

КОМПЬЮТЕРНАЯ МЕХАНИКА, РОБОТИЗАЦИЯ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 621.833

П.Н. ГРОМЫКО, д-р техн. наук
Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь

Н.Н. СЛЕСАРЧИК
ОДО «Авторадиус», г. Могилев, Республика Беларусь

И.В. ТРУСОВ, канд. техн. наук; С.Н. ХАТЕТОВСКИЙ, канд. техн. наук
Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь

СНИЖЕНИЕ ВНУТРЕННИХ НОРМАЛЬНЫХ СИЛ В ЭКСЦЕНТРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ВХОДНОГО И ВЫХОДНОГО ВАЛОВ

В статье рассмотрена эксцентриковая передача с параллельным расположением входного и выходного валов с тремя эксцентриками и посаженными на них тремя сателлитами. Приведены результаты компьютерных исследований двух вариантов эксцентриковой передачи. Первый вариант передачи с дополнительным валом и тремя эксцентриками имеет лучшие показатели по кинематической точности и КПД, однако большие значения внутренних нормальных сил в зацеплении сателлитов и контактирующих с ним звеньев приводят к необходимости увеличения габаритов подшипниковых узлов и передачи в целом. Замена дополнительного вала с тремя эксцентриками на неподвижную ось, жестко закрепленную в корпусе, несколько снижает кинематическую точность и КПД, но при этом происходит уменьшение более чем в 20 раз внутренних нормальных сил. Таким образом, упрощается конструкция и достигается снижение размеров эксцентриковой передачи за счет уменьшения габаритных размеров подшипников на ведущем валу (второй вариант) по сравнению с конструкцией эксцентриковой передачи с двумя ведущим и дополнительным эксцентриковыми валами (первый вариант), несмотря на то, что незначительно снижаются некоторые ее эксплуатационные показатели.

Ключевые слова: эксцентриковая передача с параллельным расположением входного и выходного валов, сателлит, выходное колесо, эксцентриковый кривошип, компьютерная модель

Введение. В настоящее время в машиностроении известны ременные, цепные и зубчатые передачи с параллельно расположенными осями входного и выходного валов [1–2]. Однако они не обеспечивают на одной ступени передаточное отношение более 10, что существенно ограничивает сферу их применения.

В статье рассмотрены две конструкции эксцентриковой передачи с передаточным отношением 18 при увеличенном расстоянии между входным и выходным валами, имеющие на входном валу три эксцентрика, расположенные относительно друг друга с угловым смещением, равным 120° . На эксцентриках на подшипниках посажены три сателлита, внутренние венцы которых взаимодействуют с наружным венцом выходного вала [3–5]. Исследования, приведенные с использованием методов компьютерного моделирования и путем натурных испытаний редукторов, показали, что эксцентриковые передачи с параллельным расположением входного и выходного валов имеют высокий уровень основных эксплуатационных показателей по кинематической точности вращения выходного вала и КПД зацепления [6–11].

Рассмотрим кинематическую схему (рисунок 1) эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов с тремя потоками мощности с двумя ведущим и дополнительным эксцентриковыми валами (первый вариант эксцентриковой передачи).

Эксцентриковая передача (см. рисунок 1) содержит входной вал 1, расположенный на неподвижных опорах, на котором посажены смещенные относительно друг друга на 120° эксцентриковые кривошипы 2–4, составляющие вращательные пары с сателлитами 5–7, которые благодаря наличию дополнительных эксцентриков 9–11, размещенных на валу 8 в неподвижных опорах, совершают поступательное движение. Каждый из сателлитов 5–7 имеет внутренние зубчатые венцы, которые одновременно взаимодействуют с наружным зубчатым венцом колеса 12. На рисунке 1 показано расстояние S между осями входного 1 и выходного 14 валов, а также расстояние L между осями входного 1 и дополнительного 8 валов.

На основе кинематической схемы, показанной на рисунке 1, разработана компьютерная модель эксцентриковой передачи с параллельным расположением входно-

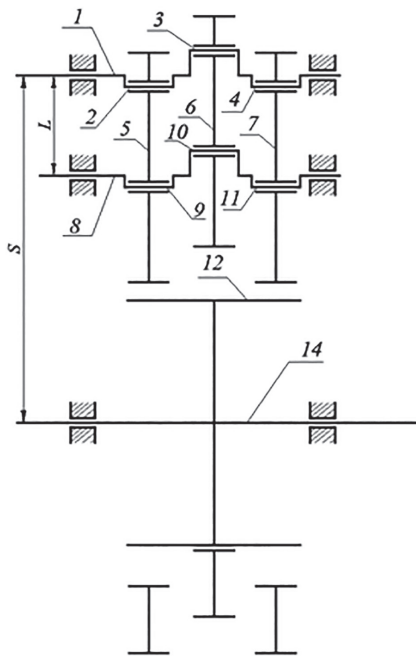


Рисунок 1 — Кинематическая схема эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов с ведущим и дополнительным эксцентриковыми валами

го и выходного валов с ведущим и дополнительным эксцентриковыми валами.

Эксцентриковая передача содержит входной вал 1, на котором посажены три эксцентрика с подшипниками 2–4, образующие три пары качения с сателлитами 5–7. В дополнительных отверстиях каждого из сателлитов 5–7 размещены на эксцентриках подшипники 9–11, которые посажены на дополнительном валу 8 с возможностью вращения вокруг своей оси.

Таким образом, сателлиты 5–7, благодаря наличию входного вала 1 с эксцентриками 2–4 и вала 8 с дополнительными эксцентриками 9–11, совершают поступательные разнонаправленные движения. Сателлиты 5–7 содержат внутренние зубчатые венцы, которые входят в зацепление с наружным зубчатым венцом ведомого колеса 12.

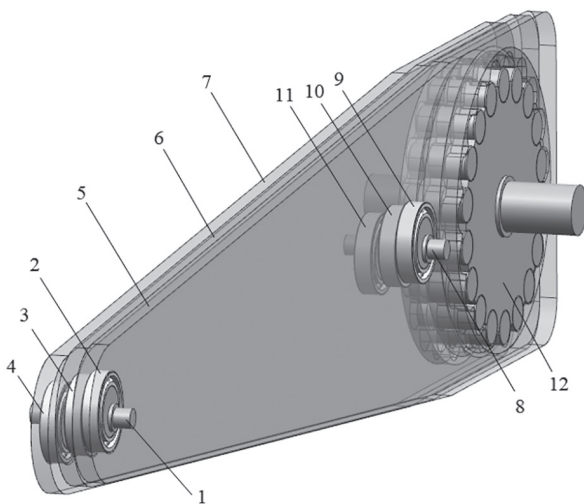


Рисунок 2 — Компьютерная модель эксцентриковой передачи с ведущим и дополнительным эксцентриковыми валами (первый вариант передачи)

Методами компьютерного моделирования эксцентриковой передачи (рисунок 2) были получены зависимости кинематической погрешности и среднего значения КПД передачи от угла поворота входного вала, которые составили не более 0,25' и около 98 % соответственно [12].

Для оценки величины внутренних нормальных сил в контакте между эксцентриками 9–11 дополнительного вала 8 и подшипниками 2–4 входного вала 1 отверстиями сателлитов 5–7 были получены зависимости, показанные на рисунке 3.

Как видно из рисунка 3, при некоторых углах наклона входного вала при нагрузке на наружном зубчатом венце ведомого колеса 12, равной 10 кг·м, происходит рост значений внутренних нормальных сил до 45 000 Н.

Для контактной пары «сателлит 6 — подшипник» дополнительного эксцентрика 10 были построены графические зависимости проекций внутренних нормальных сил от угла поворота входного вала (рисунок 4).

На основании рисунка 4 был сделан вывод, что при выходном моменте порядка 10 кг·м максимальные значения имеет горизонтальная составляющая по оси x нормальных сил N_{10-6} (до 45 000 Н).

Для проведения дальнейших исследований была рассмотрена схема сателлита 6, отображающая силовой контакт со стороны входного вала с эксцентриком 3, дополнительного эксцентрика 10 и ведомого колеса 12 (рисунок 5).

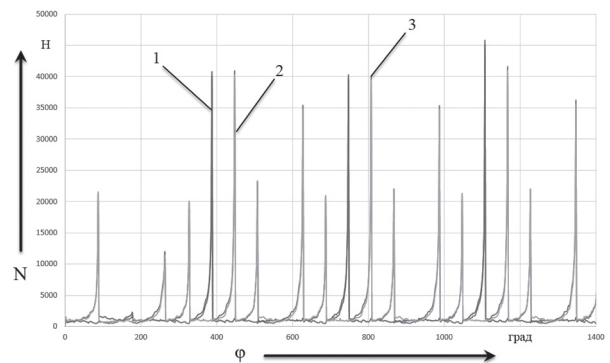


Рисунок 3 — Графическая зависимость внутренних нормальных сил N в контакте пар «сателлит — подшипник» дополнительного эксцентрика от поворота входного вала: 1 — N_{9-5} нормальная сила пар 5–9; 2 — N_{10-6} нормальная сила пары 6–10; 3 — N_{11-7} нормальная сила пары 7–11

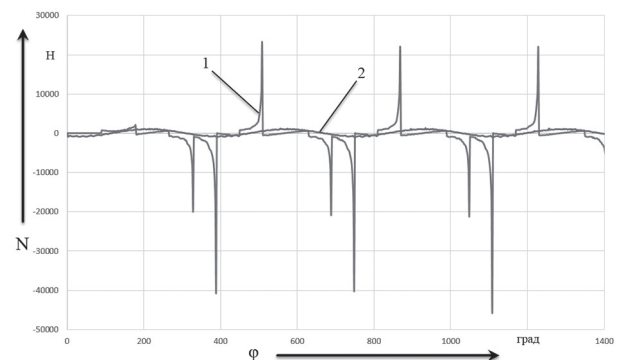


Рисунок 4 — Графическая зависимость внутренних нормальных сил N_{10-6} в контакте пары «сателлит 6 — подшипник дополнительного эксцентрика 10» от поворота входного вала: 1 — проекция на ось x ; 2 — проекция на ось y

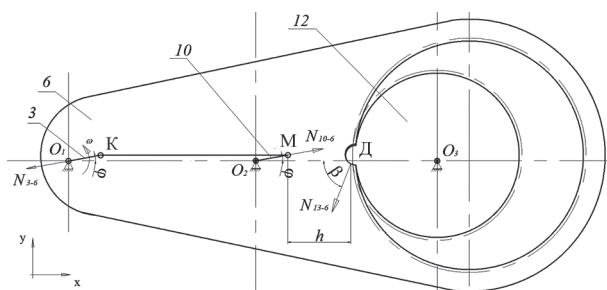


Рисунок 5 — Расчетная схема, отображающая силовой контакт сателлита 6 с другими звеньями передачи:

3 — входной вал с эксцентриком; 6 — сателлит;
10 — дополнительный эксцентрик; 12 — ведомое колесо

Из условия равновесия моментов сил относительно точки К $\sum M_K = 0$ для расчетной схемы (см. рисунок 5) получено значение нормальной силы N_{10-6} дополнительного звена 10 на сателлит 6:

$$N_{10-6} = \frac{N_{13-6} \cdot \sin \beta \cdot (h + KM)}{KM \cdot \sin \varphi}, \quad (1)$$

где N_{13-6} — нормальная сила в зацеплении между наружными зубьями выходного колеса 13 и внутренними зубьями сателлита 6; β — угол, определяющий наклон внутреннего профиля зуба сателлита 6; h , KM — конструктивные параметры сателлита 6; φ — угол наклона эксцентрика 3 входного вала передачи.

На основании (1) установлено, что при углах φ , равных или близких к 0 и 180°, нормальная сила N_{10-6} имеет достаточно большое значение, соизмеримое с максимальными значениями на графиках (см. рисунки 3 и 4).

Таким образом, в эксцентриковой передаче с дополнительным валом с тремя эксцентриками (первый вариант передачи) при значениях углов, равных или близких к 0 и 180°, происходит резкое возрастание нормальных сил N_{10-6} . Несмотря на то, что эксцентриковая передача (см. рисунок 2) имеет неплохую кинематическую точность и КПД, большие значения внутренних нормальных сил в контактных парах сателлитов требуют применения подшипников больших размеров, что приводит к увеличению размеров эксцентриковой передачи в целом.

Предложено в конструкции эксцентриковой передачи заменить дополнительный вал 8 с тремя эксцентриками 9–11 (см. рисунок 2) на жесткую неподвижную дополнительную ось 15 (рисунок 6).

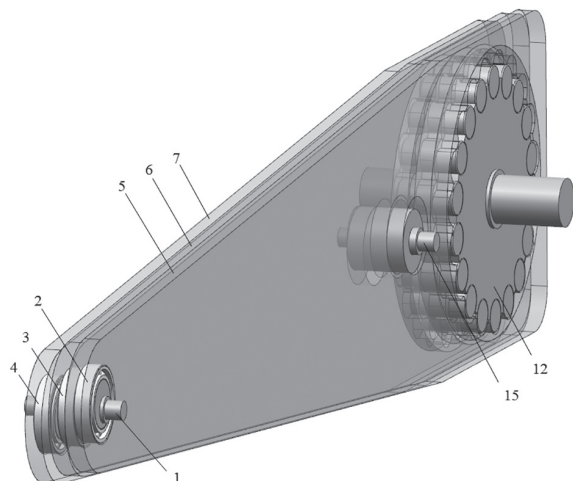


Рисунок 6 — Компьютерная модель эксцентриковой передачи с дополнительной осью (второй вариант передачи)

Для компьютерной модели эксцентриковой передачи (см. рисунок 6) были получены зависимости кинематической погрешности и среднего значения КПД передачи от угла поворота входного вала, которые составили не более 2,12' и около 94 % соответственно.

Также были построены графические зависимости проекций внутренних нормальных сил от угла поворота входного вала для контактной пары «сателлит 6 — дополнительная ось 15» (см. рисунок 4).

Как видно из графиков (рисунок 7), максимальное значение нормальных сил N_{15-6} по обеим осям не превышает 1300 Н при нагрузке на выходном валу 10 кг·м.

На рисунке 8 показана расчетная схема, отображающая силовой контакт сателлита с другими звеньями передачи с дополнительной неподвижной осью при различных углах наклона входного вала.

Следует отметить, что при угле наклона порядка 5° входного вала 3 (см. рисунок 8 а) на сателлит 6 не действуют нормальные силы от входного вала 3, дополнительной оси 15, а также ведомого колеса 12. Объяснить это можно тем, что в какой-то момент времени нормальная сила N от ведомого колеса 12 неуравновешенно приводит во вращательное движение указанный сателлит 6 в направлении часовой стрелки относительно точки вращения К, т. к. в данном случае неподвижная дополнительная ось 15 не противостоит этому движению. Но нужно иметь в виду, что ведомое колесо 12 также должно вращаться от других потоков мощности с помощью других сателлитов 5 и 7. Поэтому неуравновешенное движение колеса 12 при точном кинематическом

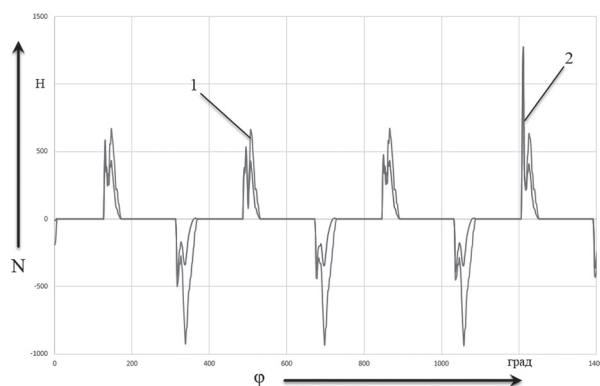


Рисунок 7 — Графическая зависимость внутренних нормальных сил N_{15-6} в контакте пары «сателлит 6 — дополнительная ось 15» от поворота входного вала:

1 — проекция на ось x; 2 — проекция на ось y

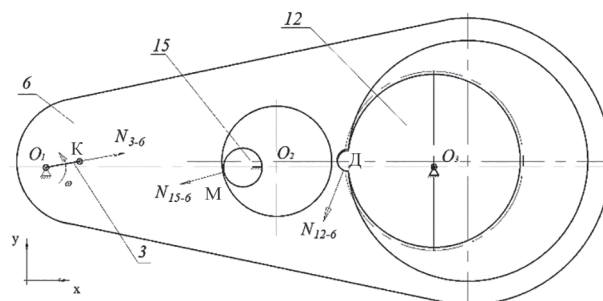


Рисунок 8 — Расчетная схема, отображающая силовой контакт сателлита 6 с другими звеньями передачи (с дополнительной неподвижной осью):

а — при угле $\varphi = 5^\circ$; б — при угле $\varphi = 175^\circ$; 3 — входной вал с эксцентриком; 6 — сателлит; 13 — выходное колесо; 15 — дополнительная неподвижная ось

движении эксцентриковой передачи должно отсутствовать и поэтому сателлит 6 не совершает вращение в направлении часовой стрелки относительно точки вращения К, а следовательно, нормальные силы от входного вала 3, дополнительной оси 15, а также ведомого колеса 12 не действуют в данный момент времени.

При угле наклона, например, порядка 175° , как показано на рисунке 8 б, в точке Д нормальная сила N наружного ведомого колеса 12 приводит в движение внутренний зубчатый венец сателлита 6 на оси вращения К. Происходит также контакт в точке М дополнительной неподвижной оси 15 с отверстием сателлита 6, приводя его в поступательное движение. Именно в данный момент времени при наличии нормальных сил N_{3-6} , N_{12-6} и N_{15-6} осуществляется вращение ведомого колеса 12 от сателлита 6.

Заключение. Величина внутренних нормальных сил в контактах сателлитов со всеми звеньями компьютерной модели при углах наклона входного эксцентрика φ , равных или близких к 0 и 180° , имеет большие значения. Обеспечить приемлемые для проектирования значения нормальных сил в контактах сателлитов со всеми звеньями компьютерной модели возможно путем замены дополнительного вала 8 с эксцентриками (см. рисунок 2) на неподвижную дополнительную ось 15 (см. рисунок 6), несмотря на то, что в последнем случае контактное время взаимодействия звеньев будет в 2 раза меньше, чем в предыдущем случае.

Список литературы

1. Цилиндрические мотор-редукторы с параллельными валами // Приводные технологии. — URL: <https://tech-privod.com/index.pl?act=SECTION§ion=cilindricheskie+motor-reduktory+s+parallelwnymi+valami> (дата обращения: 06.05.2024).
2. Олофинская, В.П. Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования: учеб. пособие / В.П. Олофинская. — М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2017. — 72 с.
3. Снижение габаритных размеров мотор-редукторов с параллельным расположением входного и выходного валов на основе использования передач эксцентрикового типа / П.Н. Громыко, С.Н. Хатетовский, П.С. Гончаров, А.С. Мельников // Вестник БрГТУ. — 2025. — № 1(136). — С. 71–75.
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 БрГТУ. Сер.: Технические науки. — 2022. — № 1(11). — С. 4–13.
5. Громыко, П.Н. Уменьшение осевых размеров эксцентриковой передачи в схеме с параллельным расположением входного и выходного валов / П.Н. Громыко, С.Н. Хатетовский, Д.Ю. Макацария // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2023. — Вып. 12. — С. 52–54.
6. 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. Трусов // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. — 2024. — № 1(49). — С. 54–60. — DOI: <https://doi.org/10.52928/2070-1616-2024-49-1-54-60>.
7. 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. Трусов, С.Н. Хатетовский // Механическое оборудование металлургических заводов. — 2024. — № 1(22). — С. 48–52.
8. 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 БрГТУ. — 2023. — № 2(131). — С. 72–75. — DOI: <https://doi.org/10.36773/1818-1112-2023-131-2-72-75>.
9. 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: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2024. — Вып. 13. — С. 40–43.
10. 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 БрГТУ. — 2022. — № 2(128). — С. 75–78. — DOI: <https://doi.org/10.36773/1818-1112-2022-128-2-75-78>.
11. Определение потерь мощности в зацеплении эксцентриковых передач с параллельным расположением входного и выходного валов / П.Н. Громыко, С.Н. Хатетовский, Д.Ю. Макацария, В.Л. Юркова // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2022. — Вып. 11. — С. 45–48.
12. 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.

Gromyko P.N., Slesarchik N.N., Trusov I.V., Khatetovsky S.N.

Reducing internal normal forces in an eccentric transmission with parallel arrangement of input and output shafts

The article considers an eccentric transmission with parallel arrangement of input and output shafts with three eccentrics and three satellites mounted on them. The results of computer studies of two variants of the eccentric transmission are presented. The first variant of the transmission with an additional shaft and three eccentrics has better indicators for kinematic accuracy and efficiency, however, large values of internal normal forces in the engagement of the satellites and the links in contact with it lead to the need to increase the dimensions of the bearing units and the transmission as a whole. Replacing the additional shaft with three eccentrics with a fixed axis rigidly fixed in the housing somewhat reduces the kinematic accuracy and efficiency, but at the same time the internal normal forces decrease by more than 20 times. Thus, the design is simplified and the dimensions of the eccentric transmission are reduced by reducing the overall dimensions of the bearings on the drive shaft (second option) compared to the design of the eccentric transmission with two drive shafts and an additional eccentric shaft (first option), despite the fact that some of its performance indicators are slightly reduced.

Поступила в редакцию 30.06.2025.