэффициента полезного действия трёхпоточной передачи эксцентрикового типа с дополнительными кривошипами от угла вращения входного вала

Оценка графиков, представленных на рисунках 2 и 3, позволяет утверждать, что отклонение действительного угла поворота выходного звена от его расчетного значения не превышает 7,3 угловых минут за поворот входного звена, а коэффициент полезного действия колеблется в пределах от 70 до 95%. Причем наблюдается выраженная цикличность, зависящая от количества потоков передачи.

Как было рассмотрено ранее в [4], для придания сателлиту поступательного движения в конструкцию передачи эксцентрикового типа с параллельной конфигурацией ее входного и выходного валов требуется добавить еще один вал с кривошипами, аналогично входному валу 1 (рисунок 1).

Для реализации поступательного движения была предложена еще одна трёхпоточная схема нагружения передачи эксцентрикового типа с параллельной конфигурацией входного и выходного валов, в которой произведена замена неподвижной цевки (позиция 8 на рисунке 1) на дополнительный вал 8 с тремя эксцентриковыми кривошипами 9-11 (рисунок 4).

Исследование компьютерной модели трёхпоточной передачи эксцентрикового типа с дополнительными кривошипами представлено аналогичными зависимостями отклонения действительного угла поворота выходного звена от его расчетного значения и коэффициента полезного действия передачи от угла поворота входного звена трёхпоточной передачи эксцентрикового типа, как и для передачи с неподвижной цевкой, которые отображены на рисунках 5 и 6 соответственно

Сравнительный анализ представленных на рисунках 5 и 6 зависимостей с полученными ранее результатами показал, что отклонение действительного угла поворота выходного звена от его расчетного значения трёхпоточной передачи эксцентрикового типа с дополнительными кривошипами значительно ниже, чем у подобной передачи с неподвижной цевкой и ограничивается 0,2 угловыми минутами, а отклонение коэффициента полезного действия зацепления также уменьшилось и колеблется в пределах от 90 до 98%.

Заключение

С целью уменьшения массогабаритных показателей с сохранением передаточного отношения цилиндрического редуктора привода без жестких требований к кинематической точности возможно применение эксцентриковой передачи с неподвижной цевкой и параллельной конфигурацией входного и выходного валов с трёхпоточной схемой нагружения.

Замена в конструкции эксцентриковой передачи неподвижной цевки на дополнительный вал с тремя эксцентриковыми кривошипами позволяет значительно уменьшить отклонение действительного

угла поворота выходного звена от его расчетного значения (в 35 раз), а КПД передачи повысить на 20%.

Библиографический список

1. Цилиндрические мотор-редукторы с параллельными валами // Каталог цилиндрических мотор-редукторов ООО "Приводные технологии". URL: https://tech-privod.com/index.pl?act=SECTION&section=cilindricheskie+motor-reduktory+s+parallelwnymi+valami. – (дата обращения: 06.05.2024).
2. Громыко П.Н., Хатетовский С.Н., Макацария Д.Ю. Совершенствование механизма передачи движения на выходное звено в эксцентриковых передачах типа K-H-V // Горная механика и машиностроение. – 2021. – № 2. – С. 27-33. – EDN HAREYS.
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, А.С. Макаревич // Транспортное машиностроение. 2022. № 8(8). С. 13-21. – DOI 10.30987/2782-5957-2022-8-13-21.
4. Обеспечение поступательного движения сателлита при работе эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов / П.Н. Громыко, С.Н. Хатетовский, Д.Ю. Макацария, А.С. Макаревич // Вестник Барановичского государственного университета. Серия: Технические науки. – 2022. № 1(11). – С. 4-13.
5. Пат. 12380 РБ, МПК F 16 H 1/32. Планетарная эксцентриковая передача / П.Н. Громыко, С.Д. Макаревич, А.С. Макаревич; заявитель и патентообладатель Белорусско-Российский университет. № u20190289; заявл. 15.11.19; опубл. 30.08.2020, Бюлл. No 4 –12 с.

Information about the paper in English

P.N. Gromyko, I.V. Trusov, S.N. Khatetovsky
Belarusian-Russian University
Mogilev, Republic of Belarus
E-mail: grom_7@tut.by

Receipt date: May 17, 2024

INCREASING THE PERFORMANCE OF ECCENTRIC-TYPE TRANSMISSIONS WITH A PARALLEL CONFIGURATION OF THEIR INPUT AND OUTPUT SHAFT BY REPLACING SLIDING FRICTION IN CONTACTING PAIRS WITH ROLLING FRICTION

Abstract

In this work, it is proposed to replace helical gearmotors with a parallel configuration of their input and output shafts with a gearbox with an eccentric engagement, which has 1.5-2 times smaller overall dimensions. The graphical dependences of the deviation of the angle of rotation of the output shaft and the coefficient of efficiency on the angular displacement of the output shaft, obtained on the basis of three-dimensional solid modeling of the transmission in CAD, are presented. A conclusion was drawn as a result of a comparative analysis of the performance of two eccentric gears: replacing sliding friction in contacting pairs with rolling friction makes it possible to increase kinematic accuracy and increase transmission efficiency and, thus, a helical gearmotor, consisting of more than two stages to provide a large gear ratio and having increased weight and size indicators can be replaced with a small-sized eccentric-type gearmotor with a parallel configuration of its shafts, which has a similar gear ratio, kinematic accuracy and efficiency.

Keywords: multi-thread eccentric transmission, gear motor, parallel shafts.