

МАШИНОСТРОЕНИЕ

DOI: 10.24412/2077-8481-2026-3-5-13

УДК 621.833

П. Н. ГРОМЫКО, д-р техн. наук, проф.

И. В. ТРУСОВ, канд. техн. наук, доц.

Д. М. МАКАРЕВИЧ, канд. техн. наук, доц.

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

КОМПЬЮТЕРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКСЦЕНТРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ТРЕМЯ ПОТОКАМИ МОЩНОСТИ ПРИ УВЕЛИЧЕННОМ РАССТОЯНИИ МЕЖДУ ОСЯМИ ВХОДНОГО И ВЫХОДНОГО ВАЛОВ

Аннотация

Представлена конструкция эксцентриковой передачи с параллельными валами, объединяющая ремennую и эксцентриковую передачи. Устройство обеспечивает передаточное отношение 18 при межосевом расстоянии 500 мм, что недостижимо для классических одноступенчатых ремennых передач. Для уравнивания системы на входном валу установлены три эксцентрика со смещением 120° , движение передаётся тремя ремнями. С помощью компьютерного моделирования в Siemens NX получены следующие характеристики: кинематическая погрешность выходного вала не превышает 0,5 угл. мин, средний КПД зацепления – 91,07 %, нормальные силы в контакте при моменте $100 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – до 900 Н. Предложенная передача сочетает высокое передаточное отношение с показателями точности и КПД, сопоставимыми с традиционными передачами.

Ключевые слова:

эксцентриковая передача, ремennая передача, компьютерное моделирование, три потока мощности, увеличенное межосевое расстояние.

Для цитирования:

Громыко, П. Н. Компьютерные исследования эксцентриковой передачи с тремя потоками мощности при увеличенном расстоянии между осями входного и выходного валов / П. Н. Громыко, И. В. Трусов, Д. М. Макаревич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2026. – № 3 (92). – С. 5–13.

Введение

В современном машиностроении широкое распространение получили ремennые и цепные передачи, у которых оси входного и выходного валов расположены параллельно. Такие технические решения позволяют эффективно передавать вращательное движение при значительно увеличенном расстоянии между указанными валами [1, 2]. Вышеобозначенные передачи обладают рядом преимуществ, включая относительную простоту конструкции, бесшумность ра-

боты (для ремennых передач) и возможность использования в широком диапазоне нагрузок. Однако, как известно, повысить вращающий момент на выходном валу возможно главным образом за счет увеличения передаточного отношения.

При этом важно отметить, что при трансформации вращения на одной ступени традиционных ремennых или цепных передач передаточное отношение, как правило, не превышает значения 10. Данное ограничение обусловлено кинематическими особенностями работы

ремня или цепи, а также условиями сцепления с приводными шкивами или звездочками. Для дальнейшего увеличения выходного крутящего момента на практике часто используют многоступенчатые ременные и цепные передачи. Тем не менее такой подход приводит к ряду конструктивных недостатков: привод становится крупногабаритным, существенно увеличивается его масса, а также возрастает количество используемых элементов (шкивов, ремней, валов, подшипников), что снижает общую надежность системы и усложняет ее обслуживание.

С целью преодоления указанных ограничений, а именно для обеспечения возможности передачи крутящего момента на значительном межосевом расстоянии при передаточном отношении редуцирующего механизма более 15, было предложено оригинальное конструктивное решение – совместить в одной конструкции ременную передачу с одноступенчатой эксцентриковой передачей. Такое сочетание позволяет использовать преимущества обоих типов механизмов: гибкость ременной передачи при работе на больших расстояниях и высокий передаточный коэффициент эксцентрикового зацепления при компактности последнего.

Для проверки работоспособности и оценки технических характеристик прототипа предложенной конструкции эксцентриковой передачи были проведены ее компьютерные исследования. Данные исследования включали в себя два основных этапа: кинематический анализ, позволивший изучить характер движения звеньев, и динамический анализ, направленный на определение сил и моментов, действующих в элементах механизма. Моделирование выполнялось для механизма, представленного в виде сборки твердотельных моделей всех основных деталей, что обеспечивает высокую точность расчетов и адекватное приближение к реальным физическим условиям работы.

Ключевым преимуществом метода компьютерного моделирования в применении к эксцентриковым передачам является возможность учета многопарности зацепления. Иными словами, расчет может одновременно учитывать взаимодействие нескольких контактирующих пар зубьев, что принципиально важно при анализе распределения нагрузок и кинематической точности [3, 4]. Полученные в ходе моделирования данные позволили количественно оценить следующие ключевые зависимости: кинематическую погрешность выходного вала как функцию от угла поворота входного звена, коэффициент полезного действия (КПД) эксцентрикового зацепления, а также нормальные силы, возникающие в зонах контакта зубьев при работе передачи. Эти параметры являются определяющими для оценки качества и эффективности предложенного технического решения.

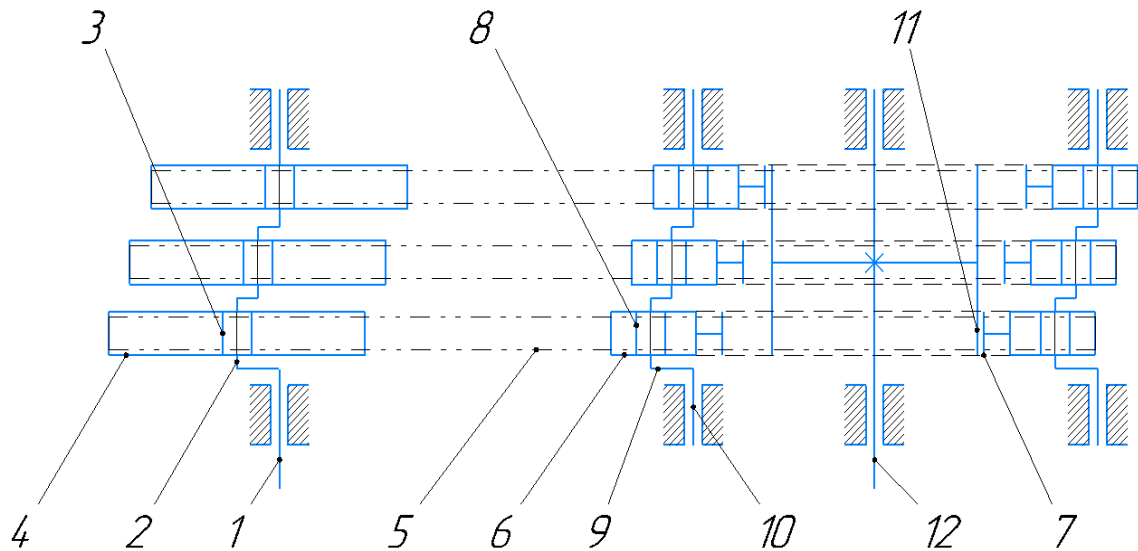
Далее рассматривается компьютерная модель эксцентриковой передачи [5], которая имеет передаточное отношение, равное 18, и реализует межосевое расстояние между входным и выходным валами, составляющее 500 мм. Для повышения плавности хода, уравнивания системы и снижения динамических нагрузок на входном валу установлены три эксцентрика, расположенные относительно друг друга с равномерным угловым смещением, составляющим 120° . Такое конструктивное решение обеспечивает равномерную нагрузку на подшипники и ременную передачу. Для обеспечения передачи движения между входным и выходным валами в конструкции используются три ремня, каждый из которых связывает соответствующий входной шкив ведущего вала с одним из сателлитов. Такая схема позволяет синхронизировать движение трех сателлитов и обеспечить требуемое редуцирование вращения при заданном межосевом расстоянии.

Основная часть

На рис. 1, *а* представлена кинематическая схема, а на рис. 1, *б* – компьютерная модель эксцентриковой передачи

с параллельным расположением входного и выходного валов и тремя потоками мощности.

а)



б)

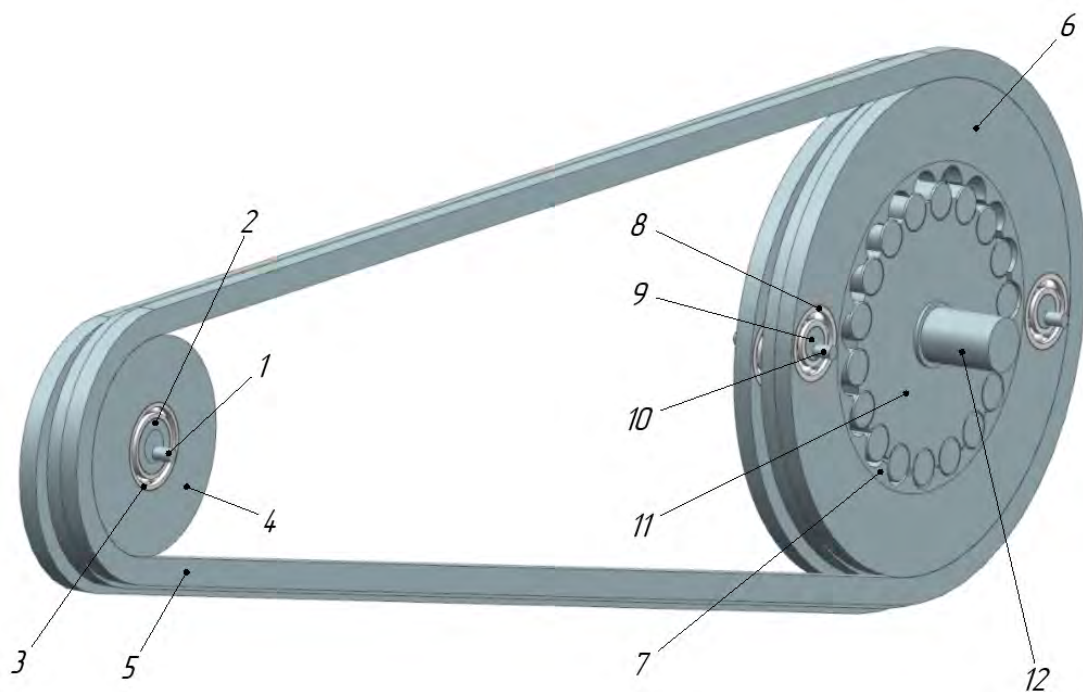


Рис. 1. Эксцентриковая передача с тремя потоками мощности и параллельным расположением входного и выходного валов: *а* – кинематическая схема; *б* – компьютерная модель; 1 – входной вал; 2 – тройной эксцентрик; 3 – подшипник на эксцентрик; 4 – шкив; 5 – ремень; 6 – спутник; 7 – внутренний зубчатый венец спутника; 8 – подшипник спутника; 9 – эксцентрик спутника; 10 – дополнительный вал спутника; 11 – центральное колесо; 12 – выходной вал

Представленная эксцентриковая передача имеет три одинаковых узла (рис. 2), состоящие из вала 1, на котором посажены три эксцентрика 2, расположенные относительно друг друга с угловым смещением, равным 120° . На наруж-

ных поверхностях каждого из эксцентриков расположены подшипники 3 или 8 (см. рис. 1). Такую конструкцию имеет входной вал, а также два дополнительных вала, которые позволяют сателлитам совершать поступательное движение [6].

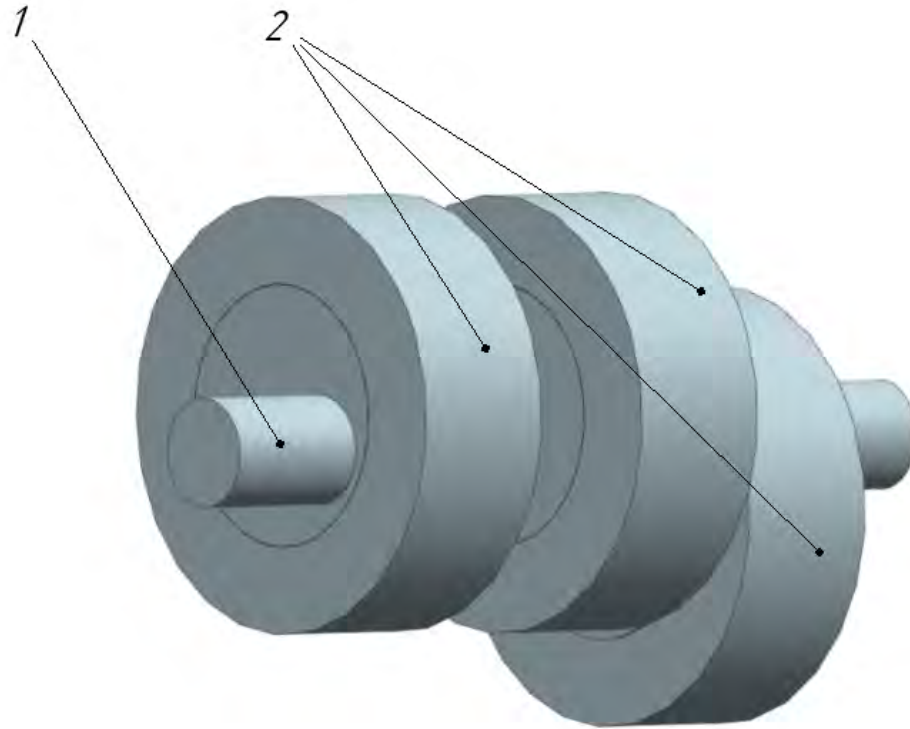


Рис. 2. Узел эксцентриковой передачи: 1 – входной вал; 2 – тройной эксцентрик со смещением на 120°

На наружных обоях подшипников 3 (см. рис. 1) посажены три входных шкива 4. Для передачи движения между входным и выходным звеньями используются три ремня 5, которые посажены на пары входной шкив 4 – выходной сателлит 6. Следует отметить особенность передачи движения ремнями: они не преобразуют вращательное движение шкива во вращательное движение сателлита, а совместно со шкивами 4 и сателлитами 6 совершают поступательное движение. Сателлитам поступательное движение позволяют совершать два дополнительных вала 10, имеющие эксцентрики 9 с подшипниками 8. Для обеспечения поступатель-

ного движения сателлитам дополнительные валы 10 должны вращаться синхронно с входным валом 1.

На рис. 3 показана схема взаимодействия элементов эксцентриковой передачи. Каждый из сателлитов 2 имеет внутренние зубчатые венцы, входящие в зацепление с наружным зубчатым венцом, состоящим из цилиндрических роликов, ведомого колеса 6, которое крепится на выходном валу 7. Для обеспечения максимального передаточного отношения передачи разница зубьев сателлитов и центрального колеса равна 1.

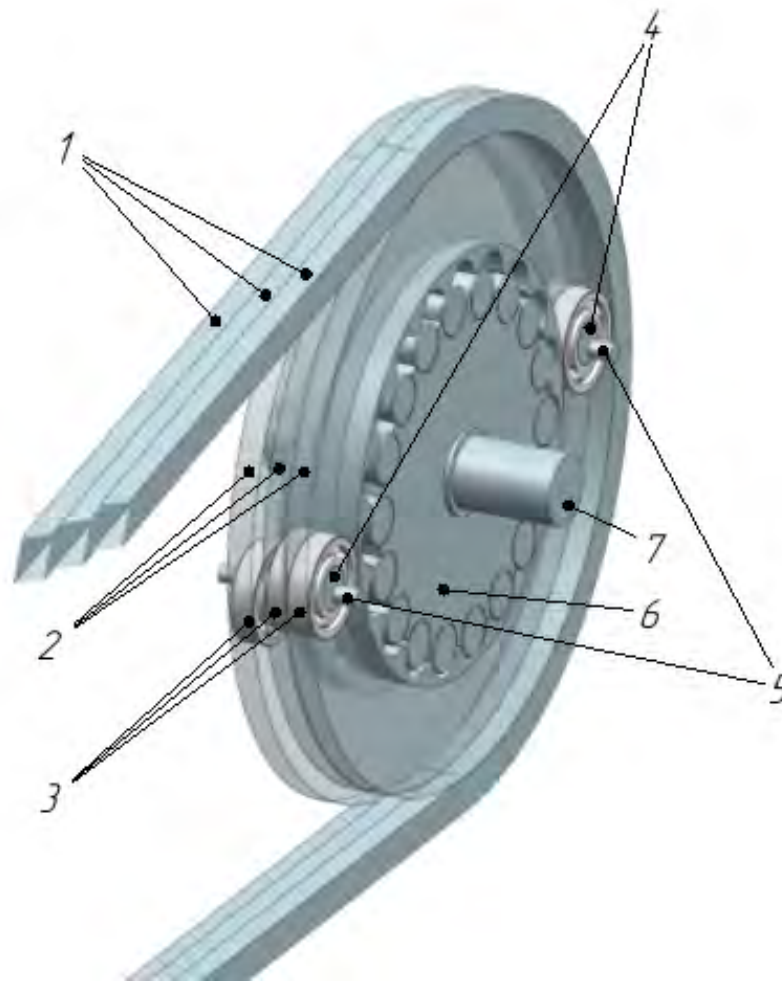


Рис. 3. Схема взаимодействия элементов эксцентриковой передачи: 1 – ремень; 2 – сателлит; 3 – подшипник сателлита; 4 – эксцентрик сателлита; 5 – дополнительный вал сателлита; 6 – центральное колесо; 7 – выходной вал

Передаточное отношение предлагаемой эксцентриковой передачи определяется согласно следующей зависимости [7]:

$$u = -\frac{z_{11}}{z_6 - z_{11}}, \quad (1)$$

где z_{11} – число зубьев роликов ведомого колеса; z_6 – число внутренних зубьев центрального колеса.

Таким образом, передаточное отношение эксцентриковой передачи, учитывая то, что $z_{11}=18$, $z_6=19$, будет $u = -18$.

Используя компьютерную модель эксцентриковой передачи, представленную на рис. 2, в САПР Siemens NX по методике, рассмотренной в [8–12], была проведена проверка работоспособности передачи под нагрузкой. В результате обработки полученных при моделировании данных были построены зависимости погрешности угла поворота выходного вала (рис. 4), КПД зацепления (рис. 5), а также значения нормальных сил в зацеплении эксцентриковой передачи (рис. 6) от угла поворота входного вала.

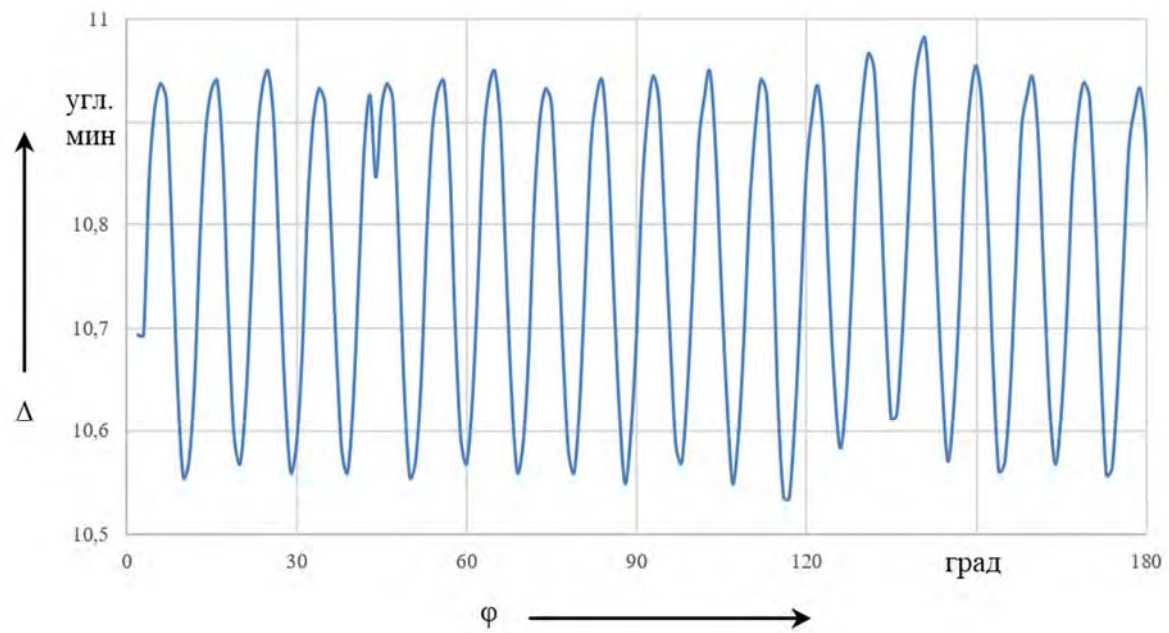


Рис. 4. Графическая зависимость кинематической погрешности трёхпоточной эксцентриковой передачи от угла поворота входного вала

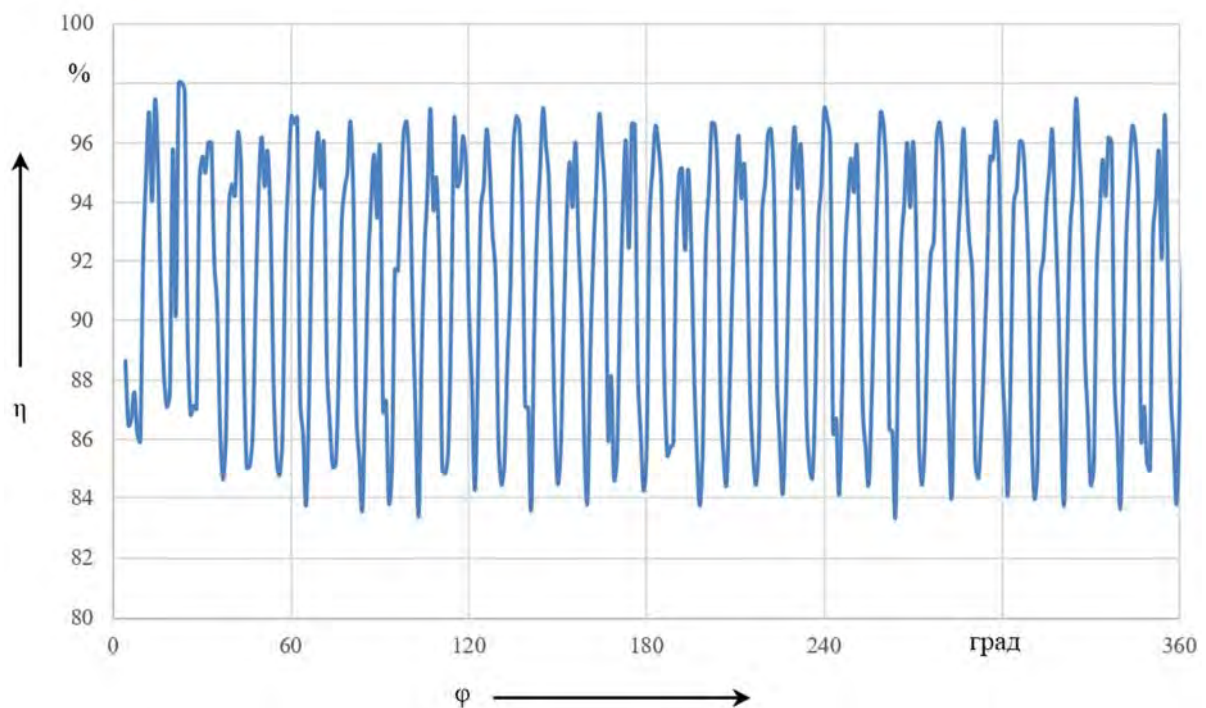


Рис. 5. Графическая зависимость коэффициента полезного действия трёхпоточной эксцентриковой передачи от угла поворота входного вала

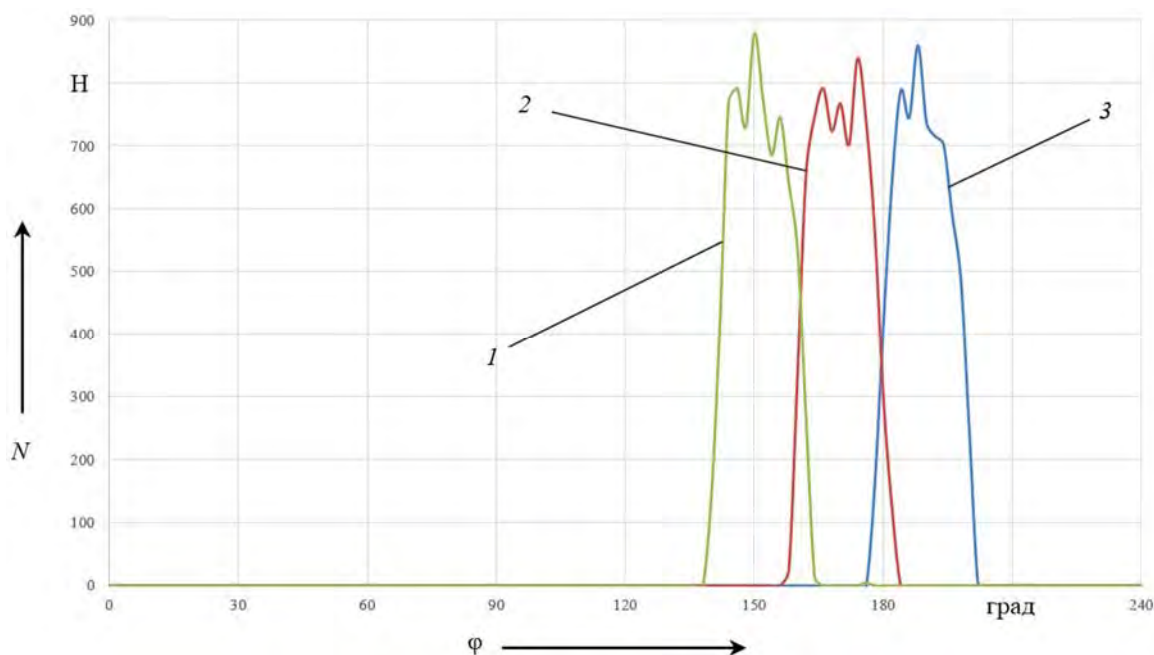


Рис. 6. Графическая зависимость внутренних нормальных сил N в контакте пары зубчатый венец сателлита – центральное колесо от угла поворота входного вала: 1 – зуб 1 центрального колеса; 2 – зуб 2 центрального колеса; 3 – зуб 3 центрального колеса

Анализ графических зависимостей, представленных на рис. 4–6, позволяет сделать следующие выводы:

- кинематическая погрешность вращения выходного вала от угла поворота входного вала составляет не более 0,5 угл. мин;

- коэффициент полезного действия эксцентриковой передачи колеблется в пределах 83 %...98 %. Среднее значение составляет 91 %. Причем наблюдается выраженная цикличность, зависящая от количества потоков передачи;

- величина нормальных сил N в зацеплении сателлит – центральное колесо не превышает 900 Н при значении крутящего момента на выходном валу $M = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Заключение

Результаты компьютерных исследований эксцентриковой передачи с тремя потоками мощности при увеличенном расстоянии между осями вход-

ного и выходного валов с использованием трех ремней показали, что при выходном моменте, равном 100 Н·м, и передаточном отношении передачи 18 кинематическая погрешность вращения выходного вала не превышает значение 0,5 угл. мин, среднее арифметическое значение КПД составляет 91,07 %, а нормальные значения в зацеплении не превышают значения более 900 Н.

Таким образом, установлено, что эксплуатационные показатели эксцентриковой передачи по кинематической точности вращения выходного звена, КПД зацепления, а также уровня значений нормальных сил в контакте зубчатых венцов не хуже по сравнению с эксплуатационными показателями ременной и цепной передач. Но при этом эксцентриковая передача позволяет увеличить значение момента силы на выходном звене за счет увеличения передаточного отношения до 18.

Следует отметить, что равное количество дополнительных потоков мощ-

ности при многопоточной схеме нагружения на входном валу дополнительно гарантирует уравнивание вращающихся звеньев и правильное перераспределение силовых потоков мощности.

Таким образом, с учетом многообразия приводных устройств немало-

важным является расширение ассортимента общемашиностроительных редуцирующих механизмов, способных удовлетворять широкому выбору компоновочных схем и эксплуатационных показателей, за счет использования изделий, имеющих конструкцию предлагаемого типа.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Скойбеда, А. Т.** Ременные передачи / А. Т. Скойбеда, А. Н. Никончук. – Мн. : Навука і тэхніка, 1995. – 383 с.
2. **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2008. – 408 с.
3. **Громыко, П. Н.** Оценка основных параметров эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов при использовании различных профилей зубьев / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, В. Л. Юркова // Актуальные вопросы машиноведения. – 2024. – № 13. – С. 40–43.
4. Основные показатели эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов на основе многопоточной схемы нагружения / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, В. Л. Юркова, Д. Ю. Макацария // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2022. – № 2 (128). – С. 75–78.
5. 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.
6. 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.
7. **Шанников, В. М.** Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В. М. Шанников. – М. : Машгиз, 1948. – 172 с.
8. **Громыко, П. Н.** Определение нормальных сил в зацеплении эксцентриковой передачи при поступательном движении сателлитного колеса / П. Н. Громыко, Д. Ю. Макацария, С. Н. Хатетовский // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. – 2022. – № 3 (45). – С. 2–8.
9. **Громыко, П. Н.** Снижение кинематической погрешности эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов в результате применения двухпоточной схемы нагружения / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, И. В. Трусков // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. – 2024. – № 1 (49). – С. 54–60.
10. Методики компьютерного моделирования контактных поверхностей колес прецессионной передачи / С. Н. Хатетовский, В. Б. Попов, М. А. Галюжин, В. М. Пускова // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2024. – С. 97.
11. **Громыко, П. Н.** Повышение показателей передач эксцентрикового типа с параллельной конфигурацией их входных и выходных валов путем замены в контактирующих парах трения скольжения на трение качения / П. Н. Громыко, И. В. Трусков, С. Н. Хатетовский // Механическое оборудование металлургических заводов. – 2024. – № 1 (22). – С. 48–52.
12. **Громыко, П. Н.** Предварительная оценка потерь мощности в контактных парах эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, В. Л. Юркова // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2023. – № 2 (131). – С. 72–75.

Контакты:

gromykon@yandex.by (Громыко Петр Николаевич);

verstand@yandex.ru (Трусов Игорь Валерьевич);

makarevitchdm@yandex.by (Макаревич Дмитрий Михайлович).

P. N. GROMYKO, I. V. TRUSOV, D. M. MAKAREVICH

COMPUTER STUDIES OF A THREE-POWER FLOW ECCENTRIC TRANSMISSION WITH AN INCREASED CENTER DISTANCE BETWEEN THE INPUT AND OUTPUT SHAFT

Abstract

A parallel-shaft eccentric transmission design is presented, combining a belt and an eccentric drive. The device provides a transmission ratio of 18 with a center distance of 500 mm, which is unattainable for traditional single-stage belt drives. To balance the system, three eccentrics with a 120° offset are mounted on the input shaft, and the motion is transmitted by three belts. Using computer modeling in Siemens NX, the following characteristics were obtained: the kinematic error of the output shaft does not exceed 0,5 arc minutes, the average engagement efficiency is 91,07 %, and the normal contact forces at a torque of 100 N·m are up to 900 N. The proposed transmission combines a high transmission ratio with precision and efficiency metrics comparable to traditional transmissions.

Keywords:

eccentric transmission, belt transmission, computer modeling, three power flows, increased center distance.

For citation:

Gromyko, P. N. Computer studies of a three-power flow eccentric transmission with an increased center distance between the input and output shaft / P. N. Gromyko, I. V. Trusov, D. M. Makarevich // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2026. – № 3 (92). – P. 5–13.