

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УДК 621.83.06 (043.3)

ЛУСТЕНКОВА
Екатерина Сергеевна

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОВЫХ
ПЕРЕДАЧ ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПРИВОДОВ**

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени кандидата технических наук
по специальности 05.02.02 – машиноведение,
системы приводов и детали машин

Минск, 2023

Научная работа выполнена в межгосударственном образовательном учреждении высшего образования «Белорусско-Российский университет».

Научный
руководитель

ЛУСТЕНКОВ Михаил Евгеньевич,
доктор технических наук, профессор, ректор
МОУ ВО «Белорусско-Российский университет»

Официальные
оппоненты:

СКОЙБЕДА Анатолий Тихонович,
доктор технических наук, профессор, профессор
кафедры «Машиноведение и детали машин»
Белорусского национального технического уни-
верситета;

ГОЛДЫБАН Виктор Владимирович,
кандидат технических наук, заведующий лабо-
раторией механизации производства овощей
и корнеклубнеплодов РУП «Научно-практичес-
кий центр НАН Беларуси по механизации сель-
ского хозяйства»

Оппонирующая
организация

Учреждение образования «Белорусский госу-
дарственный технологический университет»

Защита состоится «12» мая 2023 г. в 14⁰⁰ на заседании совета по защите диссертаций Д 02.05.03 при Белорусском национальном техническом университете по адресу: 220013, г. Минск, проспект Независимости, 65, корпус 1, ауд. 202; телефон ученого секретаря (+375 17) 331-30-58.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусского национального технического университета.

Автореферат разослан «03» апреля 2023 г.

Ученый секретарь
совета по защите диссертаций,
доктор технических наук, профессор

 О. Г. Девойно

© Лустенкова Е. С., 2023
© Белорусский национальный
технический университет, 2023

ВВЕДЕНИЕ

Объем импорта механических передач, редукторов, коробок передач и вариаторов в Республику Беларусь непрерывно растет: в 2020 г. он увеличился на 38 %, по сравнению с предыдущим годом, и составил 633 тыс. шт. на сумму около 30 млн долл. США. При этом импорт из стран СНГ составляет лишь 5 % от общего объема. При собственном производстве более 2,2 млн шт. в год промышленность Республики Беларусь существенно зависит от импорта редукторной техники из стран дальнего зарубежья, что диктует необходимость развития собственных производств с учетом накопленного опыта и современных требований, предъявляемых к приводным системам.

Как показывает анализ конструкций и технических характеристик современных электромеханических приводов, к наиболее востребованному диапазону передаточных отношений относится 16–200 при радиальных габаритных размерах передачи, не превышающих 200 мм. Эти редукторы используются в приводах электрических тяговых лебедок, ежегодное производство которых в Республике Беларусь составляет 1600–1800 шт. при годовой потребности свыше 6 тыс. шт. без учета возможного экспорта. Талей и подъемников с электроприводом было произведено в 2020 г. всего 49 шт. при потребности более 3 тыс. шт. ежегодно. Редукторы с указанными параметрами применяются в приводах роботов, запорной арматуры, механизированного инструмента, поворотных приводах антенн и т. д. В нашей стране налажен выпуск эвольвентных зубчатых колес и передач. Но они вместе с простыми планетарными передачами обеспечивают передаточное отношение не более 10–12, их рядное исполнение увеличивает габариты привода и мертвый ход.

В указанных условиях конкуренцию червячным, волновым, цевочно-циклоидальным и планетарным зубчатым передачам с двухвенцовыми сателлитами могут составить некоторые типы передач с промежуточными телами качения, имеющие преимущества по основному показателю качества редуктора – отношению его массы к передаваемому моменту. По сравнению с другими видами передач они имеют большее количество параллельных потоков мощности, более уравновешены, замена скольжения качением повышает КПД. В данном направлении работают ученые Беларуси, России, Китая, Японии и других стран. Исследуются, в основном, передачи цилиндрического и плоского типов. Применение сферических передач позволит повысить нагрузочную способность и снизить массу и габариты привода, но они к настоящему времени мало изучены, не разработаны основы их расчета и проектирования.

Тема диссертационной работы направлена на разработку новой редукторной техники, по своим показателям не уступающей зарубежным аналогам, и посвящена разработке конструкции, методик расчета и проектирования малогабаритных сферических роликовых передач (СРП).

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с научными программами (проектами), темами

Исследования выполнялись в рамках государственных программ: ГПНИ «Механика, техническая диагностика, металлургия», подпрограмма «Механика», задание 1.13 «Совершенствование методов расчета, моделирования, проектирования, конструирования и испытаний малогабаритных приводных систем на базе передач с промежуточными телами качения» (2011–2013 гг., № гос. рег. 20111973), задание 1.37 «Минимизация массогабаритных и стоимостных параметров механических передач с промежуточными телами качения на основе разработки способов снижения влияния на выходные показатели погрешностей изготовления и упругих деформаций звеньев» (2014–2015 гг., № гос. рег. 20141226); ГПНИ «Механика, металлургия, диагностика в машиностроении», подпрограмма «Механика», задание 1.20 «Разработка теории, научных основ расчета и проектирования редукторных механизмов с изменяющимся углом наклона осей валов на основе сферических передач с промежуточными элементами качения» (2016–2018 гг., № гос. рег. 20160856), задание 1.58 «Разработка, теоретическое и экспериментальное обоснование методик расчета и проектирования сферических роликовых передач высокого технического уровня, применяемых в качестве элементов мехатронных модулей, с диапазоном передаточных отношений 30–200 в одной ступени» (2019–2020 гг., № гос. рег. 20192795), задание 1.55 «Разработка, теоретическое и экспериментальное обоснование методик расчета и обеспечения точности изготовления энергоэффективных мультипликаторов и редукторов на основе малогабаритных передач с телами качения с коэффициентами мультипликации скорости вращения (передаточными отношениями) в диапазоне 6–30 в одной ступени путем исследования их геометрических и технологических параметров, нагрузочной способности и КПД» (2021–2025 гг., № гос. рег. 20211738).

Работа также выполнялась в рамках аспирантского гранта Министерства образования Республики Беларусь: ГБ-1417ф «Теоретическое и экспериментальное обоснование параметров механизма с изменяющимся углом осей валов на основе сферической передачи с промежуточными телами качения» (2014 г., № гос. рег. 20141077).

Тема диссертационных исследований находится в соответствии с п. 4. «Машиностроение, машиностроительные технологии, приборостроение и инновационные материалы (машиностроение и машиноведение)» Перечня приоритетных направлений научной, научно-технической и инновационной деятельности в Республике Беларусь на 2021–2025 гг., утвержденного Указом Президента Республики Беларусь от 07.05.2020 г. № 156.

Цель и задачи исследования

Цель исследования – рассчитать и спроектировать малогабаритные сферические роликовые передачи высокого технического уровня с отношением массы редуктора к передаваемому моменту менее $0,1 \text{ кг}/(\text{Н}\cdot\text{м})$ и широким диапазоном передаточных отношений (16–200).

Для достижения заданной цели были поставлены следующие *задачи*:

– на основе анализа научных публикаций и патентного обзора разработать классификационную схему сферических передач с промежуточными телами качения, установить наиболее перспективные конструкции передач с передаточными отношениями в диапазоне 16–200 и диаметром корпуса не более 200 мм, обеспечивающих максимальные нагрузочную способность и КПД;

– спроектировать конструктивную схему передачи, реализация которой позволит повысить ее технический уровень по сравнению с передачами-аналогами, провести структурный, геометрический и кинематический анализы разработанной передачи, вывести уравнения траекторий движения центров масс тел качения;

– разработать модель силового взаимодействия элементов передачи, установить зависимости сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи от нагрузок, геометрии, коэффициентов трения для определения рациональных геометрических параметров элементов передачи, обеспечивающих минимальные потери мощности;

– установить зависимости действующих напряжений от силовых факторов, геометрии передачи, применяемых материалов и коэффициентов трения и на их основе рассчитать рациональные геометрические параметры передачи, обеспечивающие максимальную нагрузочную способность, разработать методику расчета и проектирования сферических роликовых передач, экспериментально установить их основные характеристики, провести промышленную апробацию и внедрение результатов исследований в производство и учебный процесс.

Научная новизна

1. Классификационная схема механических передач, использующих тела качения для передачи нагрузки, сформирована по ранее не учтенным признакам количества звеньев, непосредственно контактирующих с телами качения (двухзвенные и трехзвенные передачи), по виду геометрического замыкания высших кинематических пар, образованных телами качения (одностороннее или двухстороннее), и по наличию фиксации тел качения относительно одного из элементов, что позволяет выбирать перспективные группы механизмов для синтеза структуры новых передач при проектировании малогабаритных приводных систем.

2. В конструктивной схеме малогабаритной сферической роликовой передачи, аналогом которой является планетарная зубчатая передача с двухвенцовым сателлитом, зубчатые венцы на сателлите заменены двумя коаксиально

расположенными рядами роликов со сферическими торцами, а зубья центральных колес – беговыми дорожками, образованными сферическими кулачками (остановленными и ведомым), что позволяет снизить материалоемкость за счет увеличения числа параллельных потоков передачи мощности и повысить КПД за счет замены скольжения качением. В параметрических уравнениях координат траекторий центров масс тел качения и беговых дорожек учтены их зависимости от радиуса сферической поверхности, где расположены центры масс роликов, угла наклона кривошипа ведущего вала и чисел периодов, что позволяет проектировать малогабаритные передачи с различными значениями передаточных отношений из заданного диапазона.

3. Установленные зависимости сил, действующих в двухрядном роликовом зацеплении, и КПД сферической роликовой передачи от передаваемого момента, геометрии передачи, определяемой заданными габаритами и передаточным отношением, и приведенных коэффициентов трения, которые позволяют оценивать нагруженность элементов передачи и рассчитывать рациональные значения их параметров.

4. Установленные зависимости основных геометрических параметров исследуемых сферических роликовых передач (угол наклона кривошипа ведущего вала для установки сателлита, радиус сферической поверхности ролика) учитывают совместное влияние числа роликов, одновременно передающих нагрузку, и геометрических параметров зацепления на его нагрузочную способность, что позволяет рассчитывать и проектировать передачи, обеспечивающие максимальный передаваемый момент при заданных радиальных габаритах передачи и передаточном отношении.

Положения, выносимые на защиту

1. Классификационная схема сферических передач с промежуточными телами качения, отличающаяся разделением передач по количеству звеньев, контактирующих с роликами (шариками), виду геометрического замыкания вышних кинематических пар, образуемых телами качения, и фиксации тел качения относительно одного из элементов, позволившая установить перспективные группы малогабаритных передаточных механизмов, обеспечивающих максимальные нагрузочную способность и КПД.

2. Конструктивная схема сферической роликовой передачи, отличающаяся применением сателлита с двумя коаксиально расположенными рядами роликов со сферическими торцами, контактирующими с беговыми дорожками остановленных и ведомого кулачков передачи, и установленные зависимости координат центров масс роликов от радиуса сферической поверхности их расположения, угла наклона кривошипа ведущего вала и передаточного отношения, позволившие изготовить беговые дорожки на станках с ЧПУ и спроектировать передачи с передаточными отношениями 16–200 и диаметром корпуса до 200 мм.

3. Теоретически и экспериментально полученные зависимости сил, действующих в роликовом зацеплении, и КПД сферической роликовой передачи от

ее геометрии, передаточного отношения, передаваемого момента и приведенных коэффициентов трения, позволившие установить рациональные значения угла наклона кривошипа ведущего вала, обеспечивающего максимальный КПД, оценить нагруженность элементов передачи для выбора материалов для их изготовления.

4. Теоретические зависимости геометрических параметров элементов передачи от передаваемого момента, механических свойств материалов деталей и коэффициентов трения, обеспечивающих контактную выносливость и максимальную нагрузочную способность передачи при заданных габаритах и передаточном отношении, экспериментальные зависимости КПД, шумовых и тепловых характеристик опытных образцов передачи от силовых и кинематических параметров, которые позволили разработать методику расчета и проектирования сферической роликовой передачи и создать малогабаритные редукторные механизмы высокого технического уровня с отношением массы к передаваемому моменту менее 0,1 кг/(Н·м).

Личный вклад соискателя ученой степени

Соискателем совместно с научным руководителем д-ром техн. наук, проф. М. Е. Лустенковым определены цели, задачи и основные направления исследований. Научные результаты диссертационной работы, включающие разработку конструкции передач, результаты теоретических и экспериментальных исследований, получены соискателем самостоятельно. Совместно с канд. техн. наук, доц. А. П. Прудниковым производилась сборка экспериментальных образцов редукторов и корректировка рабочей документации. Совместно с магистрантом Я. Н. Метелицей и соискателем А. Н. Моисеенко разрабатывались алгоритмы компьютерного моделирования сферических механизмов.

Апробация диссертации и информация об использовании ее результатов

Результаты работы докладывались на 13 международных научно-технических методических и практических конференциях: «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (г. Могилев, БРУ, 2018 г., 2019 г., 2020 г., 2021 г.), «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности» (г. Могилев, БРУ, 2013 г., 2014 г., 2015 г., 2018 г., 2019 г., 2020 г.), «Современные проблемы машиностроения» (г. Томск, ТПУ, 2020 г.), «Инновации в машиностроении» (г. Минск, ОИМ НАН Беларуси, 2018 г., 2020 г.).

Результаты диссертации прошли промышленную апробацию, внедрены в производство на предприятиях ООО «ФлагманБус», СООО «Дозатор-плюс» и в учебный процесс Белорусско-Российского университета.

Опубликование результатов диссертации

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 35 научных работах, в том числе 1 монографии (16,1 авторского листа), 19 статьях в изданиях из Перечня научных изданий ВАК Республики Беларусь для опубликова-

ния результатов диссертационных исследований и в иностранных научных изданиях (13,6 авторского листа), 13 материалах докладов на международных научно-технических конференциях. Получены 2 патента на изобретения Республики Беларусь.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, четырех глав, заключения, списка использованных источников (127 наименований, из них 57 на иностранном языке), списка публикаций соискателя ученой степени (35 наименований, из них 2 на иностранном языке) и шести приложений. Работа изложена на 234 страницах машинописного текста, включает 88 рисунков, 9 таблиц. Приложения приведены на 79 страницах.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В первой главе исследованы тенденции развития современных электромеханических приводов, направленные на приближение исполнительных органов машин к двигателю, снижению массогабаритных показателей, материалоемкости с одновременным ростом передаваемых моментов и скоростей вращения. Определен востребованный диапазон передаточных отношений 16–200. Проведен анализ научных публикаций и патентов, исследованы конструкции малогабаритных механических передач и редукторов различных типов. В качестве показателя технического уровня выбрано отношение массы к передаваемому моменту, значение которого для редукторов высокого уровня не должно превышать 0,1 кг/(Н·м). Предъявляемым требованиям соответствуют передачи с промежуточными телами качения (ППТК) различных типов. Произведена оценка преимуществ и недостатков разработанных конструкций сферических ППТК, проанализированы тенденции их совершенствования. Над развитием теории ППТК работали такие ученые, как М. Lehman, А. Е. Беляев, Р. М. Игнатищев, М. Ф. Пашкевич, Ан-И Кан, Н. Р. Щербаков, С. Л. Самсонович, Е. А. Ефременков, М. В. Маргулис, М. Vара, Н. Terada и др. Значительный вклад в развитие теории сферических ППТК внесли W. G. Molyneux, А. И. Бостан, П. Н. Громько, G. Wang и др.

На основе проведенного анализа разработана классификационная схема сферических ППТК, отличающаяся разделением передач по количеству звеньев, контактирующих с телами качения, виду геометрического замыкания высших кинематических пар, образуемых телами качения, их фиксации относительно одного из элементов (рисунок 1). Установлены наиболее перспективные группы сферических передач для решения поставленных в диссертации задач. На рисунке 1 они выделены пунктирными линиями.

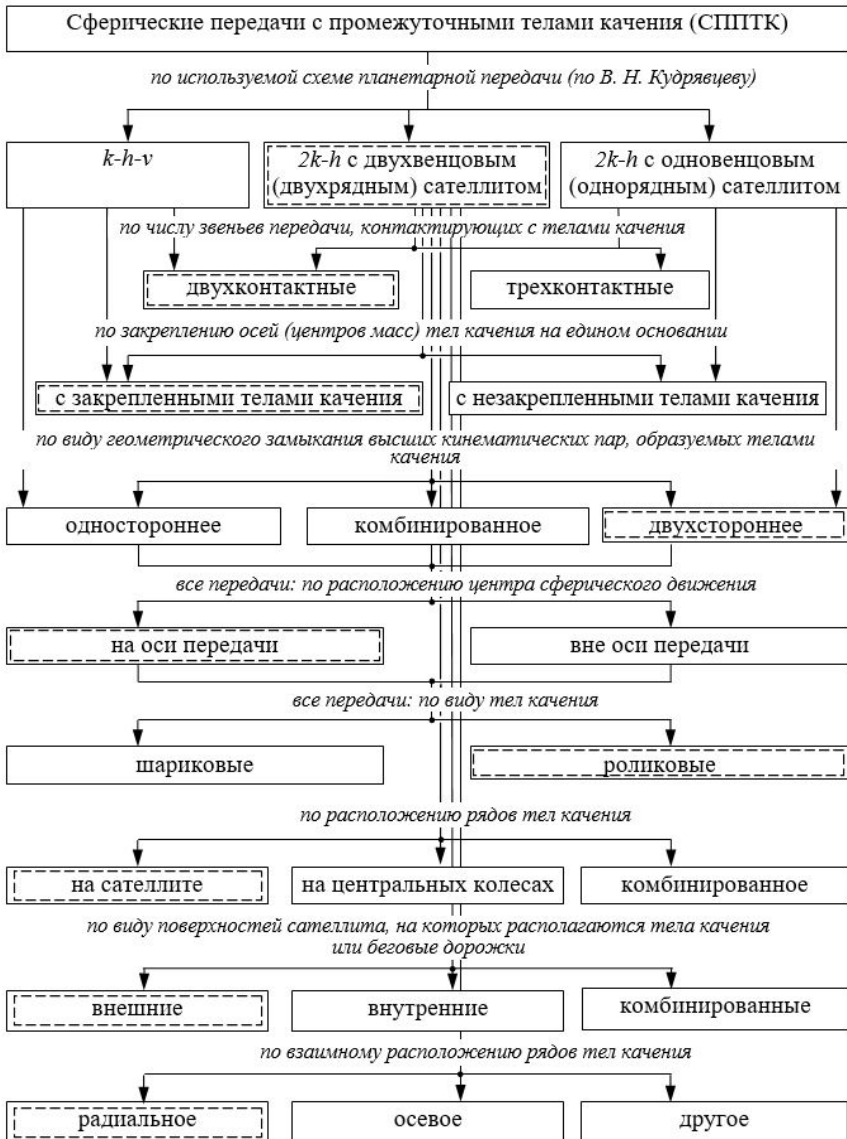
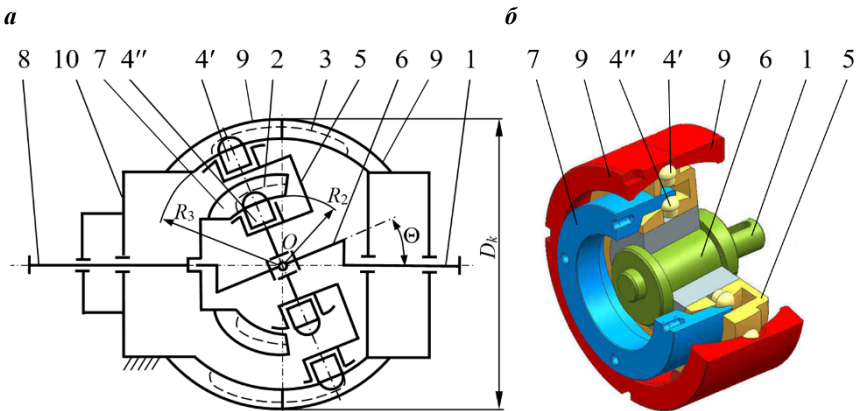


Рисунок 1. – Классификационная схема сферических ППТК

Во второй главе предлагается и обосновывается разработанная конструктивная схема двухконтактной СРП с двухрядным сателлитом.

Передача (рисунок 2) содержит ведущий вал 1, имеющий наклоненный участок (кривошип) 6. Этот наклон может обеспечиваться установкой эксцентриковой втулки на ведущий вал. На кривошипе с помощью подшипников качения размещается составной сателлит 5. Сателлит содержит наружную и внутреннюю поверхности с отверстиями, выполненными с постоянным угловым шагом. В эти отверстия установлены два ряда роликов 4' и 4'' соответственно, оси которых лежат в одной плоскости. Наружный ряд роликов 4' контактирует своими поверхностями сферической формы с замкнутой беговой дорожкой 3. Эта беговая дорожка образована двумя остановленными сферическими кулачками 9, закрепленными в корпусе 10. Внутренний ряд роликов 4'' контактирует своими сферическими поверхностями с беговой дорожкой 2 ведомого сферического кулачка 7, соединенного с ведомым валом 8 СРП. Центр масс сателлита совпадает с центром сферического движения O и расположен на оси передачи.



a – кинематическая схема; *б* – общий вид;

1 – ведущий вал; 2 – беговая дорожка ведомого кулачка; 3 – беговая дорожка, образованная остановленными кулачками; 4' и 4'' – наружный и внутренний ряды роликов; 5 – сателлит; 6 – кривошип; 7 – ведомый (внутренний) кулачок; 8 – ведомый вал; 9 – остановленные (наружные) кулачки; 10 – корпус

Рисунок 2. – СРП с двухрядным сателлитом

При передаче нагрузки ролики могут вращаться в отверстиях сателлита. Этим обеспечивается снижение потерь мощности, потому что скольжение частично заменяется качением. По результатам структурного анализа установлено, что число степеней подвижности с учетом дублирующих и избыточных связей постоянно и не зависит от числа роликов (передаточного отношения).

Передаточное отношение СРП может быть выражено через числа периодов беговых дорожек:

$$i_{12}^{(3)} = \frac{(Z_3 + 1) \cdot Z_2}{Z_2 - Z_3}, \quad (1)$$

где Z_2 – число периодов беговой дорожки ведомого кулачка; Z_3 – число периодов беговой дорожки, образованной остановленными кулачками. Z_2 и Z_3 выполняют функции чисел зубьев ведомого и неподвижного центральных колес по аналогии с планетарной зубчатой передачей с двухвенцовым сателлитом с двумя внутренними зацеплениями. Количество роликов в каждом ряду больше числа периодов соответствующей беговой дорожки на единицу.

Из формулы (1) видно, что исследуемые СРП с двухрядным сателлитом могут обеспечить широкий диапазон передаточных отношений, причем эти отношения зависят от числа периодов дорожек и напрямую не влияют на габариты передачи. Нагрузочная способность повышается благодаря увеличению количества параллельных потоков передачи мощности (тел качения, одновременно передающих нагрузку). Отсутствуют детали из дорогостоящих материалов, в отличие от червячных передач. Передачи обладают компоновочными преимуществами, их детали технологичны в изготовлении: ведущий и ведомый валы соосны, корпуса имеют цилиндрическую форму. Это повышает удобство встраивания их в кинематические цепи машин (роботов, манипуляторов), позволяет шире использовать модульный принцип при разработке приводных систем.

На основе разработанной модели СРП получены параметрические уравнения беговых дорожек, образованных кулачками, представляющих собой пространственные периодические замкнутые кривые, расположенные на сферической поверхности:

$$x_j(\varphi) = R_j \cdot \left(\cos(Z_j \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_j + 1) \cdot \varphi) + \sin(Z_j \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_j + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta) \right); \quad (2)$$

$$y_j(\varphi) = R_j \cdot \left(\cos(Z_j \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_j + 1) \cdot \varphi) - \sin(Z_j \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_j + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta) \right); \quad (3)$$

$$z_j(\varphi) = R_j \cdot \sin(Z_j \cdot \varphi) \cdot \sin(\Theta), \quad (4)$$

где R_j – радиус сферической поверхности (основной сферы), на которой расположены траектории центров сферических участков роликов; Z_j – число периодов беговых дорожек; Θ – угол наклона кривошипа ведущего вала (см. рисунок 2); φ – центральный угол в плоскости, перпендикулярной оси передачи ($\varphi = 0-2\pi$); j – индекс принадлежности параметра ведомому ($j = 2$) или остановленным ($j = 3$) кулачкам.

Применение этих кривых для изготовления беговых дорожек обеспечивает постоянство мгновенного передаточного отношения передачи. Уравнения позволили рассчитать траектории центров масс роликов СРП, получить уравнения их координат как функции угла поворота ведущего вала для проведения кинематического анализа передачи. Получены зависимости углов подъема сфери-

ческих беговых дорожек, кинематических параметров (угловых скоростей звеньев, линейных скоростей и ускорений центров масс роликов) от геометрических параметров СРП и угла поворота ведущего вала.

В третьей главе на основе метода кинестатики разработаны схемы контакта кулачков и роликов (силовые схемы) СРП для двух вариантов: при $Z_2 > Z_3$ и $Z_3 > Z_2$. Получены выражения для определения среднего КПД в зависимости от Z_j , R_j , Θ и приведенных коэффициентов трения f , учитывающих скольжение и сопротивление качению, в контакте поверхностей роликов и беговых дорожек для первой и второй силовых схем соответственно:

$$\eta_{m1} = \frac{\sin(\alpha_{m3} - \psi) \cdot \sin(\alpha_{m2} + \psi) \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{m1}) + \operatorname{tg}(\alpha_{m3}))}{|i_{12}^{(3)}| \cdot \sin(\alpha_{m2} - \alpha_{m3} + 2 \cdot \psi) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m1}) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3})}; \quad (5)$$

$$\eta_{m2} = \frac{\sin(\alpha_{m3} + \psi) \cdot \sin(\alpha_{m2} - \psi) \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{m1}) + \operatorname{tg}(\alpha_{m3}))}{|i_{12}^{(3)}| \cdot \sin(\alpha_{m3} - \alpha_{m2} + 2 \cdot \psi) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m1}) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3})}, \quad (6)$$

где ψ – угол трения, $\psi = \operatorname{arctg}(f)$; α_{mj} – средний угол подъема j -й беговой дорожки, $\alpha_{mj} = \operatorname{arctg}(2 \cdot \Theta \cdot Z_j \cdot \pi^{-1})$.

Разработана уточненная геометрическая модель силового взаимодействия элементов зацепления, учитывающая радиус сферического торца ролика r_s , позволяющая определить значения сил, действующих в контакте роликов с ведомым кулачком N_{m2} и остановленным кулачком N_{m3} . Для первой силовой схемы

$$N_{m2} = \frac{1,414 \cdot T_2 \cdot K_{Nsf} \cdot \cos(\psi)}{K_n \cdot K_{p2} \cdot (R_2 + 0,707 \cdot r_s) \cdot n_{s2} \cdot \sin(\alpha_{m2} + \psi)}; \quad (7)$$

$$N_{m3} = \frac{1,414 \cdot T_2 \cdot K_{Nsf} \cdot \cos(\psi)}{K_n \cdot K_{p3} \cdot (R_3 + 0,707 \cdot r_s) \cdot n_{s3} \cdot \sin(\alpha_{m3} - \psi)}, \quad (8)$$

где T_2 – номинальный момент на ведомом валу передачи, Н·м; n_{sj} – число роликов j -го ряда сателлита; K_{Nsf} – геометрический коэффициент, преобразующий цилиндрические координаты в сферические; K_{pj} – коэффициент, учитывающий количество роликов, одновременно передающих нагрузку; K_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам (роliками).

Установлены значения угла наклона кривошипа Θ , обеспечивающие максимальный КПД, в зависимости от передаточного отношения (числа периодов беговых дорожек), приведенного коэффициента трения и абсолютной разницы чисел периодов дорожек $\Delta Z_s = |Z_2 - Z_3|$ (рисунок 3).

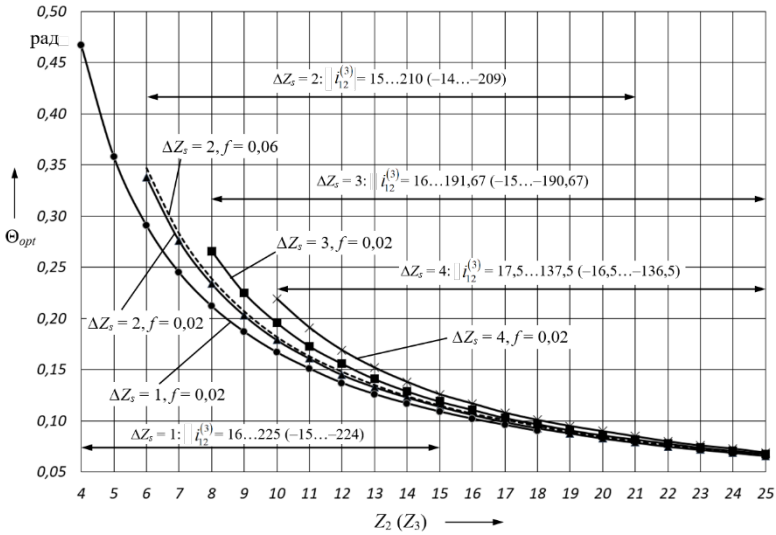


Рисунок 3. – Зависимости значения угла Θ , обеспечивающего максимальный КПД, от чисел периодов беговых дорожек

На основе преобразования формулы Герца получена зависимость для определения минимального радиуса сферической поверхности ролика, обеспечивающего контактную выносливость СРП при заданных радиальных габаритах передачи и передаваемом моменте:

$$r_{s \min} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{R_j^2 + 28620 \cdot R_j \cdot N_{m \max}^{\frac{1}{2}} \cdot [\sigma_H] \frac{3}{2}} - R_j \right), \quad (9)$$

где $N_{m \max}$ – максимальное значение из N_{m2} и N_{m3} , Н; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, МПа.

Получена зависимость для определения нагрузочной способности (максимального передаваемого момента) СРП:

$$T_{2 \max} = 1,098 \cdot 10^{-12} \cdot \frac{[\sigma_H]^3 \cdot K_n \cdot K_{p2} \cdot (R_2 + 0,707 \cdot r_s) \cdot n_{s2} \cdot \sin(\alpha_{m2} \pm \psi)}{\xi_q^3 \cdot \Sigma \rho^2 \cdot K_{nsf} \cdot \cos(\psi)}, \quad (10)$$

где ξ_q – коэффициент, зависящий от отношения Ω , учитывающего разность кривизн контактирующих поверхностей; $\Sigma \rho$ – сумма главных кривизн соприкасающихся тел, мм^{-1} .

Установлены значения радиуса сферического торца ролика r_s в зависимости от угла Θ , обеспечивающие максимальный передаваемый момент при заданных радиальных габаритах (рисунок 4).

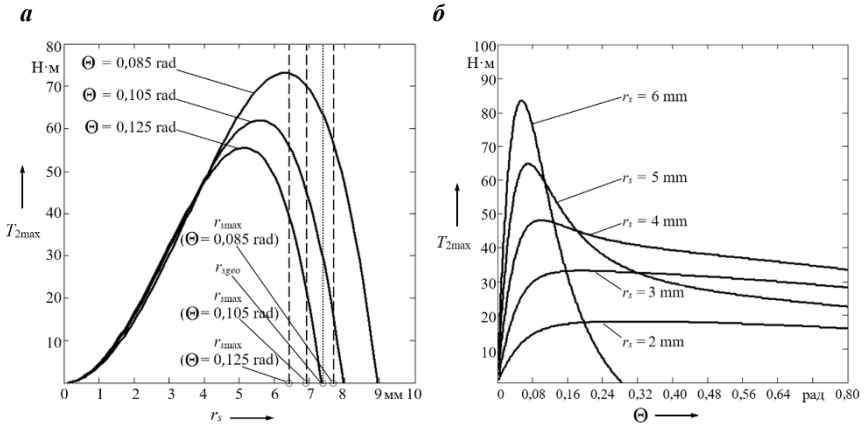
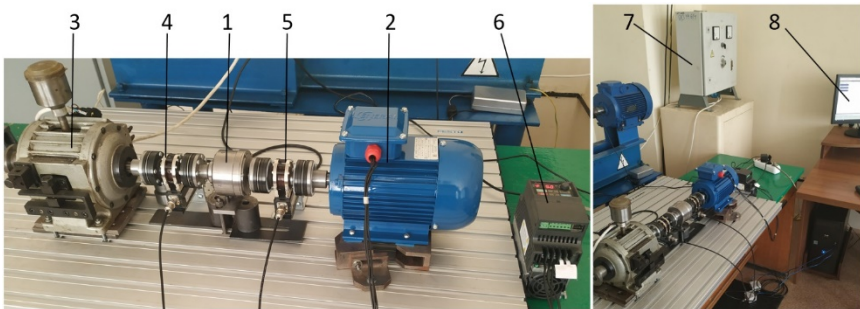


Рисунок 4. – Зависимость нагрузочной способности СРП от радиуса сферического торца ролика r_s (а) и угла наклона кривошипа Θ (б)

В четвертой главе результатами компьютерного моделирования в системе NX подтверждены полученные теоретически кинематические зависимости и прочностные расчеты методом конечных элементов. Для проведения испытаний использовался разработанный стенд, действующий по схеме с разомкнутым потоком мощности (рисунок 5).



1 – испытуемый редуктор; 2 – асинхронный электродвигатель; 3 – электромагнитный порошковый тормоз; 4, 5 – датчики крутящего момента и частоты вращения; 6 – частотный преобразователь; 7 – блок управления порошковым тормозом; 8 – ПЭВМ
Рисунок 5. – Схема испытательного стенда

В результате испытаний редуктора с СРП установлен средний КПД, равный 0,7–0,8, при передаточном отношении 44 (рисунок 6), что сравнимо с КПД червячных передач при аналогичных значениях передаточных отношений.

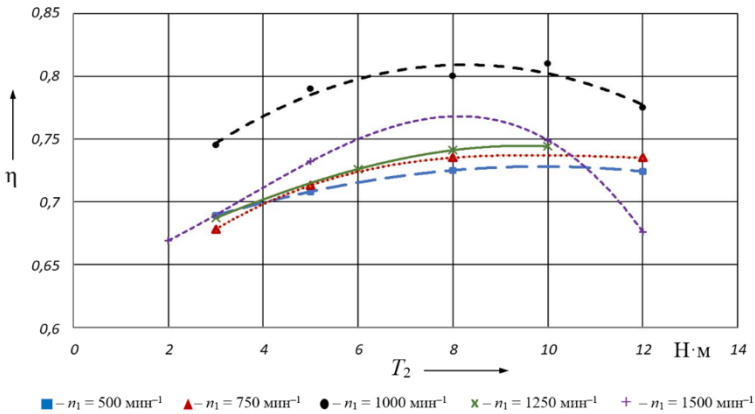


Рисунок 6. – Графики изменения КПД СРП

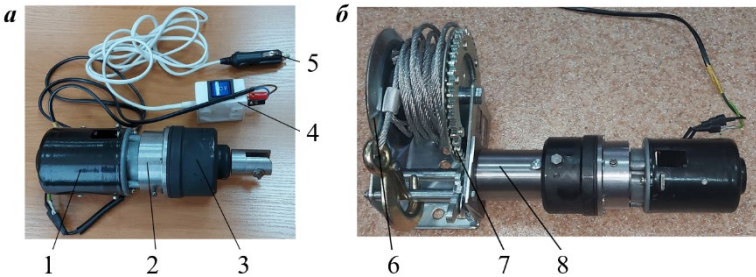
Экспериментально установлены факторы, влияющие на кинематическую точность СРП. Анализ тепловых характеристик позволил установить, что наибольшее температурное нагружение испытывает ведущий вал с сателлитом. Результаты экспериментов по оценке уровня шума показали, что для испытываемого редуктора при частоте вращения ведущего вала $n_1 = 1500$ мин⁻¹ звуковая мощность находится в диапазоне 78–87 дБА, что удовлетворяет требованиям, предъявляемым к серийно выпускаемым мотор-редукторам с зубчатыми передачами, детали которых изготовлены согласно 8 и 9 степеням точности.

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований была разработана методика расчета и проектирования СРП, позволяющая проектировать редукторы высокого уровня по критерию массы, отнесенной к передаваемому моменту – менее 0,1 кг/(Н·м). Для экспериментальных образцов этот показатель составил 0,088–0,093 кг/(Н·м). Заданными являются передаваемый момент T_2 , передаточное отношение $i_{12}^{(3)}$, максимальные габариты редуктора и механические свойства материалов для изготовления деталей. Методика включает расчет геометрических параметров $R_2, R_3, Z_2, Z_3, n_2, n_3$, определение угла Θ , обеспечивающего максимальный КПД, и радиуса r_s , обеспечивающего максимальную нагрузочную способность и контактную прочность передачи, определение всей геометрии передачи и комплекс проверочных расчетов.

Подтверждена эффективность применения СРП для замены червячной передачи с передаточным отношением 44 для мотор-редуктора, позволяющая снизить массу и габариты привода. Экономический эффект за счет снижения расходов на изготовление и материалы в условиях мелкосерийного производства на неспециализированном предприятии с использованием станков с ЧПУ составил 199,57 BYN на единицу продукции и 29,95 BYN при изготовлении партии редукторов 50 шт. (по состоянию цен на август 2021 г.).

Разработан ряд механизмов с СРП, включающий редукторный модуль для привода тяговой лебедки с передаточным отношением 44 (рисунок 7), редуктор

баллонного ключа с передаточным отношением 16 (рисунок 8), редукторный узел с передаточным отношением 105 для мотор-редуктора (рисунок 9).



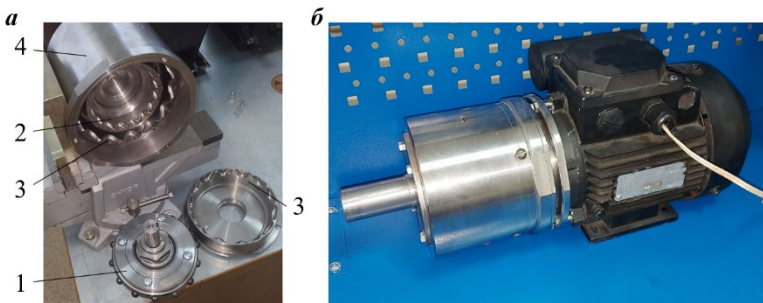
a – мотор-редуктор с пультом управления; *б* – привод лебедки;
 1 – электродвигатель; 2 – планетарный зубчатый модуль; 3 – СРП; 4 – пульт управления; 5 – разъем для питания привода от сети автомобиля; 6 – лебедка; 7 – зубчатая передача лебедки; 8 – переходная втулка

Рисунок 7. – Электромеханический привод ручной лебедки



a – основные узлы; *б* – установка на колесе автомобиля;
 1 – ведущий вал с установленным на нем эксцентриком; 2 – спутник;
 3 – наружные кулачки; 4 – ведомые вал с кулачком; 5 – корпус; 6 – упор

Рисунок 8. – Баллонный ключ с СРП



a – основные элементы; *б* – общий вид;
 1 – ведущий вал с спутником; 2 – ведомый вал с ведомым кулачком;
 3 – остановленные кулачки; 4 – корпус

Рисунок 9. – Мотор-редуктор с СРП с передаточным отношением 105

Результаты теоретических и экспериментальных исследований свидетельствуют о том, что сферические роликовые передачи могут использоваться вместо червячных и планетарных зубчатых передач, перед которыми СРП имеют преимущества в большем числе параллельных потоков при передаче нагрузки, по массогабаритным показателям, отсутствию дорогостоящих материалов в конструкции и уравновешенности.

Результаты исследований внедрены в производство (ООО «ФлагманБус», ООО «Дозатор-плюс») и в учебный процесс Белорусско-Российского университета.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. На основе проведенного анализа конструкций передаточных механизмов сферического типа и классификации планетарных передач В. Н. Кудрявцева разработана классификационная схема сферических ППТК, отличающаяся разделением передач по количеству звеньев, контактирующих с телами качения, виду геометрического замыкания высших кинематических пар, образуемых телами качения, и фиксации тел качения относительно одного из элементов, позволившая установить перспективные группы механизмов для реализации востребованного диапазона передаточных отношений 16–200, обеспечивающие максимальные нагрузочную способность и КПД с радиальными размерами, не превышающими 200 мм. К ним относятся: двухконтактные СРП, спроектированные по схеме $2k-h$, ролики которых размещены в двух рядах, расположенных коаксиально, с осями, зафиксированными относительно сателлита, с двухсторонним геометрическим замыканием высших кинематических пар, образованных роликами с замкнутыми периодическими беговыми дорожками, при этом центр масс сателлита расположен на оси передачи и совпадает с центром, относительно которого он совершает сферическое движение [1, 8, 10, 14, 31, 34].

2. Разработана и теоретически обоснована конструктивная схема СРП, отличающаяся коаксиальным расположением двух рядов роликов на сателлите, которые торцами сферической формы контактируют с периодическими беговыми дорожками остановленных и ведомого кулачков передачи, с возможностью вращения относительно собственных осей, что позволяет увеличить долю тел качения, одновременно передающих нагрузку, до 100 % от их общего числа в наружном ряду и до 50 % – во внутреннем ряду, на 50–150 % снизить удельные нагрузки в зацеплении по сравнению с цилиндрической формой торцов роликов, повысить средний КПД с 0,28–0,32 до 0,70–0,72 (для редукторов с передаточными отношениями 78–85) с учетом снижения приведенного коэффициента трения с 0,15 до 0,02 соответственно, снизить динамические нагрузки до 0,7–1,3 % от сил, действующих в зацеплении [7, 9, 24, 25, 27, 29, 30, 32, 35].

3. На основе разработанной модели передачи получены параметрические уравнения беговых дорожек, расположенных на сферической поверхности, включающие ее радиус R , угол наклона кривошипа ведущего вала Θ , число

периодов Z и центральный угол φ ($\varphi = 0-2\cdot\pi$). Применение беговых дорожек, выполненных по таким кривым, позволило снизить амплитуду колебаний мгновенного передаточного отношения СРП на 38–43 %, тем самым повысить кинематическую точность передачи, снизить скорости скольжения, по сравнению с червячными передачами, на 35–55 % и повысить КПД при частотах вращения ведущего вала 1000–3000 мин⁻¹, создать управляющие программы для изготовления беговых дорожек на станках с ЧПУ сферическими фрезами [5–7, 11, 13, 21].

4. На основе анализа модели силового взаимодействия получены зависимости сил в зацеплении и среднего КПД от числа периодов беговых дорожек Z_j , радиусов основных сфер R_j , угла наклона кривошипа ведущего вала Θ и приведенных коэффициентов трения f в контакте поверхностей для двух возможных силовых схем (при $Z_2 > Z_3$ или $Z_3 > Z_2$). Установлено, что увеличение разницы чисел периодов беговых дорожек от единицы до 2, 3 позволяет повысить КПД передачи на 8–10 % при одинаковых передаточных отношениях. Определены значения угла $\Theta = 0,07-0,34$ рад, обеспечивающие минимальные потери мощности при передаточных отношениях 16–200. Теоретически установлен и результатами компьютерного моделирования подтвержден основной критерий надежности СРП – контактная прочность поверхности беговой дорожки ведомого кулачка. Исходя из контактной теории получены минимально допустимые значения радиуса сферической поверхности ролика $r_s = 5,2-6,3$ мм при $\Theta = 0,125-0,185$ рад, обеспечивающие максимальную нагрузочную способность и контактную выносливость. Установлено, что для обеспечения максимальной нагрузочной способности при уменьшении радиуса r_s с 6 до 2 мм при заданных радиальных габаритах передачи угол Θ необходимо увеличивать с 0,08 до 0,28 рад соответственно [2–4, 12, 13, 15, 16, 22, 23, 33].

5. Результатами испытаний экспериментальных образцов редукторов и мотор-редукторов с СРП подтверждены теоретические зависимости для оценки среднего КПД и установлено среднее значение приведенного коэффициента трения $f = 0,02$ в зацеплении. Средний КПД составил 0,82 и 0,62 при передаточных отношениях 44 и 105, что сравнимо с КПД червячных и планетарных зубчатых передач при аналогичных передаточных отношениях. Экспериментально установлено, что на постоянство КПД опытного образца исследуемой передачи наибольшее влияние оказывает погрешность шага установки роликов внутреннего ряда, на кинематическую точность (стабильность передаточного отношения) – погрешность изготовления и установки ведомого вала, а наибольшее температурное нагружение испытывает узел ведущего вала СРП, включающий сам вал, эксцентрик и сборный двухрядный сателлит, установленный на подшипниках качения. Результатами экспериментов определены рекомендуемые частоты вращения ведущего вала, близкие к 1000 мин⁻¹, при которых обеспечивается максимальный КПД, и доказано, что разработанный редуктор по уровню шума (корректированная звуковая мощность составила 78–87 дБА при частоте вращения ведущего вала $n_1 = 1500$ мин⁻¹) удовлетворяет требованиям, предъявляемым

к серийно изготавливаемым мотор-редукторам с зубчатыми передачами, элементы зацепления которых изготовлены по 8 и 9 степеням точности [17, 20, 28].

6. На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета и проектирования сферических роликовых передач, отличающаяся учетом совместного влияния числа роликов, одновременно передающих нагрузку, и геометрических параметров зацепления на нагрузочную способность, позволяющая определить рациональные геометрические параметры основных элементов передачи, обеспечивающие максимальные передаваемый момент и КПД при заданных радиальных габаритах исходя из условия контактной прочности передачи. Разработанная методика позволяет рассчитывать и проектировать редукторы высокого технического уровня по критерию массы, отнесенной к передаваемому моменту, $0,088-0,093 \text{ кг}/(\text{Н}\cdot\text{м})$ [18, 19, 26].

Рекомендации по практическому использованию результатов

Разработан ряд механизмов на основе СРП с двухрядным сателлитом, включающих редуктор для привода тяговой лебедки с передаточным отношением 44 и конструкторская документация ЯЛКД 771.00.000 на его изготовление, редуктор баллонного ключа с передаточным отношением 16, по своим массовым и габаритным характеристикам сопоставимых с червячными редукторами, но имеющих меньшие габаритные размеры. Разработана СРП с передаточным отношением 105 для мотор-редуктора с асинхронным электродвигателем со средним КПД 0,62, сопоставимым с КПД зубчатых планетарных передач с двухрядным сателлитом.

Результаты исследований могут быть использованы при проектировании малогабаритных приводных систем (с максимальным диаметром корпуса до 200 мм) с широким диапазоном значений передаточных отношений (16–200), при этом диапазон передаваемых моментов составляет до 100 Н·м при постоянном режиме работы и до 500 Н·м при периодическом использовании с частотой вращения ведущего вала до 3000 мин^{-1} . В указанных условиях сферические роликовые передачи способны заменить червячные и планетарные зубчатые передачи, а также передачи других типов. Рассчитанный экономический эффект при замене червячной передачи на СРП за счет снижения расходов на изготовление и материалы в условиях мелкосерийного производства на неспециализированном предприятии с использованием станков с ЧПУ составил 199,57 BYN на единицу продукции и 29,95 BYN при изготовлении партии редукторов 50 шт. (по состоянию цен на август 2021 г.). Разработанные конструкции передач имеют техническую новизну, защищены патентами на изобретения и могут использоваться разработчиками редукторной техники на машиностроительных предприятиях.

Результаты исследований прошли промышленную апробацию и внедрены в производство на предприятиях ООО «ФлагманБус» (привод тяговой лебедки), ООО «Дозатор-плюс» (баллонный ключ). Методика расчета и проектирования СРП и экспериментальные образцы редукторов внедрены и используются в учебном процессе Белорусско-Российского университета.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ**Монографии**

1. Лустенков, М. Е. Расчет и проектирование сферических роликовых передач: монография / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 177 с. : ил.

Статьи в журналах из перечня научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований и в иностранных научных изданиях

2. Фитцова, Е. С. Силовой анализ сферических передач с промежуточными телами качения / Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 4 (45). – С. 92–99.

3. Лустенков, М. Е. Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижевского гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 23–27.

4. Сферические роликовые передачи: расчет на прочность / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова, А. П. Прудников, М. В. Разгонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 2 (55). – С. 98–107.

5. Сравнительный анализ различных типов центровых кривых кулачковых профилей сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, И. И. Маковецкий, Е. С. Лустенкова, Ю. В. Машин, В. Л. Комар // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3 (56). – С. 74–82.

6. Сазонов, И. С. Кинематический анализ сферических роликовых передач / И. С. Сазонов, Е. С. Лустенкова, Ю. В. Машин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 4 (57). – С. 81–88.

7. Исследование конструкции сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом и определении углов подъема беговых дорожек / Е. С. Лустенкова, В. Л. Комар, А. Н. Моисеенко, М. В. Разгонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2018. – № 4 (61). – С. 5–14.

8. Лустенков, М. Е. Совершенствование конструкций сферических передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. – Минск: ГНУ ОИМ НАН Беларуси, 2018. – Вып. 7. – С. 195–198.

9. Лустенкова, Е. С. Сравнительный анализ сферических роликовых передач с различными профилями беговых дорожек / Е. С. Лустенкова, Я. Н. Метелица, А. Н. Моисеенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 2 (63). – С. 23–33.

10. Лустенков, М. Е. Оценка кинематических возможностей и КПД сферической и роликовой передач // М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. машиностроения. – 2019. – № 3. – С. 25–28.

11. Лустенкова, Е. С. Некоторые аспекты изготовления кулачков сферических роликовых передач / Е. С. Лустенкова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 3 (64). – С. 59–66.

12. Лустенкова, Е. С. Определение оптимальных геометрических параметров сферических роликовых передач по критерию максимального КПД / Е. С. Лустенкова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 4 (65). – С. 34–42.

13. Лустенков, М. Е. Сферическая роликовая передача с двухрядным сателлитом: силовые расчеты и определение КПД / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Брянского гос. техн. ун-та. – 2019. – № 5. – С. 32–43.

14. Лустенкова, Е. С. Сферические механизмы в приводных системах: анализ перспективных конструкций и классификация / Е. С. Лустенкова // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. – Минск: ГНУ ОИМ НАН Беларуси, 2020. – Вып. 9. – С. 64–67.

15. Lustenkov, M. E. Load Capacity of Spherical Roller Transmission with Double-Row Pinion / M. E. Lustenkov, E. S. Lustenkova // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 795 (2020) 012020. – 6 p.

16. Лустенкова, Е. С. Конечно-элементный анализ для оценки прочности основных деталей сферической роликовой передачи / Е. С. Лустенкова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2021. – № 1 (70). – С. 13–22.

17. Лустенкова, Е. С. Экспериментальная оценка тепловых и шумовых характеристик редуктора со сферической роликовой передачей / Е. С. Лустенкова // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – № 1 (69). – 2021. – С. 43–50.

18. Лустенкова, Е. С. Методика расчета и проектирования сферических роликовых передач с двухрядным сателлитом / Е. С. Лустенкова // Механика машин, механизмов и материалов. – 2021. – № 2. – С. 18–24.

19. Лустенкова, Е. С. Оценка эффективности внедрения сферических роликовых передач с двухрядным сателлитом / Е. С. Лустенкова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2021. – № 3 (72). – С. 35–45.

20. Lustenkova, E. S. Experimental Estimation of Efficiency and Kinematic Accuracy of a Spherical Roller Transmission / E. S. Lustenkova // IOP Conf. Series: International Conference on Mechanical Engineering and Modern Technologies (MEMT 2020), Tomsk, 26–30th Oct. 2020. – 2021. – Vol. 1118 (2021) 012007. – 6 p.

Статьи в сборниках научных трудов, материалы конференций и тезисы докладов

21. Фитцова, Е. С. Оценка уравновешенности сферических передач с промежуточными телами качения / Е. С. Фитцова // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 30–31 окт. 2013 г. / Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2013. – С. 49.

22. Фитцова, Е. С. Определение коэффициента перекрытия передач с промежуточными телами качения / Е. С. Фитцова // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 16–17 окт. 2014 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2014. – С. 52.

23. Фитцова, Е. С. Определение КПД сферических передач с промежуточными телами качения / Е. С. Фитцова // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 22–23 окт. 2015 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2015. – С. 53.

24. Сферическая роликовая передача с двухрядным генератором / И. С. Сазонов, Е. С. Лустенкова, Б. Б. Скарыно, Ю. В. Машин // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 26–27 апр. 2018 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2018. – С. 109.

25. Лустенкова, Е. С. Разработка конструкции и модели сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом / Е. С. Лустенкова, М. В. Разгонов // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 25–26 окт. 2018 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2018. – С. 45–46.

26. Лустенкова, Е. С. Особенности методики расчета сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом / Е. С. Лустенкова, М. В. Разгонов, Ю. В. Машин // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 25–26 апр. 2019 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков [и др.]. – Могилев, 2019. – С. 92.

27. Лустенкова, Е. С. Компьютерное моделирование кулачковых поверхностей, контактирующих с цилиндрическими роликами / Е. С. Лустенкова, Я. Н. Метелица, В. Л. Комар // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 25–26 апр. 2019 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков [и др.]. – Могилев, 2019. – С. 93.

28. Лустенкова, Е. С. Установка для испытаний электромеханического привода автомобильного домкрата / Е. С. Лустенкова // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 24–25 окт. 2019 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков [и др.]. – Могилев, 2019. – С. 55.

29. Лустенкова, Е. С. Моделирование кулачковой поверхности сферической передачи, контактирующей с цилиндрическим роликом / Е. С. Лустенкова, Я. Н. Метелица, В. Л. Комар // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 23–24 апр. 2020 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков [и др.]. – Могилев, 2020. – С. 88.

30. Лустенкова, Е. С. Динамический анализ сферических роликовых передач / Е. С. Лустенкова // Современные проблемы машиностроения: тр.

XIII Междунар. науч.-техн. конф, Томск, 26–30 окт. 2020 г. / Томский политех. ун-т. – Томск, 2020. – С. 48–49.

31. Лустенкова, Е. С. Классификационная схема сферических передач с промежуточными телами качения / Е. С. Лустенкова // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 29–30 окт. 2020 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков [и др.]. – Могилев, 2020. – С. 59.

32. Лустенкова, Е. С. Сравнительный анализ структуры сферических передач различных типов / Е. С. Лустенкова // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 29–30 окт. 2020 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков [и др.]. – Могилев, 2020. – С. 60.

33. Лустенкова, Е. С. Оценка прочности сферической роликовой передачи методом конечных элементов / Е. С. Лустенкова // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 22–23 апр. 2021 г. / Беларус.-Рос. ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков [и др.]. – Могилев, 2021. – С. 90–91.

Патенты на изобретения Республики Беларусь

34. Сферическая передача: пат. ВУ 22355 / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова. – Опубл. 29.10.2018.

35. Сферическая передача: пат. ВУ 22606 / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова. – Опубл. 30.06.2019.



РЭЗІЮМЭ

Лусцянкава Кацярына Сяргееўна

**Разлік і праектаванне сферычных ролікавых перадач
для малагабарытных прывадаў**

Ключавыя словы: сферычная ролікавая перадача, рэдуктар, прамежкавыя цела качэння, ролікі, кулачкі, ККД, трываласць.

Мэта працы: разлічыць і спраектаваць малагабарытныя сферычныя ролікавыя перадачы высокага тэхнічнага ўзроўня з стаўленнем масы рэдуктара да перадаванага моманту меней 0,1 кг/(Н·м) і шырокім дыяпазінам перадачковых адносін (16–200).

Метады даследавання і апаратура. Пры правядзенні даследаванняў выкарыстоўваліся палажэнні класічнай механікі, тэорыі машын і механізмаў, механікі матэрыялаў, метады матэматычнага мадэлявання, планавання, правядзення выпрабаванняў і апрацоўкі вынікаў эксперыментальнага. Ужываліся пакеты праграм матэматычнага аналізу, САD і САЕ сістэмы. Эксперыменты праводзіліся на стэндзе для вызначэння ККД з датчыкамі кутняй хуткасці і крутоўнага моманту, выкарыстоўваліся цеплавізар і шумамер.

Атрыманыя вынікі і іх навізна. Распрацавана класіфікацыйная схема сферычных перадач з прамежкавымі цэламі качэння. Прапанавана канструкцыя СРП з двухрадковым сатэлітам з кааксіяльным размяшчэннем шэрагаў ролікаў са сферычнымі тарцамі. Атрыманы параметрычныя ўраўненні цэнтральных профіляў кулачковых паверхняў бегавых дарожак, залежнасці кінематычных параметраў ад геаметрычных параметраў СРП і вугла павароту вядучага вала. Распрацаваны мадэлі сілавога ўзаемадзеяння і атрыманы залежнасці для вызначэння сіл, якія дзейнічаюць на асноўныя дэталі СРП і ККД у залежнасці ад перадаецца моманту, геаметрычных параметраў і каэфіцыентаў трэння ў кантакце паверхняў. Атрыманы вынікі эксперыментальных даследаванняў ККД, шуму і цеплавых характарыстык рэдуктараў з СРП. Распрацавана метадыка разліку і праектавання сферычных ролікавых перадач з двухрадковым сатэлітам, якая ўключае вызначэнне рацыянальных геаметрычных параметраў дэталей СРП, якія забяспечваюць максімальны ККД і перадаваны момант пры задзеных радыяльных габарытах перадачы.

Ступень выкарыстання. Эксперыментальныя ўзоры рэдуктараў на аснове распрацаванай СРП прайшлі прамысловую апрацоўку на прадпрыемствах Рэспублікі Беларусь. Вынікі працы выкарыстоўваюцца ў навучальным працэсе Беларуска-Расійскага ўніверсітэта.

Вобласць прымянення: машынабудаванне, сродкі механізацыі.

РЕЗЮМЕ

Лустенкова Екатерина Сергеевна

Расчет и проектирование сферических роликовых передач для малогабаритных приводов

Ключевые слова: сферическая роликовая передача, редуктор, промежуточные тела качения, ролики, кулачки, КПД, прочность.

Цель работы: рассчитать и спроектировать малогабаритные сферические роликовые передачи высокого технического уровня с отношением массы редуктора к передаваемому моменту менее $0,1 \text{ кг}/(\text{Н}\cdot\text{м})$ и широким диапазоном передаточных отношений (16–200).

Методы исследования и аппаратура. При проведении исследований использовались положения классической механики, теории машин и механизмов, механики материалов, методы математического моделирования, планирования, проведения испытаний и обработки результатов экспериментов. Применялись пакеты программ математического анализа, САД и САЕ системы. Эксперименты проводились на стенде для определения КПД с датчиками угловой скорости и крутящего момента, использовались тепловизор и шумомер.

Полученные результаты и их новизна. Разработана классификационная схема сферических передач с промежуточными телами качения. Предложена конструкция СРП с двухрядным сателлитом с коаксиальным расположением рядов роликов со сферическими торцами. Получены параметрические уравнения центровых профилей кулачковых поверхностей беговых дорожек, зависимости кинематических параметров от геометрических параметров СРП и угла поворота ведущего вала. Разработаны модели силового взаимодействия и получены зависимости для определения сил, действующих на основные детали СРП и КПД в зависимости от передаваемого момента, геометрических параметров и коэффициентов трения в контакте поверхностей. Получены результаты экспериментальных исследований КПД, шума и тепловых характеристик редукторов с СРП. Разработана методика расчета и проектирования сферических роликовых передач с двухрядным сателлитом, включающая определение рациональных геометрических параметров деталей СРП, обеспечивающих максимальный КПД и передаваемый момент при заданных радиальных габаритах передачи.

Степень использования. Экспериментальные образцы редукторов на основе разработанной СРП прошли промышленную апробацию на предприятиях Республики Беларусь. Результаты работы используются в учебном процессе Белорусско-Российского университета.

Область применения: машиностроение, средства механизации.

SUMMARY

Lustenkova Ekaterina Sergeevna

Calculation and design of spherical roller transmissions for compact drives

Keywords: spherical roller transmission, speed reducer, intermediate rolling elements, rollers, cams, efficiency, strength.

Aim of the research: calculate and design small-sized spherical roller transmissions of a high technical level with a ratio of the mass of speed reducer to the transmitted moment of less than 0.1 kg/(N·m) and a wide range of gear ratios (16–200).

Investigation methods and equipment. During the research, the grounds of classical mechanics, the theory of machines and mechanisms, mechanics of materials, methods of mathematical modeling, planning, testing and processing the results of experiments were used. Mathematical analysis software packages, CAD and CAE systems were used. The experiments were carried out on a test bench for determining the efficiency with sensors of angular velocity and torque, a thermal imager and a sound level meter were used.

Results obtained and their novelty. A classification scheme for spherical transmissions with intermediate rolling bodies has been developed. The design of the SRT with a two-row pinion with a coaxial arrangement of rows of rollers with spherical ends is proposed. The parametric equations of the center profiles of the cam surfaces of the running tracks, the dependences of the kinematic parameters on the geometric parameters of the SRT and the angle of rotation of the drive shaft are obtained. Models of force interaction have been developed and dependences have been obtained to determine the forces acting on the main parts of the SRT and efficiency depending on the transmitted torque, geometric parameters and friction coefficients in the contact of surfaces. The results of experimental studies of efficiency, noise and thermal characteristics of speed reducers with SRT have been obtained. A methodology for calculating and designing spherical roller transmissions with a double-row satellite has been developed, including the determination of the rational geometric parameters of the SRT parts for maximum efficiency and transmitted torque for given reducer radial dimensions.

Extent of industrial implementation. Experimental samples of speed reducers based on the developed SRT have been industrially tested at the enterprises of the Republic of Belarus. The results of the work are used in the educational process of the Belarusian-Russian University.

The sphere of application: machine building, means of mechanization.

Научное издание

ЛУСТЕНКОВА
Екатерина Сергеевна

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОВЫХ
ПЕРЕДАЧ ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПРИВОДОВ**

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени кандидата технических наук
по специальности 05.02.02 – машиноведение,
системы приводов и детали машин

Подписано в печать 28.03.2023. Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная. Цифровая печать.
Усл. печ. л. 1,45. Уч.-изд. л. 1,57. Тираж 70. Заказ 219.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.

ЛИСТ ИСПРАВЛЕНИЙ

в тексте автореферата диссертации Лустенковой Екатерины Сергеевны
 «Расчет и проектирование сферических роликовых передач для
 малогабаритных приводов» на соискание ученой степени кандидата
 технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение, системы
 приводов и детали машин

| № стра- ницы | Исходный текст | Исправленный текст |
|--------------------|---|--|
| 11 | $r_{s\min} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{R_j^2 + 28620 \cdot R_j \cdot N_{m\max}^{\frac{1}{2}} \cdot [\sigma_H]^3} - R_j \right), \quad (9)$ <p>где $N_{m\max}$ – максимальное значение из N_{m2} и N_{m3}, Н; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, МПа.</p> | $r_{s\min} = 0,5 \cdot \left(\sqrt{R_j^2 + K \cdot R_j \cdot N_{m\max}^{\frac{1}{2}} \cdot [\sigma_H]^3} - R_j \right), \quad (9)$ <p>где K – коэффициент, согласующий размерности параметров, $K = 28\ 620$ МПа; $N_{m\max}$ – максимальное значение из N_{m2} и N_{m3}, Н; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, МПа.</p> |
| 11 | $T_{2\max} = 1,098 \cdot 10^{-12} \cdot \frac{[\sigma_H]^3 \cdot K_n \cdot K_{p2} \cdot (R_2 + 0,707 \cdot r_2) \cdot n_{i2} \cdot \sin(\alpha_{m2} \pm \psi)}{\xi_q^3 \cdot \Sigma \rho^2 \cdot K_{\alpha\psi} \cdot \cos(\psi)}, \quad (10)$ <p>где ξ_q – коэффициент, зависящий от отношения Ω, учитывающего разность кривизн контактирующих поверхностей; $\Sigma \rho$ – сумма главных кривизн соприкасающихся тел, мм⁻¹.</p> | $T_{2\max} = S \cdot \frac{[\sigma_H]^3 \cdot K_n \cdot K_{p2} \cdot (R_2 + 0,707 \cdot r_2) \cdot n_{i2} \cdot \sin(\alpha_{m2} \pm \psi)}{\xi_q^3 \cdot \Sigma \rho^2 \cdot K_{\alpha\psi} \cdot \cos(\psi)}, \quad (10)$ <p>где S – коэффициент, согласующий размерности параметров, $S = 1,098 \cdot 10^{-12}$ МПа⁻²; ξ_q – коэффициент, зависящий от отношения Ω, учитывающего разность кривизн контактирующих поверхностей; $\Sigma \rho$ – сумма главных кривизн соприкасающихся тел, мм⁻¹.</p> |

Соискатель



Е.С. Лустенкова

Ученый секретарь совета
по защите диссертаций,
д.т.н., профессор



О.Г. Девойно