

**Министерство образования Республики Беларусь
Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

***50-ЛЕТИЮ БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
ПОСВЯЩАЕТСЯ***



**ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ПРИВОДНЫЕ СИСТЕМЫ,
ТРАНСМИССИИ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИЕ
КОМПЛЕКСЫ**

**Материалы международной научно-технической конференции
Могилев, 20–21 октября 2011г.**

Могилев
2011

УДК 62-82 : 621.865.8 «324»(043.2)

ББК 34.447 : 32.816

П27

Редакционная коллегия : д-р техн. наук, проф. И. С. Сазонов (гл. редактор); канд. техн. наук, доц. М. Е. Лустенков (зам. гл. редактора); В. И. Кошелева (отв. секретарь); А. М. Даньков д-р техн. наук, доц.; Г. С. Ленеvский канд. техн. наук, доц.

Рецензенты : д-р техн. наук, проф. А. Т. Скойбеда; д-р техн. наук, доц. В. Л. Басинюк; д-р техн. наук, проф. Б. И. Фираго

П27

Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы : материалы междунар. науч.-техн. конф. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 126 с. : ил.
ISBN 978-985-492-097-9.

Рассмотрены вопросы моделирования, проектирования, испытаний и эксплуатации механических и электромеханических приводных систем и робототехнических комплексов. Приведены результаты исследований механических передач различных типов.

Сборник предназначен для инженерно-технических и научных работников, аспирантов и студентов ВУЗов.

УДК 62-82 : 621.865.8 «324»(043.2)

ББК 34.447 : 32.816

ISBN 978-985-492-097-9

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2011

Дорогие друзья!

В 2011 году наш вуз отмечает юбилей – 50-летие со дня основания. В 1961 году был образован Могилевский машиностроительный институт. В 2001 г. вуз приобрел статус университета и стал именоваться Могилевским государственным техническим университетом. Белорусско-Российский университет создан 23 сентября 2003 года в соответствии с Соглашением между Правительством Республики Беларусь и Правительством Российской Федерации.

В настоящее время Белорусско-Российский университет является крупнейшим региональным научно-образовательным центром, в котором за полвека сформировались известные в республике и за ее пределами научные школы. Научная школа исследователей приводной техники стала развиваться со дня образования нашего вуза. Тематика исследований ученых этой школы весьма разнообразна, она включает в себя как традиционные зубчатые зацепления, так и новые передачи, перспективные электроприводы и робототехнику. Данное направление исследований является одним из основных в научной деятельности вуза, подготовлено 5 докторов наук и более 20 кандидатов наук.

В университете на сегодняшний день созданы все условия для подготовки кадров высшей квалификации в этой области. Ежегодно к научным исследованиям привлекаются около тысячи студентов, в том числе и к исследованиям приводной техники. По машиностроительному направлению работает магистратура и аспирантура. В специализированном совете Д 02.18.01, работающем в университете, можно защитить диссертации на соискание ученых степеней кандидата и доктора технических наук по профильной научной специальности 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин».

Университет богат научными традициями. Ежегодно мы проводим около пяти-шести международных конференций, симпозиумов и семинаров и некоторые из них имеют специализированный характер. Участников конференции «Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы» университет принимает впервые. Надеюсь, ее проведение станет доброй традицией для нашего высшего учебного заведения.

Искренне рад приветствовать наших гостей из других городов и стран. Желаю участникам конференции крепкого здоровья и творческих успехов!

Ректор Белорусско-Российского
университета,
д-р техн. наук, проф.



И.С. Сазонов

Научное издание

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ПРИВОДНЫЕ СИСТЕМЫ, ТРАНСМИССИИ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ

Материалы международной
научно-технической конференции

Могилев, 20–21 октября 2011 г.

Авторы несут персональную ответственность за содержание

Технический редактор И. В. Брискина

Компьютерная верстка И. В. Брискина

Дизайн обложки Е. С. Фитцова

Подписано в печать 04.10.2011г. Формат 60x84/16. Бумага офсетная.
Гарнитура Таймс. Печать трафаретная. Усл.печ.л. 7,09. Уч.-изд.л. 8,25.
Тираж 50 экз. Заказ № 685.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ 02330/375 от 29.06.2004г.
212000, г.Могилев, пр.Мира, 43.

Могилевская научная школа исследователей передач с промежуточными телами качения

Передачи с промежуточными телами качения являются специфическим объектом исследования. В настоящее время нельзя сказать, что они широко применяются в общем машиностроении. Однако, рассматривая становление научных направлений в Могилевском машиностроительном институте на протяжении полувека, эту сферу деятельности обойти вниманием нельзя. Читая зарубежные обзорные статьи с гордостью отмечаешь, что Могилев является признанным центром, наряду, например, с Томском и Кишиневом. Разнообразнейшие конструкции редукторов, внедренных в производство, десятки заключенных хоздоговоров с предприятиями из различных уголков Советского Союза, медали и награды на выставках, около тысячи опубликованных научных работ, больше сотни авторских свидетельств и патентов. Данное научное направление принесло пользу университету хотя бы тем, что оно позволяло осуществлять подготовку кадров высшей квалификации для вуза. Два доктора наук и семь кандидатов – неплохой результат для научной школы.

В Могилевском машиностроительном институте рождение данного направления связано с деятельностью Руслана Михайловича Игнатищева. Выпускник Харьковского горного института, горный инженер-механик, уже будучи кандидатом технических наук с 1970 г. начал работать в Могилеве. Он предложил идею синусошариковой передачи и активно принялся за ее практическую реализацию, привлекая к исследованиям других энтузиастов. Результатами усилий явилось создание синусошариковых редукторных вставок к электробурам, внедренных на ПО «Юганскнефтегаз», ПО «Туркменнефть», ПО «Башнефть», создание редукторов турбобуров для Уральской геологоразведочной экспедиции, создание редукторов-шпинделей и многое другое. Синусошариковые редукторы были включены в ГОСТ 15880-83 «Электробуры». В 1991 г. Игнатищев Р.М. в Ленинграде защитил докторскую диссертацию.

Сейчас, в век интернета, появилась возможность проведения полноценного патентного поиска по всему миру. Вопрос об авторе самого первого редуктора, использующего для зацепления промежуточные элементы качения, остается и останется открытым. Известны конструкции английских изобретателей еще двадцатых лет прошлого века, немецкие патенты на автомобильные дифференциалы, болгарские авторские свидетельства. Каждый исследователь приносил что-то новое, но в основном это была конструкторская новизна. Р.М. Игнатищев создал основы теории зацепления посредством тел качения. В отличие от многих изобретателей, его передачи имели четкую практическую направленность – техника для бурения

| | |
|---|-----|
| Компьютерное моделирование БИНС робототехнических авиационных комплексов..... | 103 |
| ОКОЛОВ А.Р. Применение принципов прогнозирования в управлении электроприводами..... | 105 |
| ПАРФЕНОВИЧ О.Н., КАПИТОНОВ О.А., ТРЕТЬЯКОВ А.С. Проблемы электромагнитной совместимости асинхронных электродвигателей с шим-модуляцией..... | 107 |
| ПАРФЕНОВИЧ О.Н., ТРЕТЬЯКОВ А.С. Перспективные модели асинхронных двигателей в электромехатронном исполнении..... | 111 |
| СЛУКА М.П., ЧЕРНАЯ Л.Г. Системный подход по выбору и применению взрывозащищенных регулируемых электроприводов.. | 115 |
| ЧЁРНАЯ Л.Г., АБАБУРКО В.Н., СЛУКА М.П. Автоматизация идентификации маркировки взрывозащищенного электрооборудования..... | 119 |

| | |
|--|-----|
| конструкциям устройств, используемых для проведения аварийно-спасательных работ службами МЧС..... | 50 |
| МАКАРЕВИЧ Д.М., ДЕРБАН В.О., ТИМОФЕЕВА В.И. Разработка алгоритма синтеза кулисного механизма с криволинейной формой кулисы для моторного привода..... | 52 |
| МАКАРЕВИЧ С.Д., ТИМОФЕЕВА В.И. Определение количества конических роликов в зацеплении прецессионного редуцирующего механизма на основе оценки его КПД..... | 55 |
| ПАШКЕВИЧ А.М. Геометрические параметры зацеплений в радиально-плунжерном шариковом редукторе, соответствующие его минимальным габаритам..... | 58 |
| ПАШКЕВИЧ В.М. Автоматизированная система для управления сборкой передач по параметру бокового зазора..... | 62 |
| ПАШКЕВИЧ В.М., ГАЛЮЖИН Д.С., ШИШКОВ Е.И. Сравнительный анализ методов оценки передач при определении кинематической погрешности..... | 66 |
| ПАШКЕВИЧ М.Ф., РОГАЧЕВСКИЙ С.Н. Улучшение параметров зацеплений звеньев червячных передач качения..... | 68 |
| ПОНОМАРЕВА О.А. Плавнорегулируемый механизм рулевого управления транспортного средства..... | 72 |
| ПРУДНИКОВ А.П. Оптимизация геометрических параметров профиля беговых дорожек роликовой планетарной передачи..... | 74 |
| РОГАЧЕВСКИЙ Н.И., БУЖИНСКИЙ А.Д. Снижение потерь передаваемой энергии в червячных зацеплениях..... | 77 |
| СЕВОСТЬЯНОВ В.С., СИВАЧЕНКО Т.Л. Основы проектирования ударно-вибрационных приводов технологических машин..... | 81 |
| СТАНОВСКОЙ В.В., КАЗАКЯВИЧИУС С.М., РЕМНЕВА Т.А., КУЗНЕЦОВ В.М. Конические тяговые редукторы нового поколения на основе эксцентриково-циклоидального зацепления... | 85 |
| ФЕДОРОВ С.В. Трибологические свойства номинальных машин (трибонадсистем)..... | 91 |
| ШАРКОВ О.В. Некоторые критерии сравнения технического уровня механизмов свободного хода..... | 95 |
| Секция 2. Электропривод и автоматизация | |
| БИШ В.Н., ЩАВЛЕВ А.А., ЯЦЫНА Ю.Ф. Некоторые аспекты построения робототехнических авиационных комплексов малой дальности..... | 98 |
| ВИШНЕРЕВСКИЙ В.Т. Исследование приводных систем с распределенными параметрами механических элементов..... | 101 |
| ГРИДНЕВ Ю.В., МЕЛЬНИК А.И., ПАЛЬЦЕВ А.Н. | |

скважин, т.е. по максимуму использовалось такое преимущество синусошарикового редуктора, как компактность в радиальном направлении.

Руслан Михайлович Игнатищев – человек очень энергичный и разносторонний. Кроме «синусного» направления он развивал множество других идей и решал задачи, лежащие казалось бы в совершенно различных областях: исследовал вопросы усталостного выкрашивания зубчатых колес, являлся одним из инициаторов развития гелиоэнергетики в Республике Беларусь, разработал новую концепцию преподавания курса теоретической механики, занимался исследованием механики прыжка в длину. В середине 90-х он ушел в большую политику. Мне, как специалисту, продолжающему делать скромные попытки в области развития передач с промежуточными телами качения, иногда становилось обидно, что Руслан Михайлович изменяет своему «главному направлению» (как я полагаю главному, возможно ошибочно) и растрчивает энергию. Возможно разносторонность – это одна из граней таланта большого ученого. Однако и в «главной» области Игнатищев Р.М. сегодня активно работает над совершенствованием синусоэксцентриковых передач и продолжает отстаивать идею о возможности создания в Могилеве производства редукторов с привлечением специалистов Могилевской школы.

В 70-х годах сформировался коллектив исследователей синусошариковых передач. Большой вклад в развитие этой области внесли аспиранты Р.М. Игнатищева и научные сотрудники Н.В. Тулуевский, М.И. Руцкий, В.А. Гаврош. В различное время над развитием синусошариковых передач также работали Н.В. Росянков, В.В. Стринатко, С.В. Свиридов и др.

Первая диссертация, которая была защищена сотрудником ММИ по данному направлению (1983 г.), это кандидатская диссертация Дмитрия Михайловича Макаревича (научный руководитель – директор ВНИИБТ Вадецкий Ю.В.). Макаревичем Д.М. был проделан большой объем теоретических и экспериментальных исследований, позволивший создать ту базу, от которой в дальнейшем отталкивались другие исследователи. Уникальные организаторские способности Дмитрия Михайловича позволили довести до промышленного внедрения многие опытные образцы, в частности весьма плодотворной была работа с ГП «Спецгеологоразведка» (Ивано-Франковск, Украина). Макаревич Д.М. являлся научным консультантом по моей кандидатской диссертации, и мы плодотворно сотрудничаем в настоящее время.

К развитию идей синусошарикового зацепления в свое время подключался и ректор Белорусско-Российского университета д-р техн. наук, проф. Игорь Сергеевич Сазонов. Он выступил соавтором одного из первых авторских свидетельств на конструкцию синусошарикового редуктора для забойных двигателей.

Значительный вклад в развитие технологии внес старший преподаватель кафедры теоретической механики Александр Иванович Крез. И хотя он не защитил кандидатскую диссертацию, другого специалиста, на высоком уровне владеющего вопросами изготовления синусоидальных профилей беговых дорожек не просто найти и сейчас.

В начале 80-х к данному направлению присоединился Михаил Федорович Пашкевич. Будучи уже опытным ученым, заведующим кафедрой сопротивления материалов Пашкевич М.Ф. начал исследовать передачи с беговыми дорожками замкнутыми не на цилиндре, а на плоскости. Игнатищев Р.М. также занимался исследованием передач с беговыми дорожками на торцах дисков. Под его научным руководством по данной тематике была защищена диссертация Петром Николаевичем Громыко в 1985 г. Позже Громыко П.Н. открыл собственное направление планетарных прецессионных передач и в настоящее время является доктором технических наук, профессором. В 1989 г. успешно защитил кандидатскую диссертацию по плоским (торцовым) планетарным передачам с телами качения ученик М.Ф. Пашкевича Дерученко Александр Иванович, к великому сожалению трагически ушедший из жизни.

Защита докторской диссертации Пашкевича М.Ф. состоялась в Минске в 1993 г.

В 2000 г. защитил кандидатскую диссертацию Довженко Виктор Иосифович (Игнатищев Р.М. и Пашкевич М.Ф. являлись научными консультантами) по эксцентриковым передачам с оригинальной конструкцией сепаратора. В 2001 г. состоялась защита моей кандидатской диссертации (научный руководитель Игнатищев Р.М., научный консультант Макаревич Д.М.), по результатам которой было разработано устройство для ликвидации аварий при бурении скважин.

Капитонов Александр Валентинович в 2002 г. и Жигунов Сергей Анатольевич в 2006 г. (у обоих научный руководитель Пашкевич М.Ф.) защитили кандидатские диссертации технологического направления, по вопросам связанным с нормированием точности и исследованиям кинематической погрешности передач этого типа.

Теория и практика передач с промежуточными телами качения находили развитие и в смежных областях. По средствам и методам контроля механических передач и самообучающимся компьютерным системам кандидатскую и докторскую диссертации защитил Пашкевич Виктор Михайлович, в которых объектами исследования выступали, в том числе, и передачи с промежуточными телами качения.

Работа в данном направлении в университете продолжается, хотя уже не с тем размахом, как в 80-х, когда научная школа передач с промежуточными телами качения в ММИ переживала период расцвета. Снижение научной активности связано со многими объективными причинами и тенден-

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| САЗОНОВ И.С. Вступительное слово..... | 3 |
| ЛУСТЕНКОВ М.Е. Могилевская научная школа исследователей передач с промежуточными телами качения..... | 4 |
| ДАНЬКОВ А.М. Основные моменты истории исследования зубчатых передач в Белорусско-Российском университете..... | 8 |
| Пленарные доклады | |
| СКОЙБЕДА А.Т., ГРОМЫКО П.Н., ЛУСТЕНКОВ М.Е. Минимизация потерь мощности при проектировании новых типов механических передач..... | 11 |
| БАСИНЮК В.Л., КУЛЕШОВА А.В. Управление изгибными колебаниями шпинделя с ременным приводом..... | 15 |
| ДАНЬКОВ А.М. Перспективы развития плавнорегулируемых механических передач..... | 19 |
| Секция 1. Перспективы совершенствования конструкций и методов обеспечения работоспособности приводных систем | |
| БОРИСЕНКО Л.А., КАЛЕЕВ Д.Н. Новые схемы малогабаритных передаточных механизмов для мехатронных устройств..... | 23 |
| ГРОМЫКО П.Н., ГОНЧАРОВ П.С., КРИВОНОГОВА Е.Г., ЛЯБИК В.И. Сравнительный анализ планетарных передач эксцентрикового типа на основе использования методов компьютерного моделирования..... | 27 |
| ГРОМЫКО П.Н., ЛУСТЕНКОВ М.Е., МАКАРЕВИЧ С.Д., ДОКОНОВ Л.Г. Особенности силового анализа прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами..... | 31 |
| ДАНЬКОВ А.М., ИОФФЕ А.З. Плавнорегулируемая планетарная зубчатая передача: насколько это актуально..... | 35 |
| ЕКИМЕНКО А.Н., КОЛДАЕВА С.Н., КОЛДАЕВ О.Ю. Изготовление деталей приводных систем сельхозтехники из армированных древопластов..... | 37 |
| КОЖЕВНИКОВ М.М. Методы планирования траекторий роботов для сборочно-сварочных роботизированных технологических комплексов..... | 40 |
| КРАСНЕВСКИЙ Л.Г., БЕЛЕВИЧ А.В., КУСЯК В.А., ФИЛИМОНОВ А.А. Управление фрикционным сцеплением на основе шим-сигнала с однопараметрической обратной связью..... | 44 |
| ЛУСТЕНКОВ М.Е., ПРУДНИКОВ А.П., ФИТЦОВА Е.С. Передача с промежуточными телами качения с квазивинтовой формой беговых дорожек..... | 48 |
| МАКАРЕВИЧ О.Д. Основные требования, предъявляемые к | |

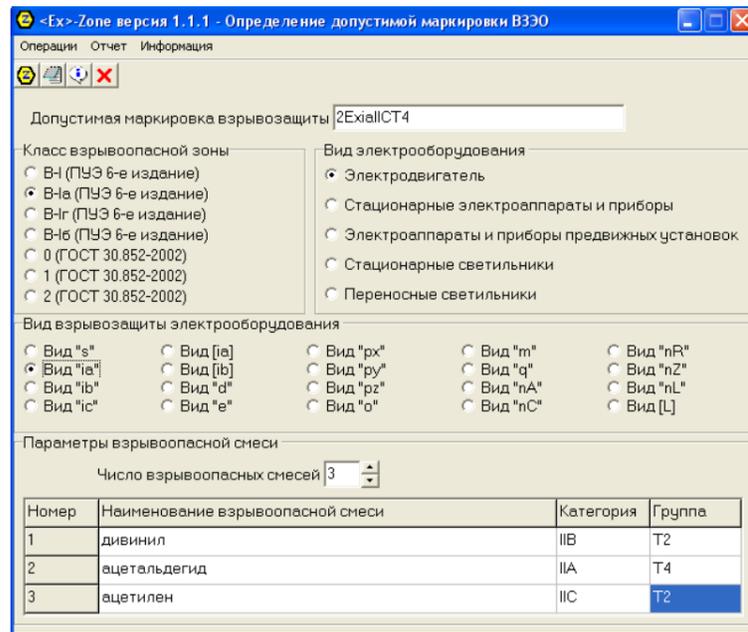


Рис. 3. Определение допустимой маркировки взрывозащиты для электродвигателя, установленного во взрывоопасной зоне класса В-1а (классификация по ПУЭ, 6-е издание)

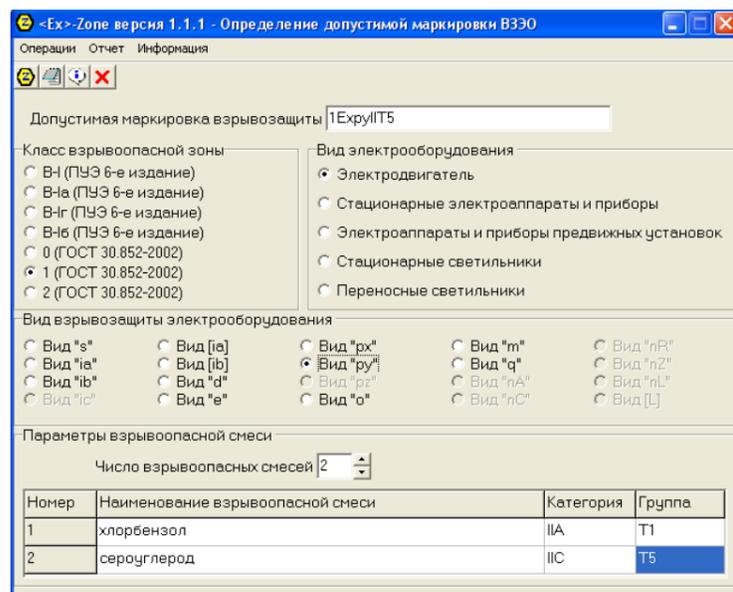


Рис. 4. Определение допустимой маркировки взрывозащиты для электродвигателя, установленного во взрывоопасной зоне класса I (классификация по ГОСТ 30852.9-2002)

Программное обеспечение <Ex>Drive позволяет адекватно проидентифицировать более 90 % существующих маркировок взрывозащиты и предназначена для энергетических служб и КИП и А, которые предварительно должны принять решение о допустимости эксплуатации ВЗЭО в условиях взрывоопасных зон предприятия.

циями, возникшими после распада СССР и затронувшими все научные школы и не только нашего университета. Свою роль сыграла сложность характеров и межличностных отношений между представителями Могилевской научной школы «нетрадиционных» передач (и не только передач с промежуточными телами качения). Однако и сегодня аспиранты и соискатели готовят диссертации, тематика исследований включена в госпрограмму, на крупнейших выставках 2010 г. в России получены медали. Возможно, область исследований и не является «прорывной» в современной науке, как и все исследования, что связаны с классической механикой и ТММ. Однако резервы передач с промежуточными телами качения до конца не исчерпаны. Сейчас наступил новый этап в развитии машиностроения: появилось технологическое оборудование нового поколения, позволяющее обработать поверхности любой сложности, с появлением мощных математических программных пакетов и САПР многократно расширились возможности моделирования.

То, что работы в данном направлении являются актуальными, подтверждает все возрастающая активность, проявляемая российскими разработчиками и фирмами дальнего зарубежья. Внедрение передачи нашли в приводах перемешивателей бурового раствора, запорной и запорно-регулируемой арматуры, приводов беспилотных летательных аппаратов и других механизмах.

Республика Беларусь имеет кадровый потенциал и пока занимает достойное место в этой области. Направление, связанное с совершенствованием передач с промежуточными телами качения, повышением их технического уровня, развитием теории зацепления, на наш взгляд, необходимо развивать, чтобы не случилось ситуации, когда через несколько лет мы будем вытеснены с данного рынка полностью.

Первый проректор,
канд. техн. наук, доц.

М.Е. Лустенков

Основные моменты истории исследования зубчатых передач в Белорусско-Российском университете

Изучение зубчатых передач в Могилевском машиностроительном институте в рамках учебного процесса началось на второй год после его образования, а их исследование контингентом преподавателей – гораздо позднее.

Первым сотрудником Могилевского машиностроительного института, который выполнил научную работу в области зубчатых передач, был Вячеслав Иванович Тростин. Поступив в целевую аспирантуру МВТУ им. Н.Э. Баумана, он по поручению корифеев-создателей отечественных волновых зубчатых передач в начале 70-х годов прошлого века изготовил волновую лебедку для Могилевского лифтостроительного завода. Вскоре, после защиты кандидатской диссертации, он переехал в Гомель, а созданная им лифтовая лебедка долго вызывала удивление работников завода своей оригинальной конструкцией.

Систематические же исследования зубчатых передач в университете (Могилевский машиностроительный институт) были начаты в 1969 г. Благодарным Владимиром Марковичем (работает в Барановичском государственном университете). Им была создана лаборатория по исследованию мелко модульных зубчатых передач, сотрудники которой составили мощный научно-исследовательский сектор кафедры, выполнили ряд значимых хозяйственных договоров. Осуществляя активное научное руководство лабораторией, Владимир Маркович стал доктором технических наук, профессором. В созданной им лаборатории, в различные годы подготовили и защитили кандидатские диссертации (по профилю выполнявшихся в лаборатории работ) Леванович Николай Андреевич, Даньков Александр Михайлович и Скакун Валентин Витальевич. Начиная с 1971 г., под руководством проф. Андожского Всеволода Дмитриевича в университете стали проводиться теоретические исследования (прежде всего, исследования геометрии) зубчатых передач. Из числа его учеников защитили кандидатские диссертации Василенок Василий Дмитриевич (ныне – доцент БНТУ) и Рогачевский Николай Иванович, и в настоящее время работающий в области передач зацеплением (достаточно упомянуть только созданные им образцы оригинальных червячных передач). Работая на одной кафедре, Владимир Маркович и Всеволод Дмитриевич представляли собой симбиоз теории и практики. Всеволод Дмитриевич полагал, что основными инструментами ученого должны быть «карандаш и бумага», а Владимир Маркович большое внимание уделял эксперименту: под его руководством была создана материальная база НИЛ, включающая испытательные стенды и установки.

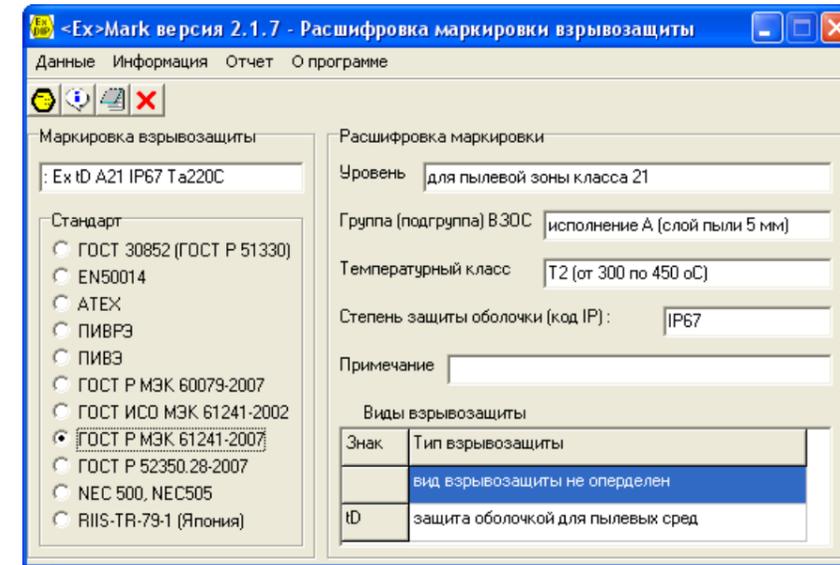


Рис. 2. Расшифровка маркировки взрывозащиты по ГОСТ Р МЭК 61241-2007

Программа <Ex>Zone предназначена для определения допустимой маркировки взрывозащиты взрывозащищенного электрооборудования для газовоздушных взрывоопасных зон. Программа является частью пакета <Ex>Drive, но может использоваться и самостоятельно.

В разделе «Вид электрооборудования» устанавливается маркер в требуемую позицию типа электрооборудования. В списке «Класс зоны» указывается наименование класса взрывоопасной зоны по ПУЭ 6-го издания и ГОСТ 30852-2002. В списке «Вид взрывозащиты» устанавливается маркер в нужную позицию. Для определения подкатегории и температурного класса ВЗЭС следует указать число взрывоопасных смесей и задать их параметры в таблице. При этом можно автоматически вставлять взрывоопасные смеси из базы данных. Для этого выполняется клик правой кнопкой мыши по нужной строке таблицы. После этого раскроется всплывающее меню, в котором выбирается пункт «Добавить смесь из базы». При этом раскроется окно списка параметров взрывоопасных смесей, в котором выбирается нужная смесь и нажимается кнопка «Выбрать смесь». Для получения допустимой маркировки ВЗЭС следует нажать первую кнопку или пункт Операция/Допустимая маркировка. В одноименном поле отобразится обозначение допустимой маркировки для заданных данных. По окончании получения маркировки возможно просмотреть отчет и сохранить его в отдельный текстовый файл.

Результаты работы программы представлены на рис. 3, 4.

– автоматизации ведения паспорта индивидуальной эксплуатации на взрывозащищенные асинхронные электродвигатели, светильники и контрольно-измерительные приборы (программа <Ex>Drive).

Программное обеспечение предназначено для работы под управлением операционных систем Windows XP/Vista/Seven. Отсутствие необходимости первоначальной установки (инсталляции) в составе операционной системы делает возможность его запуска с мобильных устройств внешней памяти.

Программа <Ex>Mark предназначена для расшифровки маркировки взрывозащиты взрывозащищенного электрооборудования для газовоздушных взрывоопасных зон. Программа является частью пакета <Ex>Drive, но может использоваться и самостоятельно. В поле «Маркировка взрывозащиты» записывается маркировка ВЗЭО, при этом следует соблюдать регистр и язык ввода. Рекомендуется указать в группе переключателей наименование стандарта, в котором предположительно выполнена маркировка. Это не обязательно, так как программа автоматически проверяет соответствие указанного стандарта и реальной маркировки. При необходимости она предлагает скорректировать стандарт автоматически. Расшифровка маркировки выполняется нажатием крайней слева кнопки на панели инструментов или выбором раздела меню Данные/Расшифровать. По окончании дешифровки маркировки возможно просмотреть отчет и сохранить его в отдельный текстовый файл. Результаты работы программы представлены на рис. 1, 2.

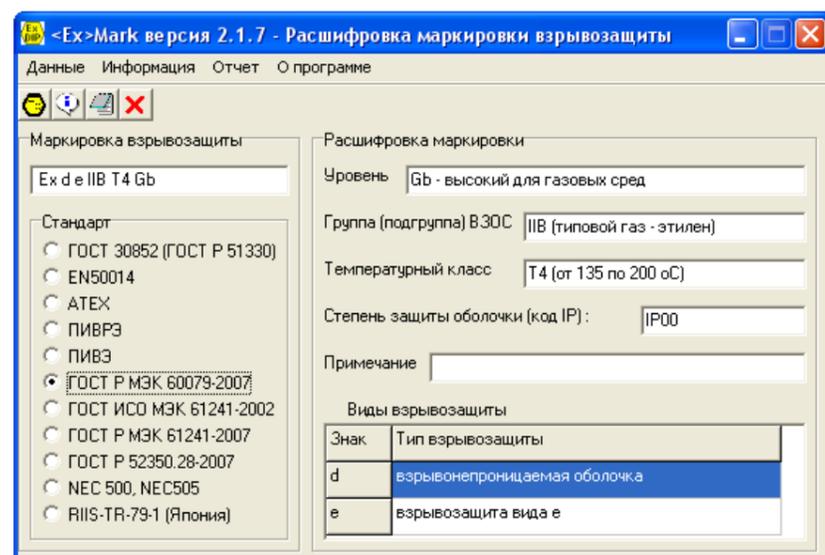


Рис. 1. Расшифровка маркировки взрывозащиты по ГОСТ Р МЭК 60079-2007

Предпринятые Благодарным В.М. и Андожским В.Д. усилия не пропали даром, а посеянные ими семена нашли благодатную почву. Свидетельством тому – крупные самостоятельные исследования в области зубчатых передач, выполненные в университете.

Петр Николаевич Громыко выдвинул идею упрощенной двухколесной планетарной передачи, разработал ряд конструктивных модификаций и выполнил исследования ее эксплуатационных характеристик. В 2002 г. им защищена докторская диссертация. В составе научного коллектива над совершенствованием конструкции передачи и расширением области ее применения работали Пусков Олег Михайлович, Хатетовский Станислав Николаевич, Стаценко Андрей Анатольевич, Галюжин Даниил Сергеевич и Доконов Леонид Геннадьевич, в разные годы защитившие кандидатские диссертации.

Александр Михайлович Даньков предложил конструкции плавнорегулируемых рядовой и планетарной зубчатых передач и выполнил ряд теоретических и экспериментальных исследований, подтвердивших работоспособность этих передач. И, хотя работа в этой области далеко не закончена и сейчас, выполненный к 2004 г. объем работ получил общественное признание, и в 2005 г. ему была присуждена ученая степень доктора технических наук. В промышленности эти передачи могли бы найти свое место не только в перспективных конструкциях приводов технологического оборудования, но и трансмиссиях транспортных средств. На данный момент с их устройством и особенностями функционирования знакомятся наиболее продвинутые студенты, занимающиеся СНИР.

Виктор Михайлович Пашкевич создал компьютерные обучающиеся системы, обеспечивающие повышение точности механической обработки и сборки изделий машиностроительного производства (прежде всего, наиболее сложных по конструкции и технологии изготовления изделий – зубчатых передач). Полезность этой разработки признана ведущими промышленными предприятиями республики, а труды Виктора Михайловича увенчались присуждением ему в 2007 г. ученой степени доктора технических наук. Разработка Виктора Михайловича активно используется в учебном процессе университета.

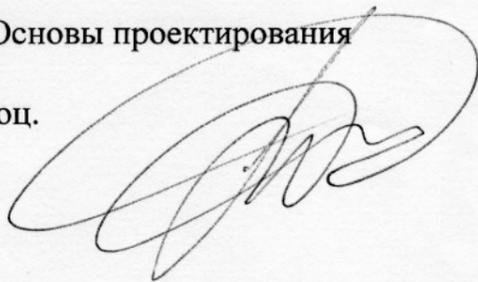
Большую работу в области передач зацеплением ведет проф. Борисенко Леонид Анатольевич. Им создан и опробован ряд оригинальных конструкций планетарных редукторов: цепных, зубчатых, циклоидальных. Наиболее значимым является то, что Леонид Анатольевич отработал схему, конструкцию и технологию изготовления малогабаритного двухступенчатого зубчатого планетарного редуктора с высокой нагрузочной способностью.

Единственным, на сегодняшний день, исключением из представленного сугубо мужского коллектива является Печковская Ольга Евгеньевна,

которая под руководством умудренного опытом Михаила Федоровича Пашкевича преодолела все невзгоды на пути соискателя ученой степени кандидата технических наук и добилась ее присуждения в 2009 г. за исследование классической двухколесной зубчатой передачи. Это свидетельство того, что молодежь не остается в стороне от проложенного ветеранами магистрального пути.

Наш университет, пожалуй, единственный в республике, имеющий такую представительную плеяду ученых, работающих в столь сложной и интересной области – области зубчатых передач. Выполненный этой плеядой объем научной работы, ее качество и результаты убедительно свидетельствуют о высоком потенциале ученых-«зубчатников» и удовлетворительной степени его реализации. В свете сказанного, естественным, на-сущным и закономерным представляется организация и проведение в стенах университета такого форума, как конференция «Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы», которая, вне всякого сомнения, обозначит проблемы и наметит пути дальнейшего развития зубчатых передач. Достижения наших ученых позволяют надеяться, что этот форум, став регулярным, будет притягательным для исследователей зубчатых передач из соседних стран, превратится в заметное событие научной жизни республики.

Зав. кафедрой «Основы проектирования машин»,
д-р техн. наук, доц.



А.М. Даньков

УДК 621.313

АВТОМАТИЗАЦИЯ ИДЕНТИФИКАЦИИ МАРКИРОВКИ ВЗРЫВОЗАЩИЩЕННОГО ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

Л. Г. ЧЕРНАЯ, В. Н. АБАБУРКО, М. П. СЛУКА

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

В последние годы в Республике Беларусь используется взрывозащищенное электрооборудование (ВЗЭО), маркировка взрывозащиты которого отличается от действующих в настоящее время ГОСТ 30852-2002 и ГОСТ ИСО МЭК 61241. Это связано с использованием ВЗЭО как изготовленного ранее советского и иностранного производства, так и применением нового электрооборудования с маркировкой взрывозащиты в соответствии с международными стандартами МЭК 60079-0-2007.

Такое разнообразие маркировок создает большие проблемы у электротехнического персонала и специалистов, занимающихся проектированием, эксплуатацией и ремонтом взрывозащищенного электрооборудования. Ошибки при идентификации уровня взрывозащиты, видов реализованной взрывозащиты, подгруппы и температурного класса ВЗЭО в ряде случаев могут привести к воспламенению взрывоопасной смеси при его эксплуатации.

В научно-исследовательской лаборатории «Взрывозащищенное электрооборудование» университета выполнена разработка серии программного обеспечения для автоматизации идентификации ВЗЭО. Для создания программного обеспечения использовалась система визуального программирования Borland C++Builder v. 6.0, которая доступна для некоммерческого использования.

Пакет программ предназначен для выполнения следующих операций:

– автоматической идентификации и полной расшифровки маркировки взрывозащиты ВЗЭО, выполненного в соответствии со следующими стандартами: ГОСТ 30852-2002 (ГОСТ Р 51330-99), ГОСТ ИСО МЭК 61241 (изданий 2002 и 2007 годов), ГОСТ Р МЭК 60079-2007, ПИВЭ, ПИВРЭ, EN50014, АТЕХ, ГОСТ Р 52350-2007, NEC 500, RIIS-TR-79-1 (программа <Ex>Mark);

– автоматизации определения допустимой маркировки взрывозащиты ВЗЭО для применения в газовоздушных и пылевоздушных взрывоопасных средах заданного класса в соответствии с действующими нормативными документами Республики Беларусь и Российской Федерации (программа <Ex>Zone);

Если волновое сопротивление кабеля и обмотки двигателя не согласованы, происходит увеличение пиков напряжения на клеммах двигателя, а также в обмотке статора, что может привести к пробое изоляции. Для защиты от этих негативных явлений необходимо соблюдать следующие рекомендации: усиление изоляции двигателя; дополнительно учитывать длину кабеля между преобразователем частоты и двигателем, а также выходную мощность двигателя; установка фильтров на выходе преобразователя частоты; использование специальных «демпфирующих» (увеличивающих затухание отраженной волны напряжения) кабелей.

Правильная установка заземления очень важна, поскольку необходимо учитывать, что в приводе с частотным преобразователем сумма напряжений фаз никогда не равна нулю. Это становится причиной трудности сохранения на корпусе двигателя нулевого потенциала. Емкостные напряжения и токи в случае плохого заземления статора могут воздействовать на питающее напряжение и вывести из строя оборудование.

На практике максимальный вращательный момент двигателя должен быть на 40 % выше, чем момент сопротивления нагрузки для обеспечения процессов ускорения и торможения двигателя.

При проверке подшипников необходимо учитывать, что имеется предел частоты вращения, с которой вращается подшипник. Тип подшипника, размер, внутренняя конструкция, нагрузка и условия охлаждения, точность изготовления, внутренний клиренс определяют возможную максимальную частоту вращения.

Тип смазки определяется режимом работы (эксплуатации) двигателя. Применяя специальные смазочные материалы, можно увеличить максимальную частоту вращения, уменьшить трение и выделение тепла. При очень низких частотах вращения ротора двигателя невозможно создать масляную пленку между катящимися элементами и поверхностью качения. Это создает путь для электрического тока между шариками и несущими кольцами подшипника, что требует использовать изолированные подшипники.

Поток воздуха и охлаждающая мощность зависят от частоты вращения вентилятора. Чтобы увеличить охлаждающую мощность двигателя при низкой частоте вращения, может быть использован вентилятор специальной конструкции или отдельный вентилятор с постоянной максимальной частотой вращения.

В сопроводительной документации взрывозащищенного электродвигателя должны быть указаны параметры и условия, необходимые для работы его с конкретным преобразователем для всего диапазона частот и крутящих моментов, информация о допустимой длине кабеля, дополнительных фильтрах, при их отсутствии необходимо провести согласование в установленном порядке.

УДК 621.83
МИНИМИЗАЦИЯ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ
НОВЫХ ТИПОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

* А. Т. СКОЙБЕДА, П. Н. ГРОМЫКО, М. Е. ЛУСТЕНКОВ

* Учреждение образования

«БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Государственное учреждение высшего профессионального образования

«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Механические передачи выполняют функции изменения значений вращающего момента и угловой скорости. Современные механические передачи должны обеспечивать трансформации вращения с минимальными значениями механических потерь, а также с относительно постоянным значением коэффициента редуцирования, что характеризует плавность работы привода. Указанные условия можно достичь, если коэффициент перекрытия зацепления в механической передаче выше единицы, а также минимизированы скорости относительного скольжения звеньев во время их контакта.

Данная задача, во многом, противоречива. Увеличение коэффициента перекрытия хотя и приводит к уменьшению контактных напряжений в каждой из взаимодействующих пар, однако значения относительных скоростей скольжения в зоне контакта возрастают. Поэтому необходимо стремиться к достижению оптимального значения коэффициента перекрытия при обеспечении контактного взаимодействия звеньев в тот промежуток времени, когда значения относительной скорости скольжения контактирующих звеньев зацепления минимальны. Оптимальное значение коэффициента перекрытия позволит также минимизировать значение замкнутых циркулирующих мощностей в контактирующих звеньях механической передачи.

Уменьшение относительных скоростей скольжения точек контакта взаимодействующих звеньев можно достичь за счет выбора оптимальной структуры передачи, а также подбором геометрии зацепления. Под выбором оптимальной структуры понимается такой структурный вариант передачи, который обеспечивает контактное взаимодействие звеньев в те промежутки времени, когда скорости контактного взаимодействия минимальны или равны нулю. Относительные скорости скольжения контактирующих звеньев могут иметь нулевое значение в случаях совпадения направлений и значений по модулю скоростей контактирующих звеньев в точках контакта.

Теоретически разработка механической передачи, имеющей в зоне контакта звеньев минимальные значения относительных скоростей сколь-

жения при обеспечении коэффициента перекрытия больше единицы, возможна. Однако при работе механической передачи под нагрузкой появляются еще как минимум два фактора, существенно влияющих на работу ее зацепления. Это упругие деформации звеньев, а также погрешности их изготовления и сборки. Указанные факторы могут свести на нет все теоретические результаты, на основе которых может быть создана передача с высокими эксплуатационными показателями.

Основной путь, который в настоящее время используется при разработке механических передач с приемлемыми или даже высокими служебными свойствами – это их проектирование с высокими запасами по прочностным и точностным показателям. Изготовление и сборка таких передач возможны только на специализированном оборудовании. При этом применяются дорогостоящие высокопрочные и износостойкие материалы, химико-термическая обработка. Ко всему сказанному выше, следует добавить сложность контроля и необходимость привлечения к изготовлению и сборке механических передач специалистов высокой квалификации. Поэтому изготовление конкурентоспособных механических передач на отечественных предприятиях общемашиностроительного профиля, в настоящее время, невозможно. Создать механическую передачу с приемлемыми для потребителей уровнем выходных показателей и отпускной ценой, изготовление которой возможно на предприятиях со стандартным набором технологического оборудования, является актуальной задачей. Особенно необходимость решения этой задачи важна для хозяйства Республики Беларусь, так как нет ни одного специализированного завода по изготовлению редукторной техники.

Наиболее известные способы минимизации влияния различного рода погрешностей и деформаций на выходные показатели механических передач – это использование бочкообразных контактирующих поверхностей взаимодействующих звеньев, а также придание отдельным элементам контактирующих звеньев упругих свойств. Особенно эффективность указанных выше способов проявляется при наличии многопарного зацепления. Целесообразность указанных выше способов в некоторых случаях оправдана, однако, конструктивные и технологические сложности при их осуществлении приводят к значительному повышению себестоимости изготовления и сборки механических передач.

Дополнительные возможности улучшения выходных показателей скрываются в выборе оптимальных структурных схем и формы контактирующих поверхностей. Критерием для выбора должно являться обеспечение в механической передаче контакта взаимодействующих поверхностей в тот промежуток времени, когда относительная скорость скольжения контактирующих звеньев имеет минимальное значение. В промежуток времени, когда скорости относительного скольжения имеют высокие значения,

питания взрывозащищенного асинхронного двигателя при питании его от преобразователя частоты. В целях исключения негативных последствий во взрывоопасных зонах появляется необходимость в проведении дополнительных проверок двигателя, которые состоят из трех групп: 1 группа – «Общая проверка двигателя при питании от преобразователя частоты»; 2 группа – «Проверка двигателя при частоте вращения ротора выше номинальной (при питании от преобразователя частоты)»; 3 группа – «Проверка двигателя при частоте вращения ротора ниже номинальной (при питании от преобразователя частоты)» (рис. 3).



Рис. 3. Схема проверок двигателя при управлении от преобразователя частоты

Различные типы преобразователей частоты дают разброс эффективности для одного и того же двигателя. Увеличения нагрузочной способности двигателя можно достичь: повышением эффективности охлаждения; фильтрацией выходного напряжения преобразователя частоты; специальной конструкцией ротора.

– диапазон регулирования частоты вращения двигателя (для определения числа полюсов двигателя и номинальной частоты вращения двигателя);

– нагрузочную характеристику (она определяет ограничения, связанные с охлаждением двигателя и выходом в зону ослабленного поля, т.е. на частоту вращения ротора двигателя выше его номинальной по техническим условиям на двигатель);

– требуемый крутящий момент двигателя (он требуется для определения мощности двигателя);

– тип и мощность преобразователя частоты, учитывая следующие особенности: управление одним двигателем или группой; двигатель погружной; двигатель взрывозащищенный; двигатель двухскоростной.

Выбор преобразователя частоты и двигателя сводится к выполнению алгоритма (рис. 2).

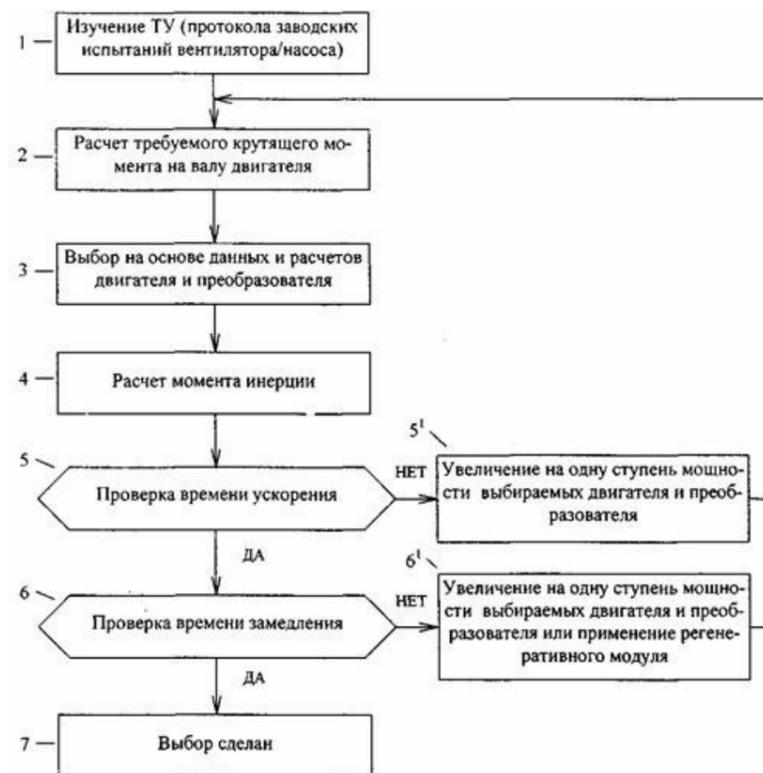


Рис. 2. Схема алгоритма выбора преобразователя частоты и двигателя для вентилятора/насоса

Выходные токи и напряжение преобразователя частоты в отличие от стандартной сети имеют не синусоидальную форму, а пики, высшие гармоники тока и напряжения, быстрое изменение частоты и напряжения во времени. Это приводит к увеличению напряжения на изоляции и клеммах двигателя, увеличиваются потери двигателя, его нагрев, вибрация и шум, что может стать потенциальными источниками воспламенения, так как техническими условиями завода-изготовителя не предусматриваются ис-

контакт взаимодействующих звеньев должен отсутствовать. Т.е. в указанный промежуток времени между контактирующими звеньями даже в случае, когда на выходном валу приложен максимальный вращающий момент, должен быть обеспечен гарантированный зазор.

Это является необходимым, но недостаточным условием для регламентированных условий работы зацепления механической передачи. При трансформации значительных мощностей из-за упругих деформаций звеньев в механической передаче в контакте могут возникнуть кромочные напряжения, которые приведут сразу или после определенного цикла нагрузок к появлению необратимых контактных деформаций. Контакт звеньев зацепления должен обеспечиваться по поверхности или по линии с учетом упругих деформаций звеньев.

Выше было сказано, что для обеспечения этого условия контактирующие поверхности звеньев зацепления должны иметь бочкообразную форму, как это имеет место в компенсирующих зубчатых муфтах. Однако бочкообразная форма поверхности зуба нетехнологична в изготовлении и поэтому лишь в исключительных случаях прибегают к указанному способу компенсации погрешностей в механических передачах.

Имеется еще один способ устранить кромочный контакт, не прибегая к бочкообразной форме поверхности зуба. В прямозубом зацеплении зубчатых колес линия контакта расположена параллельно осям вращения колес, то при косозубом зацеплении линия контакта расположена под углом к указанным осям. При передаче значительных вращающих моментов в зацеплении прямозубых эвольвентных колес возникают из-за упругих деформаций звеньев значительные контактные напряжения. В случае косозубого зацепления в аналогичных условиях работы наклонная линия контакта сместится в ту или иную сторону на величину, зависящую от прилагаемой нагрузки и прочностных свойств контактирующих колес. Можно заранее спроектировать косозубую передачу с определенным углом наклона зуба, который обеспечивал бы при определенном значении нагрузки на выходном звене регламентированные условия работы зацепления, что позволяет без применения бочкообразных зубьев устранить явление кромочного контакта в зацеплении механических передач и создать даже при значительных упругих деформациях звеньев регламентированные условия работы зацепления.

Описанные выше способы минимизации потерь мощности были использованы при проектировании планетарных прецессионных передач [1, 2] и передач с промежуточными телами качения [3].

Планетарная прецессионная передача относится к классу эксцентриковых передач. Основное отличие от широко известных цевочных передач с эксцентриковым кривошипом – это наличие наклонного кривошипа и использование конических роликов. Причем, профиль зубьев сателлита,

контактирующих с коническими роликами, представляет собой профиль зубьев звездочки цепной передачи. Планетарная прецессионная передача имеет все преимущества, которые присущи передачам эксцентрикового типа. Изготовление и сборка планетарной прецессионной передачи возможны на любом машиностроительном предприятии, имеющем в наличии зуборезное оборудование. При этом себестоимость прецессионных редукторов в 1,5–2 раза ниже, чем себестоимость аналогов. Это возможно благодаря реализации при ее проектировании, описанных в данной работе способов минимизации потерь мощности.

Планетарная прецессионная передача нашла свое практическое применение в конструкции приводов контактных разъединителей на электрифицированных участках Белорусской железной дороги, в приводе строительно-отделочных (заглаживающих бетон) машин СО-170, в приводе шнековых конвейеров в сельском хозяйстве, в приводе установки нория, предназначенной для вертикального транспорта сыпучих материалов, в конструкции лебедок для проведения аварийно-спасательных, сельскохозяйственных и ремонтных работ.

Помимо традиционных зубчатых зацеплений в последнее время активно внедряются новые виды механических передач, в частности, волновые передачи с промежуточными элементами, которые с успехом применяются для создания компактных приводов. Малогабаритные механические приводные системы на базе передач с промежуточными телами качения, разрабатываемые в Белорусско-Российском университете, предназначены для передачи полезных усилий в труднодоступные места (трубы, скважины), для встраивания в различные трубчатые корпуса баллонных ключей, гайковертов, устройств, работающих в скважинах и т.д. В основу разработки положены механические передачи нового типа с использованием системы тел качения для передачи нагрузки. Тела качения в процессе работы совершают согласованное волнообразное движение, контактируя с беговыми дорожками (кулачковыми поверхностями) основных звеньев передачи. Преимуществами данной передачи являются компактность, многопоточность, частичная замена трения скольжения трением качения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П. Н. Громыко [и др.]; Под. общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БГПА, 2000. – 252 с. : ил.
2. Скойбеда, А. Т. Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громыко. – Минск : БГПА, 2001. – 187 с. : ил.
3. Лустенков, М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Росс. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.

УДК 621.313 СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД ПО ВЫБОРУ И ПРИМЕНЕНИЮ ВЗРЫВОЗАЩИЩЕННЫХ РЕГУЛИРУЕМЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

М. П. СЛУКА, Л. Г. ЧЕРНАЯ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Одной из тенденций в области энергосберегающих технологий последних лет является применение частотно-регулируемых приводов на основе асинхронных короткозамкнутых электродвигателей и преобразователей частоты, снижающих потребление электрической энергии, повышающих степень автоматизации, удобство эксплуатации оборудования и качество технологических процессов. Функциональная схема частотно-регулируемого привода с его составными элементами и преобразователем приведена на рисунке (рис. 1).

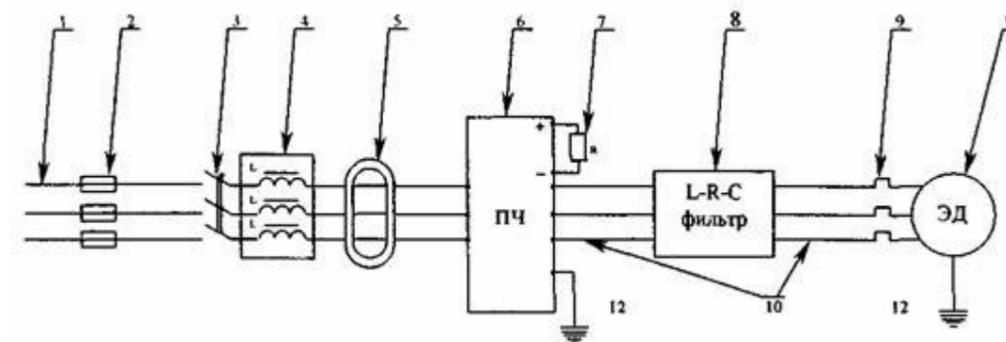


Рис. 1. Функциональная схема частотно-регулируемого привода: 1 – кабель сети, 2 – сетевые предохранители, 3 – автоматический выключатель, 4 – сетевой дроссель, 5 – фильтр радиопомех, 6 – преобразователь частоты, 7 – тормозной резистор, 8 – синус (L-R-C) фильтр, 9 – тепловое реле, 10 – кабель двигателя, 11 – асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, 12 – заземление

Как видно из рис. 1, частотно-регулируемый привод нужно рассматривать в совокупности с источником электроснабжения, коммутационными аппаратами, кабелями сети, кабелями двигателя, кабелями управления, фильтрами, заземлением, дополнительными устройствами, электродвигателем, преобразователем частоты, а также условиями их монтажа на объекте и режимами работы всего оборудования.

В составе частотно-регулируемого асинхронного электропривода выбор и согласование параметров преобразователя частоты и асинхронного короткозамкнутого двигателя является главным вопросом.

Для выбора двигателя и преобразователя частоты нужно учитывать следующие параметры:

меньшую стоимость. На рис. 3 показан такой электродвигатель (DAS-13) [3].

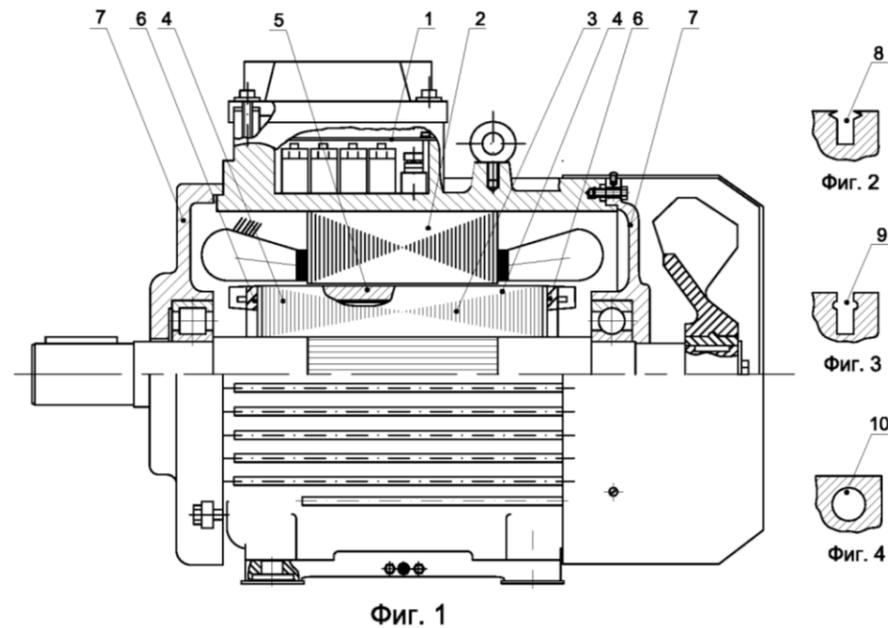


Рис. 3. Конструкции асинхронного электродвигателя (DAS-13): 1 – регулятор напряжения; 2 – статор с сердечником; 3 – ротор с удлиненным сердечником и выступающими за пакет статора частями 4; 5 – стержневая обмотка с короткозамкнутыми кольцами 6 на торцах ротора; 7 – подшипниковые щиты; активная часть сердечника статора имеет открытые пазы 8 по форме (фиг. 2); активная часть сердечника ротора имеет открытые пазы 9 по форме (фиг. 3); выступающие за пакет статора части пакета ротора имеют закрытые пазы круглой формы 10 (фиг. 4)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 4647 РБ, МК⁶ НО2К9/06. Асинхронный электродвигатель, регулируемый / О. Н. Парфенович ; заявитель и патентообладатель Могилёвский машиностроит. ин-т. – N2474; заявл. 10.10.94; опубл. 25. 04. 06, Бюл. N 4. – 3 с. : ил.
2. Пат. 12180 РБ, МПК(2006) НО2К9/04. Асинхронный электродвигатель для регулируемого электропривода машин и механизмов / О. Н. Парфенович, А. С. Третьяков; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – N20071410 ; заявл. 21.11.07 ; опубл. 30.06.09, Бюл. N12 (II ч). – 18 с.
3. Пат. 11861 РБ, МПК(2006) НО2К17/02. Асинхронный электродвигатель энергосберегающий / О. Н. Парфенович, И. В. Соколов; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – N20071284 ; заявл. 24.10.07 ; опубл. 30.04.09, Бюл. N 2. – 4 с.

УДК 621.82

УПРАВЛЕНИЕ ИЗГИБНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ШПИНДЕЛЯ С РЕМЕННЫМ ПРИВОДОМ

В. Л. БАСИНЮК, А. В. КУЛЕШОВА

Государственное научное учреждение

«ОБЪЕДИНЕННЫЙ ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ НАН Беларуси»

Минск, Беларусь

Шпиндельные узлы с ременным приводом широко используются при производстве прецизионных станков. Проведенные исследования [1, 2] показали, что ременная передача привода способствует возникновению и передаче угловых и изгибных колебаний с частотами вращения электродвигателя и кратными числу пробогов приводного ремня в секунду. В случаях действия на шпиндель полигармонических нагрузок, а также возникновения самовозбуждающихся колебаний шпинделя, вызванных силами в опорах, ось шпинделя движется по сложной траектории. Под воздействием периодически изменяющихся сил шпиндель совершает упругие колебания, которые становятся особенно сильными в зоне резонансов, когда частота возмущающих сил совпадает с частотами его собственных колебаний.

Для улучшения динамических характеристик шпиндельных узлов, предложено экспериментальное устройство для уменьшения влияния изгибных колебаний, вызванных колебаниями сил ременной передачи, на траекторию оси шпинделя. Гидрокинематическая схема данного устройства представлена на рис. 1.

Устранение изгибных колебаний шпинделя 3 осуществляется следующим образом. За счет разности давления в полостях гидроцилиндра 7, создаваемого насосами 15 и 16, и настраиваемого при помощи напорных клапанов 17 и 18, создается сила натяжения дополнительной ременной передачи 5, равная по величине и противоположная по направлению силе натяжения ременной передачи 2. При работе из-за различных возмущающих факторов возникают колебания натяжения ременной передачи 2. Эти колебания через ролик 11 регистрируются датчиком 10 и в виде электрических сигналов подаются на второй вход анализатора 9. На первый вход анализатора 9 подаются электрические сигналы от датчика 8, регистрирующего натяжение ременной передачи 5. Особенностью анализатора 9 является то, что в алгоритме его работы заложена функция фазовращателя, т.е. сигналы от датчиков 10 и 8 анализируются по амплитуде и фазе. При возникновении рассогласования в сигналах, анализатор 9 выдает сигнал на систему управления 12 электрогидравлического усилителя 13. При этом происходит смещение следящего золотника 14, и изменяется давление в полостях гидроцилиндра 7, за счет чего корректируется натяжение ременной передачи 5, которое

соответствует натяжению ременной передачи 2. Фаза колебаний подстраивается анализатором 9 таким образом, чтобы сигналы от датчиков 8 и 10 не превышали заданный уровень и находились в противофазе, что обеспечивает устранение изгибных колебаний шпинделя, вызванных ременной передачей 2.

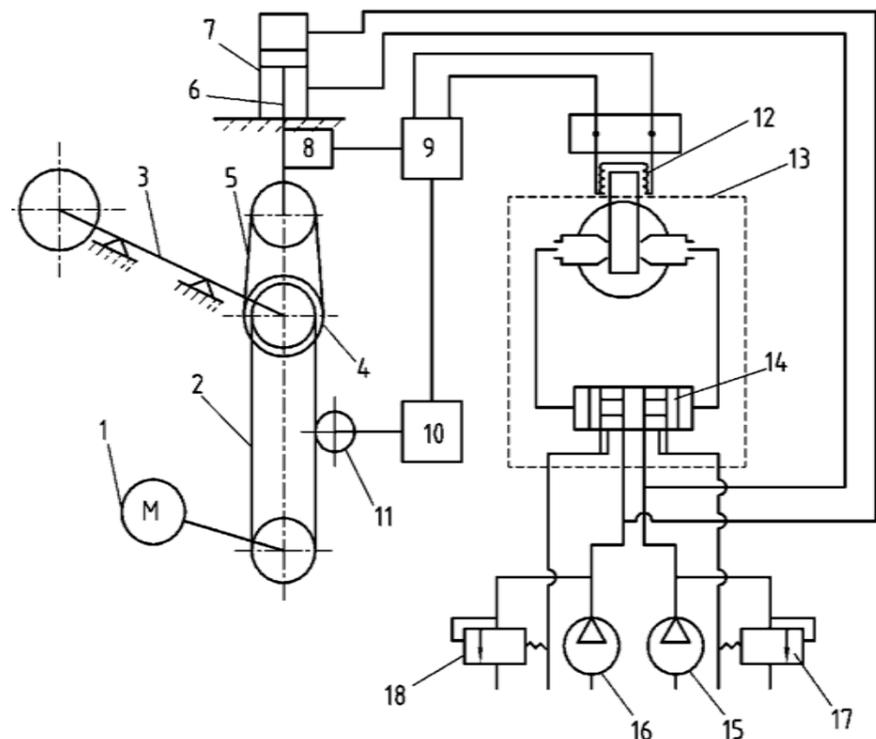


Рис. 1. Гидрокинематическая схема устройства управления изгибными колебаниями: 1 – электродвигатель; 2 – главная ременная передача; 3 – шпиндель; 4 – ведомый шкив; 5 – дополнительная ременная передача; 6 – шток; 7 – гидроцилиндр; 8, 10 – датчик силы; 9 – анализатор; 11 – натяжной ролик; 12 – система управления; 13 – электрогидравлический усилитель; 14 – золотник; 15, 16 – гидронасосы; 17, 18 – напорные клапаны

Сравнительные испытания серийного и экспериментального шпиндельного узла на стенде при частоте вращения шпинделя 146 рад/с показали, что устранение изгибных колебаний шпинделя обеспечивает повышение точности вращения его оси в 2–2,5 раза (рис. 2). При этом форма траектории оси приближается к форме круга, что указывает на отсутствие влияния ременной передачи на точность вращения шпинделя. Существенным образом изменяется состав спектра колебаний шпинделя при увеличении частоты вращения до 346 рад/с.

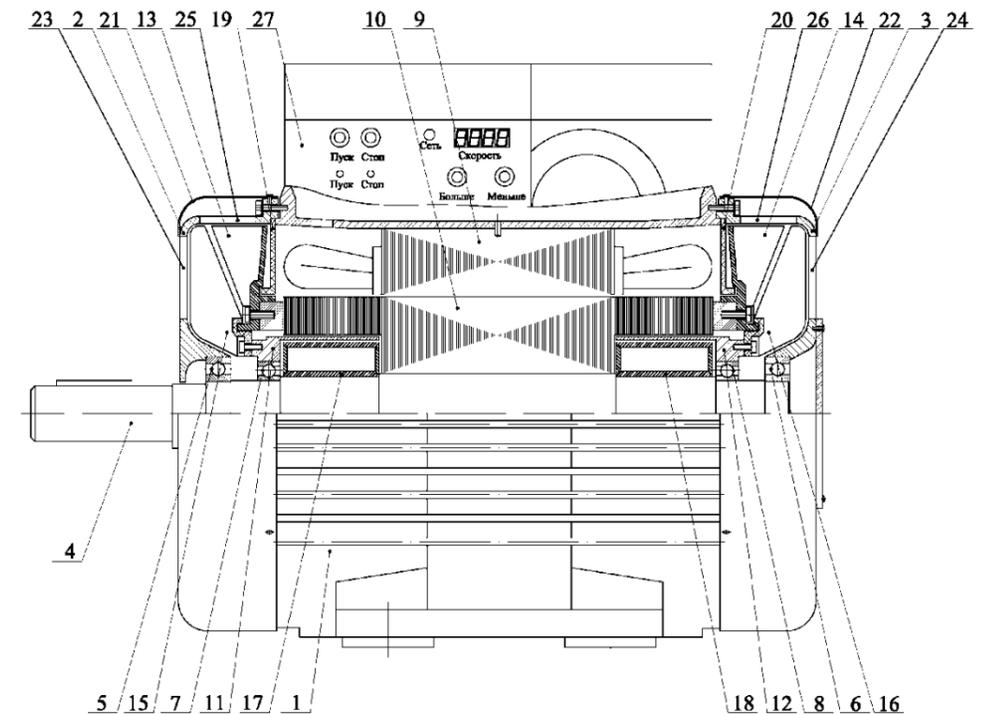


Рис. 2. Конструкции асинхронного электродвигателя по конструктивной схеме ДАС с трехроторной электромеханикой (ДАС-14): 1 – станина электродвигателя; 2,3 – подшипниковые щиты; 4 – вал силового ротора; 5,6 – подшипники силового ротора; 7,8 – подшипники малых роторов вентиляторов; 9 – магнитопровод статора с обмоткой; 10 – удлиненный магнитопровод силового ротора со стержневой обмоткой; 11,12 – малые роторы вентиляторов; 13,14 – лопасти вентиляторов-теплорассеивателей силового ротора; 15,16 – вентиляторы, закрепленные на малых роторах; 17,18 – магнитопроводы малых роторов вентиляторов; 19,20 – кольцевые перегородки; 21,22 – кожухи; 23,24 – радиальные отверстия подшипниковых щитов; 25,26 – осевые отверстия подшипниковых щитов; 27 – клеммная коробка со встроенным электронным блоком регулирования

В частности, была предложена конструктивная схема электродвигателя с формированием трехфазной двухполюсной системы токов в выступающей за пакет статора части ротора, в полую часть которой, как и у электродвигателей на рис. 1, 2 установлен ротор вентилятора. При этом частота вращения вентилятора постоянная – близка к синхронной в 3000 об/мин и не зависит от частоты вращения силового ротора.

В качестве альтернативы нерегулируемым энергосберегающим электродвигателям (например, электродвигателям Super-E и Metric-E+ компании «Балдор», работающей на мировые рынки около 90 лет) предлагаем конструкцию соответствующих по мощности электродвигателей, но имеющих меньшие массогабаритные характеристики и, естественно,

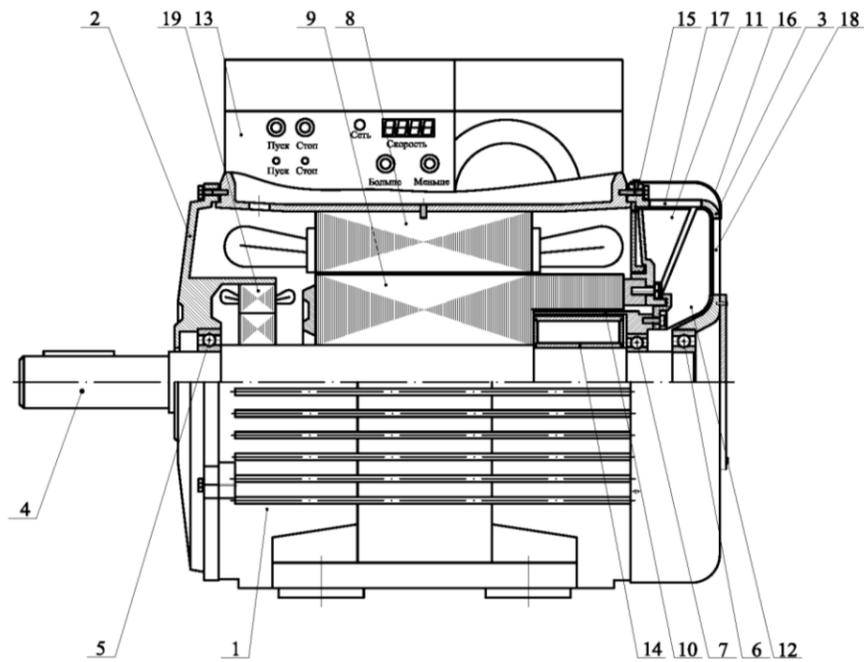


Рис. 1. Конструкция асинхронного электродвигателя по конструктивной схеме ДАС с двухроторной электромеханикой (ДАС-12): 1 – станина электродвигателя; 2, 3 – подшипниковые щиты; 4 – вал силового ротора; 5, 6 – подшипники силового ротора; 7 – подшипник малого ротора; 8 – магнитопровод статора с обмоткой; 9 – удлиненный магнитопровод силового ротора со стержневой обмоткой; 10 – малый ротор вентилятора; 11 – вентилятор-теплорассеиватель, закрепленный на силовом роторе; 12 – вентилятор, закрепленный на малом роторе; 13 – клеммная коробка со встроенным электронным блоком регулирования; 14 – магнитопровод малого ротора вентилятора; 15 – кольцевая перегородка; 16 – кожух; 17 – осевые отверстия подшипникового щита для вывода охлаждающего воздуха из электродвигателя; 18 – радиальные отверстия подшипникового щита для ввода охлаждающего воздуха в электродвигатель; 19 – датчик скорости

На рис. 2 показан асинхронный регулируемый электродвигатель с трехроторной электромеханикой (ДАС-14), выполненный на базе стандартного АИРС100S4 [2]. Отличительная особенность этого электродвигателя – тепловые потери ротора и отчасти статора выносятся в осевом направлении в зону интенсивного охлаждения по обе стороны статора и ротора. Датчик частоты вращения силового ротора предусматривается параметрический.

Рассматривалась также возможность улучшения условий охлаждения многополюсных, с пониженной частотой вращения силового ротора, асинхронных электродвигателей, работающих в системе ЭП-ТРН-АД.

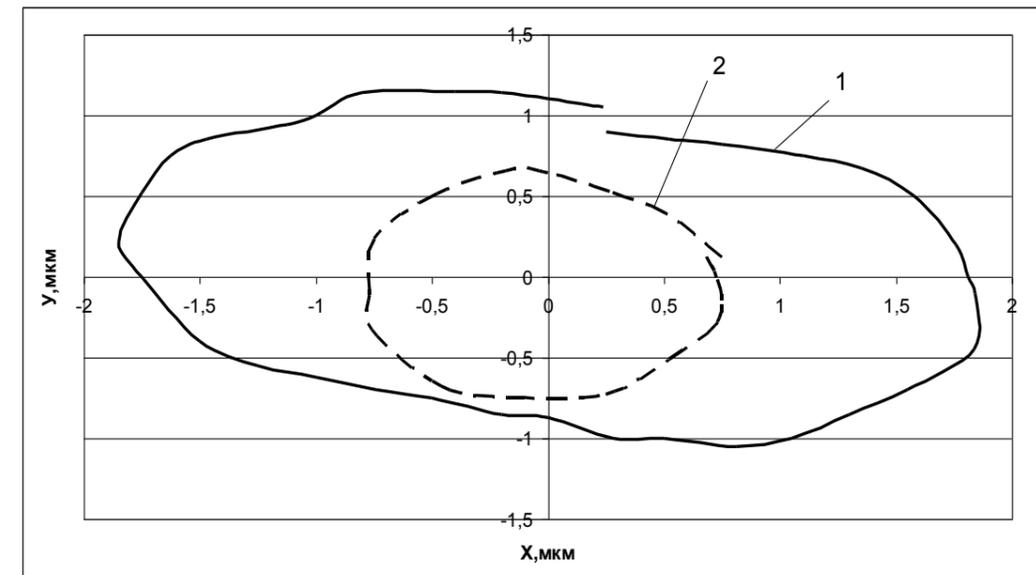


Рис. 2. Траектория оси шпинделя на консоли: 1 – серийный шпиндель; 2 – с экспериментальным устройством

Эффективность применения устройства управления изгибными колебаниями определялась в этом случае по формуле

$$\pm \mathcal{E} = \frac{D_{\text{э}} - D_{\text{ш}}}{D_{\text{с}}} \cdot 100\%,$$

где $D_{\text{ш}}$ – дисперсия колебаний шпинделя серийного исполнения; $D_{\text{э}}$ – дисперсия колебаний шпинделя с экспериментальным устройством; $D_{\text{с}}$ – суммарная дисперсия колебаний шпинделя серийного исполнения.

Спектральный анализ результатов (табл. 1) сравнительных испытаний показывает, что колебания шпинделя имеют ряд пиков в диапазоне частот от 0 до 600 Гц с суммарной дисперсией колебаний в вертикальной плоскости равной 5,88 мкм² и в горизонтальной – 6,39 мкм². Применение устройства управления изгибными колебаниями снижает суммарную дисперсию колебаний вертикальной плоскости до 3,41 мкм² и в горизонтальной плоскости до 5,21 мкм², т.е. колебания шпинделя уменьшаются соответственно на 42 и 18,5 %. На частоте 108 Гц, соответствующей второй собственной частоте шпиндельной системы, дисперсия колебаний в вертикальной плоскости уменьшается на 57,4 %, а в горизонтальной – на 0,58 %. На третьей собственной частоте, находящейся в интервале частот 400–440 Гц, значительно, на 23,5 % уменьшается дисперсия колебаний в горизонтальной плоскости, а в вертикальной уменьшение незначительное, всего лишь на 0,1 %.

Табл. 1. Результаты спектрального анализа сравнительных испытаний шпиндельного узла

| № пика | Колебания в горизонтальной плоскости | | | | | Колебания в вертикальной плоскости | | | | |
|--------|--------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|-------|------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|-------|
| | Серийный шпиндель | | Экспериментальный шпиндель | | | Серийный шпиндель | | Экспериментальный шпиндель | | |
| | частота, Гц | Д _ш , мкм ² | частота, Гц | Д _э , мкм ² | Э, % | частота, Гц | Д _ш , мкм ² | частота, Гц | Д _э , мкм ² | Э, % |
| 1 | 54 | 1,14 | 54 | 1,29 | +2,35 | 48 | 0,1 | 48 | 0,14 | +0,69 |
| 2 | 108 | 0,076 | 108 | 0,039 | -0,58 | 108 | 4,55 | 108 | 1,22 | -57,4 |
| 3 | 162 | 1,82 | 162 | 2,05 | +3,4 | 168 | 0,74 | 168 | 0,96 | +3,7 |
| 4 | 228 | 0,045 | - | - | -0,7 | 228 | 0,052 | 222 | 0,16 | +1,86 |
| 5 | 282 | 0,11 | 276 | 0,062 | -0,75 | 330 | 0,033 | 330 | 0,071 | +0,66 |
| 6 | 336 | 0,058 | 330 | 1,012 | +0,97 | 390 | 0,28 | 390 | 0,174 | +7,9 |
| 7 | 402 | 2,9 | 390 | 1,4 | -23,5 | 438 | 0,049 | 444 | 0,043 | -0,1 |
| 8 | 486 | 0,19 | 444 | 0,17 | -0,31 | 492 | 0,046 | 492 | 0,077 | +0,53 |
| 9 | 546 | 0,036 | 492 | 0,06 | +0,38 | 546 | 0,029 | 546 | 0,003 | -0,45 |
| 10 | 582 | 0,0098 | 546 | 0,15 | +0,08 | - | - | - | - | - |

Эти данные указывают на эффективность использования данного устройства как при низких, так и высоких скоростях вращения шпинделя.

Результаты исследования показывают, что управление изгибными колебаниями шпинделя, вызванными ременной передачей, позволяют повысить точность вращения оси шпинделя и значительно снизить общий уровень вибрации шпиндельного узла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пуш, А. В.** Шпиндельные узлы. Качество и надежность / А. В. Пуш. – М. : Машиностроение, 1992. – 288с.
2. **Воробьев, И. И.** Ременные передачи / И. И. Воробьев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979. – 168 с.

УДК 621.13

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ МОДЕЛИ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ЭЛЕКТРОМЕХАТРОННОМ ИСПОЛНЕНИИ

О. Н. ПАРФЕНОВИЧ, А. С. ТРЕТЬЯКОВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Западноевропейские электротехнические концерны: «ABB», «Siemens», «Danfoss»; японские: «Hitachi», «Toshiba», американская: «Analog Devices» и др. постоянно работают над проблемами энергосберегающих электродвигателей и в последние годы совершили в этой области резкий технологический прорыв. В настоящее время фирмы по сбыту и сервису энергосберегающих электродвигателей и преобразователей охватили дилерской сетью практически все промышленно развитые регионы мирового рынка. Они решают задачу энергосбережения по эксплуатации электродвигателей в двух направлениях:

- 1) увеличением массогабаритных параметров электродвигателей (электротехнической стали, меди) в среднем на 30–40 %;
- 2) установкой частотных регуляторов, которые дороже самих электродвигателей в 4–5 раз.

Авторы предлагают для решения задач энергосбережения в стандартных электродвигателях использовать регуляторы напряжения, которые могут быть в 3–4 раза дешевле частотных, а для расширения функциональных возможностей электродвигателей (регулирование частоты вращения, пуска, торможения и пр.), снижение на единицу мощности их массогабаритных характеристик (стали, меди), использовать электродвигатели, выполненные по конструктивной схеме ДАС [1...3] и специально предназначенные для работы в системе «тиристорный регулятор напряжения – асинхронный электродвигатель» (система ЭП-ТРН-АД) (рис. 1).

На рис. 1 показан асинхронный регулируемый электродвигатель с двухроторной электромеханикой ДАС-12, выполненный на базе стандартного АИРС100S4 [1]. Отличительной особенностью данного электродвигателя является то, что тепловые потери в стержневой обмотке силового ротора 9 выносятся за кольцевую перегородку 15 в зону интенсивного охлаждения радиатором-вентилятором 11 и вентилятором 12, вращающимся с постоянной подсинхронной скоростью, независимой от скорости вращения силового ротора. В электродвигателе также изменены формы пазов статора и ротора.

Табл. 1. Характеристики электроприводов по системам ЭП-ТРН-АД и ЭП-ПЧ-АД

| Технические характеристики | Система ЭП-ТРН-АД | Система ЭП-ПЧ-АД |
|--|----------------------------|------------------|
| 1. Допустимый по условиям нагрева электродвигателя момент нагрузки при $n=n_{ном}$, Н·м | 26,7 | 26,7 |
| 2. Потребляемая полная мощность электропривода при $n=n_{ном}$, ВА | 5673 | 6779 |
| 3. КПД системы при $n=n_{ном}$ | 0,84 | 0,72 |
| 4. $\cos(\varphi)$ системы при $n=n_{ном}$ | 0,84 | 0,82 |
| 5. Допустимый по условиям нагрева электродвигателя момент нагрузки при $n_2=0$, Н·м | 8 | 10,6 |
| 6. Диапазон регулирования | 10 | 10000 |
| 7. Пуск | управляемый | управляемый |
| 8. Торможение | управляемое | управляемое |
| 9. Габариты электродвигателя | 100S4 | 100L4 |
| 10. Габариты преобразователя (без фильтров), мм | Встроен в электродвигатель | 369x125x212 |
| 11. Масса электродвигателя, кг | 28,8 | 33,4 |
| 12. Цена преобразователя, у.е. | 200–300 | 1000–1200 |
| 13. Энергосбережение при работе электродвигателя 15 кВт на насосы системы водоснабжения (эксперимент), % | 20–30 | 30–35 |

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Морозов, И. М.** Энергосберегающие преобразователи частоты серии L300P HITACHI / И. М. Морозов // Электромагазин. – 2006. – №9 – с. 29–31.
2. **Пат. 4647 РБ, НО2К9/06.** Асинхронный электродвигатель, регулируемый, О. Парфеновича / О. Н. Парфенович; заявитель и патентообладатель Могилёвский машиностроит. ин-т. – N2474; заявл. 10.10.94; опубл. 25.04.06, Бюл. N 4. – 3 с.
3. **Пат. 12180 РБ, МПК(2006) НО2К9/04.** Асинхронный электродвигатель для регулируемого электропривода машин и механизмов / О. Н. Парфенович, А. С. Третьяков; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – N20071410; заявл. 21.11.07; опубл. 30.06.09. Бюл. N12 (II ч). – 18с.
4. **Пат. 11861 РБ, МПК(2006) НО2К17/02.** Асинхронный электродвигатель энергосберегающий / О.Н. Парфенович, И. В. Соколов; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – N20071284; заявл. 24.10.07; опубл. 30.04.09; Бюл. N 2. – с.4.

УДК 62-233.3/9

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

А. М. ДАНЬКОВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

В настоящее время известны и находят применение следующие разновидности плавнорегулируемых механических передач:

- фрикционные – клиноременный вариатор, усовершенствованный Ван-Доорном (в автомобильных трансмиссиях и трансмиссиях малогабаритных транспортных средств), торковый вариатор, выпускавшийся в Советском Союзе как вариатор Светозарова (в автомобильных трансмиссиях), импульсный вариатор (в трансмиссиях зерноуборочных комбайнов),
- зацеплением – цепной вариатор с пластинчатой цепью (в приводах технологического оборудования).

Стараниями фирм-изготовителей конструкция этих устройств доведена до совершенства. Тем не менее, представляется работоспособной и реализуемой концепция развития механических передач, заключающаяся в их функциональном совершенствовании (увеличении числа или изменении характера выполняемых функций) на основе принципа фрагментации.

Реализация принципа фрагментации применительно к механическим передачам выражается в представлении цельного элемента передачи в виде набора фрагментов и дает эффект, заключающийся в возможности:

- повышать ремонтпригодность элементов передач и собственно передач;
- осуществлять экономию дорогостоящих материалов;
- изготавливать крупногабаритные элементы с помощью оборудования для изготовления элементов небольших и средних размеров;
- устранять погрешности механической обработки элемента передачи простейшими средствами;
- обеспечивать в ряде случаев регулирование передачи в течение всего срока службы;
- изменять передаточное отношение передачи, для чего фрагменты элемента должны быть жестко связаны между собой и в то же время должны иметь возможность изменять свое положение относительно оси вращения элемента, так как только в этом случае возможно изменение преобразующей способности (передаточного отношения) передачи.

Изложенная концепция может быть принята только в том случае, если безусловно выполняется предположение, заключающееся в том, что при взаимодействии фрагментов элемента с другими элементами передачи не

происходит неизбежного в силу действия универсальных законов сохранения существенного ухудшения качества функционирования и уменьшения нагрузочной способности образованной таким образом передачи.

Принцип фрагментации, передающих движение элементов применительно к зубчатым передачам, позволил создать как дискретно-, так и плавнорегулируемую зубчатую передачи на основе составных полисекторных зубчатых колес, однако, положительно зарекомендовал себя пока еще только в условиях лабораторных испытаний. В процессе проведения исследований передач с составными полисекторными зубчатыми колесами установлено, что указанный принцип может быть распространен на ременные и цепные передачи с сохранением эффекта плавного регулирования передаточного отношения. Основные модификации составных полисекторных зубчатых колес достаточно полно описаны в технической литературе, а основы теории передачи с составным полисекторным зубчатым колесом в настоящее время, в основном, разработаны и, как показывает практика, могут быть в той или иной мере реализованы в передачах других видов. При этом необходимо подчеркнуть, что в механических передачах с гибкими тяговыми органами принцип фрагментации может быть распространен не только на шкивы и звездочки, но и на сами гибкие тяговые органы. Подтверждением этому служат широко известные ремни сжатия (предложенные Ван-Доорном) и гораздо менее известные цепи сжатия (предложенные Л.А. Борисенко), ограничений на использование которых в плавнорегулируемых передачах не существует. Диапазон регулирования передаточного отношения механических передач этого класса может быть доведен до 8.

Говоря о недостатках передач на базе составных элементов передачи движения, необходимо отметить следующее. Недостатки ременной и цепной плавнорегулируемых передач определяются, в первую очередь, несплошностью передающих движение элементов, особенно проявляющейся при передаточных отношениях, формирующих крайние значения диапазона регулирования. Эксплуатационные качества этих передач (особенно цепной) в некоторой степени будут определяться недостатком, присущим всем цепным передачам, – неравномерностью хода ведомой звездочки. Однако в плавнорегулируемых передачах этот недостаток усугубляется несплошностью ведущей и ведомой звездочек (шкивов). КПД плавнорегулируемой цепной передачи будет ниже КПД простой цепной передачи с двухрядной цепью вследствие диссипации передаваемой энергии в упругих соединениях секторов с траверсами.

КПД плавнорегулируемой фрикционной передачи с поликлиновым ремнем сжатия будет не ниже, чем у фрикционных передач других видов потому, что в ней, в отличие от вышеописанных плавнорегулируемых передач, отсутствует диссипация передаваемой энергии, связанная с необходимостью компенсировать изменения окружного шага секторов много-

люющим фактором, резко ограничивающим применение электроприводов подобного типа.

Предлагаем альтернативу электроприводам с ПЧ – электроприводами с разработанными нами электродвигателями [2–4], специально предназначенными для работы с тиристорными регуляторами напряжения (схема на рис. 1), которая во многом лишена приведенных выше недостатков (система ЭП-ТРН-АД).

Предлагаемая система ЭП-ТРН-АД обеспечивает 5 основных функциональных режимов работы электродвигателя:

- 1) управляемый пуск;
- 2) управляемое торможение;
- 3) регулирование частоты вращения в диапазоне 10;
- 4) режим энергосбережения;
- 5) момент электродвигателя по условиям нагрева в заторможенном режиме ротора $M_d=(0,3...0,4) M_n$.

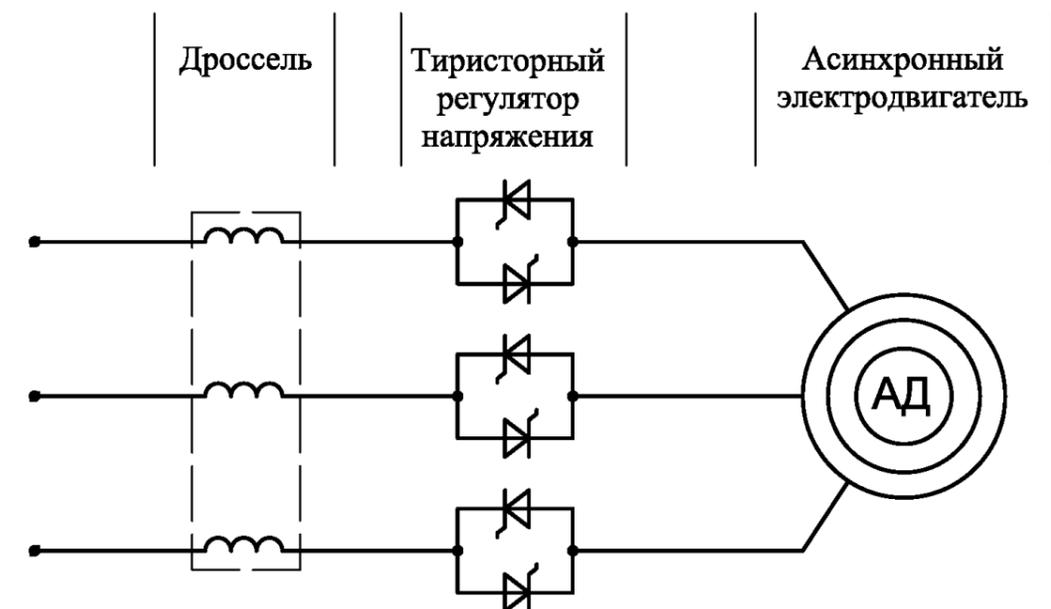


Рис. 1. Типовая схема системы ЭП ТРН – АД

Указанные режимы работы достаточны для 90–95 % электродвигателей, используемых в народно-хозяйственном комплексе страны.

В табл. 1 приведены сравнительные характеристики электроприводов по системам ЭП-ТРН-АД и ЭП-ПЧ-АД.

5) если управляемый от ПЧ электродвигатель не имеет вентилятора-наездника, его допустимый по условиям нагрева момент на нулевой частоте вращения ротора снижается до 0,4 Мн, с вентилятором до 0,7 Мн;

б) весьма существенна проблема данного преобразователя с электромагнитной совместимостью.

Здесь, как указывается в [1]: «поскольку неуправляемый выпрямитель для сети электроснабжения является нелинейной нагрузкой и потребляет из сети помимо основной гармоники тока (50 Гц) высшие гармоники: пятую (250 Гц), седьмую (350 Гц), одиннадцатую (550 Гц) и выше, что приводит к засорению сети электроснабжения высшими гармониками, которые, протекая по линиям электропередач, трансформаторам, электродвигателям, батареям статических конденсаторов, создают дополнительные потери мощности и приводят к сокращению срока службы электрооборудования». Кроме того, ухудшаются экономические показатели системы ПЧ – АД, а именно: снижается ее коэффициент мощности. Это приводит к повышению потребления системой ПЧ – АД реактивной мощности, что снижает энергосберегающий эффект от внедрения ПЧ, и как следствие – увеличивается срок окупаемости ПЧ. Для подавления высших гармоник используется сетевая дроссель или дроссель в звене постоянного тока. Сетевые дроссели защищают ПЧ от всплесков напряжения и перекося фаз напряжения на его входе.

Транзисторы автономного инвертора переключаются с высокой частотой, генерируя широкий спектр помех. Помехи следует разделять на помехи, распространяемые по проводам, и помехи, распространяемые по эфиру.

Помехи, распространяемые по проводам, лежат в частотном диапазоне от 150 кГц до 30 МГц. Для борьбы с этим видом помех применяется полное экранирование и оснащение схемы фильтром радиопомех – ЕМІ – фильтром. Корпус преобразователя частоты, экран кабеля двигателя, корпус двигателя должны составлять единое целое. Каждый элемент схемы должен иметь хорошее высокочастотное соединение с другими, образуя так называемую «клетку Фарадея». Экран должен быть соединен с фильтром радиопомех (ЕМІ).

Помехи, распространяемые по эфиру, лежат в диапазоне от 30 МГц до 1 ГГц. Предотвращение проникновения электромагнитных помех должно осуществляться экранированием всех элементов схемы, где используется ПЧ.

До настоящего времени не исследовано влияние мощного электромагнитного излучения электроприводов с ПЧ, работающих на модулируемой частоте силовых токов 4–15 кГц, на окружающую среду, в частности, на обслуживающий персонал, что может со временем оказаться опреде-

ручевых шкивов, в то время, как в других передачах необходима компенсация некратности окружного шага секторов зубчатых колес (звездочек) окружному шагу зубьев (шагу цепи) упругими смещениями элементов передач.

Неравномерность вращения ведомого шкива (ведомой звездочки), вызванную несплошностью шкивов (звездочек), наиболее просто определить при передаточном отношении передач, равном 1. Приняв за основу исследования кинематики цепных передач, найдем отношение максимальной V_{max} и минимальной V_{min} скорости гибкого тягового органа

$$\frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{1}{\cos \frac{\theta}{2}},$$

где θ – угловой шаг секторов звездочки (зубчатого колеса).

Вредное влияние колебаний ведущей ветви гибкого тягового органа, а также неравенства условного радиуса зубчатого колеса (звездочки) делительному радиусу соответствующего сектора должно служить объектом дальнейшего исследования псевдопланетарных передач.

Характерными же недостатками рядовой зубчатой плавнорегулируемой передачи являются, во-первых, необходимость использования для сохранения при регулировании передаточного отношения межосевого расстояния постоянным пары составных зубчатых колес, во-вторых, значительные габариты, определяемые размерами обеспечивающего передачу вращательного движения между составными зубчатыми колесами промежуточного зубчатого колеса, в-третьих, пониженный из-за большего числа зацеплений и диссипации энергии в промежуточном зубчатом колесе КПД и, в-четвертых, неизбежные погрешности передаточного отношения в каждом зацеплении, произвольно суммирующиеся на ведомом валу. Суммарная кинематическая погрешность ΔF_{Σ} плавнорегулируемой зубчатой передачи может быть выражена зависимостью

$$\Delta F_{\Sigma} = \Delta F_1 + \Delta F_2 + \Delta F_3,$$

где ΔF_1 – составляющая суммарной кинематической погрешности, вызванная наличием непрямолинейных участков линии зацепления среднего зуба сектора с зубьями промежуточного колеса; ΔF_2 – составляющая суммарной кинематической погрешности, вызванная непостоянством положения прямолинейного участка линии зацепления среднего зуба сектора с зубьями промежуточного колеса; ΔF_3 – составляющая суммарной кинематической погрешности, обусловленная погрешностью положения профилей зубьев секторов, вызванной несовпадением условной начальной окружности составного колеса с начальной дугой сектора.

Таким образом, только в одном случае, когда линия зацепления среднего зуба сектора с зубьями промежуточного колеса проходит через абсолютный полюс зацепления, текущее значение i_i передаточного отношения

совпадает с номинальным i_n . Во всех остальных случаях как для внутреннего, так и для внешнего зацепления имеет место погрешность передаточного отношения.

Оценки погрешности передаточного отношения не превышают 3 % от его номинального значения при увеличении условного радиуса водила (вылета сектора) до величины, равной 2,5 делительного радиуса сектора.

Кажущееся обилие недостатков зубчатой передачи с составными зубчатыми колесами окупается никогда ранее не существовавшей возможностью плавно изменять ее передаточное отношение.

Стремление расширить диапазон регулирования рядовой зубчатой плавнорегулируемой передачи и конструктивно упростить силовую кинематическую цепь заставляет обратиться к конструкции передач, обладающих наибольшей преобразующей способностью – планетарным.

Необходимо отметить, что периодически на просторах СНГ делаются заявления о создании зубчатого вариатора, на практике представляющего собой различные модификации планетарных передач (профессор К. Иванов, С.А. Веденеев). Судя по отсутствию информации о практическом применении эти конструкции оказались далеки от идеала. Хотя не менее далекими от практического воплощения оказались и конструкции зубчатого вариатора на базе составных полисекторных зубчатых колес, они, по нашему мнению, представляются наиболее перспективными и удовлетворяющими требованиям к плавнорегулируемым передачам. Работы над ними ведутся на кафедре «Основы проектирования машин» университета при весомой поддержке Министерства образования Республики Беларусь. За основу планетарной плавнорегулируемой передачи была принята двухколесная эксцентриковая передача и авторским коллективом рассматривались две модификации зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи: с составным сателлитом и составным центральным зубчатым колесом. Вторая модификация, обладающая большим диапазоном регулирования передаточного отношения и большей конструктивной простотой, представляется наиболее перспективной и может быть рекомендована в качестве прототипа зубчатого вариатора самого различного функционального назначения.

Таким образом, в связи с совершенствованием трансмиссий транспортных средств и приводов технологического оборудования плавнорегулируемые механические (и прежде всего, зубчатые) передачи будут в обозримом будущем востребованы, так как только на их основе могут быть созданы плавнорегулируемые приводы и трансмиссии, способные служить альтернативой современным коробкам скоростей и плавнорегулируемому электроприводу. Это и обуславливает необходимость всесторонних исследований описанных плавнорегулируемых передач, направленных, прежде всего, на повышение КПД и кинематической точности, и создания более совершенных конструкций.

УДК 621.13

ПРОБЛЕМЫ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СОВМЕСТИМОСТИ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ С ШИМ - МОДУЛЯЦИЕЙ

О. Н. ПАРФЕНОВИЧ, О. А. КАПИТОНОВ, А. С. ТРЕТЬЯКОВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Могилев, Беларусь

В настоящее время практически все многочисленные дилерские структуры в Республике Беларусь, представляющие те или иные зарубежные электротехнические компании, предлагают к использованию в качестве энергосберегающих импортные частотные электроприводы (система ЭП-ПЧ-АД). Это новые разработки последних лет и, по рекламным данным фирм производителей и отдельных потребителей этой продукции, они весьма эффективны в эксплуатации. Частотные электроприводы конкурентоспособны с электроприводами постоянного тока и электроприводами на базе тиристорных регуляторов напряжения со стандартными асинхронными электродвигателями. Их основные преимущественные достоинства: сверхширокий диапазон регулирования частоты вращения электродвигателя (до 10000), многофункциональность (до 240 технологических операций), относительная бесшумность работы, отсутствие особых ограничений в применении.

Однако следует указать и на основные недостатки такого электропривода, которые в настоящее время ограничивают его применение. Это, как уже было отмечено, прежде всего – высокая стоимость преобразования частоты (ПЧ). Существенны и другие недостатки. К ним можно отнести:

1) двукратное преобразование силовой энергии в преобразователе, что снижает его КПД;

2) высокочастотная (до 15 кГц) модуляция силового тока в транзисторном инверторе, что увеличивает потери в транзисторах, снижает КПД преобразователя, снижает его надёжность;

3) наличие цепей сквозного короткого замыкания в транзисторном инверторе, что также снижает надёжность силового блока преобразователя;

4) высокочастотная составляющая модулируемого силового тока (до 15 кГц) в определённой степени ускоряет разрушение изоляции статорной обмотки электродвигателя, чем также снижается его надёжность. По этой же причине фирмы ограничивают использование приводного электродвигателя по среднему току (моменту) коэффициентом $K_s = 0,85$, что указывает на снижение КПД электродвигателя при его работе от ПЧ, даже на естественной характеристике;

$I_0 R_{max}$, производной тока, $(\frac{dIR}{dt})_{max}$ и реализовать предельные возможности электропривода:

$$\begin{aligned} e_{зад\ опт} &= e_{зад}, & \text{если } e_{kn} + \Delta e_{max} > e_{зад}; \\ e_{зад\ опт} &= e_{kn} + \Delta e_{max}, & \text{если } e_{kn} + \Delta e_{max} < e_{зад}; \\ \Delta e_{max} &= f(e, I_c R, \min(IR_{max}, I_0 R_{max}, (\frac{dIR}{dt})_{max})). \end{aligned}$$

В соответствии с заданием $e_{зад\ опт}$, возмущением $I_c R$, текущими значениями координат электропривода и согласно выражению

$$e_{зад\ опт} - e_{kn} = \frac{1}{T_M} \int_0^{\tau_{n+1}} I \partial R dt,$$

где τ_{n+1} – длительность $n+1$ прогнозируемого интервала дискретности преобразователя, с той или иной степенью точности могут быть определены составляющие требуемого закона управления.

При использовании прогнозирующей модели достигается эффект «ускоренного» времени за счет введения в уравнения модели электропривода масштабных коэффициентов времени. Появляется возможность оценки поведения объекта управления на всем временном интервале, предшествующем достижению заданной точки фазового пространства. В конце каждого такта моделирования в соответствии с его результатом вырабатывается необходимое управление, переводящее объект управления в заданную точку фазовой траектории в соответствии с требуемой целью управления. Вследствие высокой частоты моделирования и формирования управления возможно использование упрощенной модели электропривода.

Разработаны варианты прогнозирующих моделей для линейной и релейной систем управления электроприводами. Исследования, выполненные для больших, средних и малых перемещений при ускорениях, равных и отличных от заданного, показали высокую эффективность предложенного позиционного электропривода с прогнозирующей моделью, в котором обеспечивается точность прогнозирования 0,01...0,05 мм.

УДК 621.865

НОВЫЕ СХЕМЫ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

Л. А. БОРИСЕНКО, Д. Н. КАЛЕЕВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

В ряде мехатронных устройств возникает необходимость применения малогабаритных передаточных механизмов с большим передаточным отношением. Примером тому являются электромеханические роботы. С целью уменьшения массы рабочего органа целесообразно применение высокооборотных двигателей. С другой стороны, исполнительный орган совершает повороты со скоростью порядка 20–50 мин⁻¹. Отсюда следует, что необходим редуктор с передаточным отношением порядка 100 и выше. Поэтому в промышленных роботах находят применение волновые редукторы, характеризующиеся малыми габаритами и массой при большом передаточном отношении. Так, например, в выпускавшемся на одном из Могилевских предприятий роботе ТУР-10 (аналог шведского робота АСЕА) использовался планетарный редуктор с передаточным отношением порядка 100 при числе зубьев неподвижного колеса 200 и модуле 0,5 мм. В качестве двигателя использовался двигатель постоянного тока с плоским якорем ПЯ-250ф мощностью 250 Вт при скорости 3000 мин⁻¹. Практика использования показала, что даже такой редукции в ряде режимов недостаточно для обеспечения требуемого крутящего момента. Волновые редукторы успешно применяются в зарубежных электромеханических роботах.

Приводятся сведения о редукторах с характеристиками близкими к характеристикам волнового редуктора, но созданными на принципиально другой основе, разработанных на кафедре основы проектирования машин университета. Схемы являются оригинальными и защищены рядом патентов Республик Беларусь. Предложенные схемы названы планетарными редукторами с зубчато-цепной гибкой связью. Один из вариантов схемы представлен на рис. 1.

Ведущий эксцентриковый вал 1 приводит в движение сателлит 2, который взаимодействует с гибкой зубчатой связью 3, которая, в свою очередь, обкатывается по зубьям неподвижного зубчатого колеса 4. В результате того, что число зубьев гибкой зубчатой связи на единицу больше числа зубьев неподвижного колеса, а число зубьев сателлита на один зуб меньше числа зубьев неподвижного колеса, сателлит получает замедленное собственное вращение, которое посредством карданного вала или другого механизма того же назначения передается на выходной вал.

Передаточное отношение этого механизма рассчитывается по формуле

$$i = (Z_2 / Z_1) / (Z_2 / Z_1 - 1),$$

где Z_2 – число зубьев сателлита; Z_1 – число зубьев неподвижного колеса. Обычно $Z_2 < Z_1$, тогда $i < 0$.

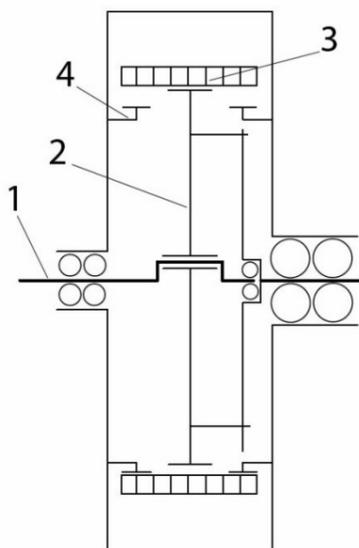


Рис. 1. Схема планетарного редуктора с зубчато-цепной гибкой связью

Неподвижное колесо выполнено из двух половин, что обеспечивает равномерное нагружение цепи без перекосов.

Конструкция выглядит как один из вариантов волновой зубчатой передачи. Однако эта передача принципиально отличается от волновой прежде всего по кинематике, поскольку в процессе передачи движения гибкое звено покоится на полуокружностях сателлита и неподвижного опорного зубчатого колеса как в обычной рядовой цепной передаче. Кроме того, в обычной волновой передаче зубья гибкого колеса и зубья жесткого колеса входят на полную высоту только в двух зонах, постепенно изменяя глубину захода до полного выхода из зацепления. А это означает наличие трения по большому числу зубьев. В предложенной передаче зубья входят сразу на всю глубину как это имеет место в любой цепной передаче, и затем покоятся на дуге обхвата до момента выхода из зацепления.

Основная проблема при реализации такого механизма состоит в создании мелкозубчатой цепи, так как такие цепи серийно не выпускаются. Минимальный шаг изготавливаемой промышленностью стандартной зубчатой цепи равен 12,7 мм. Серийные зубчатые цепи хорошо зарекомендовали себя в работе, они обеспечивают плавную работу с меньшим шумом, чем роликовые цепи. В рядовой схеме они обеспечивают высокий КПД – порядка 0,99.

УДК 621.83.06

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИНЦИПОВ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ В УПРАВЛЕНИИ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ

А. Р. ОКОЛОВ

Учреждение образования

«БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Минск, Беларусь

Возрастающий уровень требований к производительности промышленных механизмов и точности обработки перемещений ставят задачу совершенствования принципов построения систем управления электроприводами. При этом усложняется математическая модель объекта управления, и, соответственно, структура управляющего устройства и системы электропривода в целом.

Синтез системы управления сложным нелинейным дискретным объектом, каким является вентильный электропривод, можно осуществить используя метод, основанный на принципе симметрии структуры системы и обращении операций с реализацией оптимальных траекторий движения. Синтез системы электропривода приводит к необходимости реализации в управляющем устройстве операции прогнозирования необходимого процесса управления.

Операция прогнозирования может быть реализована как за счет введения на вход системы соответствующего формирователя, так и за счет использования прогнозирующей модели, работающей в ускоренном масштабе времени.

При синтезе быстродействующих систем электропривода с управлением по интервалам дискретности необходимо решать две основные взаимосвязанные между собой задачи:

- определять в течение текущего интервала оптимальное, с учетом предельных возможностей и ограничений накладываемых на электропривод, значение регулируемой координаты на будущем интервале - $e_{зад\ onm}$;

- в соответствии с заданием $e_{зад\ onm}$, возмущением $I_c R$, и текущими значениями координат с наибольшей точностью формировать к концу текущего интервала дискретности составляющие, определяющие требуемый закон управления и соответствующие вольт-секундным площадкам координат электропривода на прогнозируемом $(n+1)$ интервале.

При произвольном законе задания регулируемой координаты режиме больших отклонений для реализации операции прогнозирования на вход системы должен быть введен формирователь, ограничивающий $e_{зад}$ в функции предельных возможностей электропривода и текущих значениях координат. Это позволит осуществить ограничения тока $I R_{max}$, ускорения

Следующим шагом в повышении точности пространственной ориентации была разработка компьютерной модели БИНС в программе MATLAB-SIMULINK с уравнениями Пуассона. Введение матрицы преобразования параметров из связанной системы координат в географическую и обратно, а также кососимметричной матрицы позволило найти широту и долготу БЛА на основе алгоритма БИНС с уравнениями Пуассона, связывающих производную от матрицы направляющих косинусов с самой матрицей и вектором угловой скорости.

Взаимное положение двух связанных систем координат БЛА и географической помимо трех углов Эйлера-Крылова, девяти направляющих косинусов, можно также определить с помощью четырех параметров Родрига-Гамильтона. Математические вычисления параметров Родрига-Гамильтона и сложение конечных поворотов двух систем координат дают кватернионы-гиперкомплексные числа, которые образуют кватернионное (гиперкомплексное) пространство. При описании ортогонального преобразования координат в данном случае используются собственные кватернионы, элементами которых являются параметры Родрига-Гамильтона. Для гиперкомплексного отображения связанной системы на четырехмерное пространство используют кватернионные матрицы 4×4 и столбцевые матрицы размера 4×1 (четырёхмерные векторы). При этом кинематические уравнения связи в параметрах Родрига-Гамильтона линейные, имеют четвертый порядок и определены для любых углов рысканья, тангажа и крена, что делает их одними из самых удобных для применения в БИНС.

При построении компьютерных моделей БИНС с углами Эйлера-Крылова и БИНС с направляющими косинусами (уравнением Пуассона) использовались блоки алгоритма ориентации, пересчета и навигационный алгоритм. Компьютерная модель БИНС с использованием кватернионов требует в каждый момент времени иметь информацию о положении связанной системы относительно географической. Можно выбрать схему модели БИНС с решением двух кинематических уравнений в кватернионах, однако модель БИНС, основанная на решении одного кинематического уравнения в кватернионах, предпочтительнее за счет упрощения алгоритма математических вычислений.

В разработанных моделях БИНС чувствительные элементы ДУСы и ДЛУ одновременно с полезным сигналом формируют «окрашенные» шумы путем прохождения «белого» шума через линейные фильтры. Отработка моделями БИНС полезных сигналов ДУСов и ДЛУ с «окрашенными» шумами позволяет определить динамические и флуктуационные ошибки алгоритмов ориентации и навигации и сравнить точностные характеристики моделей между собой. По этим показателям предпочтительнее является БИНС с одним кинематическим уравнением в кватернионах.

В разработках авторов, в одном из вариантов мелко модульная зубчатая цепь выполнена на основе набора пластин шарнирно-соединенных между собой. На внутренней стороне пластин нарезаны мелко модульные эвольвентные зубья. Технология нарезания зубьев аналогична технологии нарезания зубьев обычного колеса с внутренними зубьями.

Зубчатая цепь совершает волновое движение, удерживаясь неподвижным колесом. В итоге волнового движения зубчатая цепь поворачивается относительно корпуса. Поскольку здесь использован один сателлит необходимо предусматривать меры для его уравнивания. В частности, разработана конструкция эксцентрикового вала, которая позволяет разместить дебаланс в плоскости сателлита, тем самым обеспечить полное уравнивание сателлита.

Вторая схема планетарного редуктора с мелко модульной зубчатой цепью, удерживаемой от поворота относительно корпуса, представлена на рис. 2.

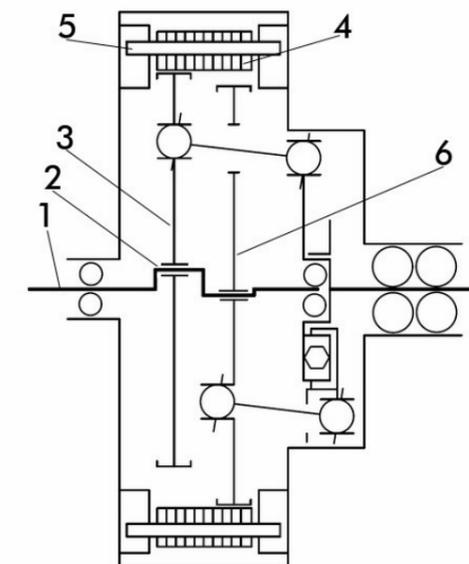


Рис. 2. Схема уравнивающего механизма с двумя сателлитами и зубчатой цепью, удерживаемой от поворота относительно корпуса

При вращении входного вала 1 через эксцентрик 2 получает движение подвижное зубчатое колесо 3, которое находится в зацеплении с мелко модульной зубчатой цепью 4. Зубчатая цепь удерживается от вращения выступами за ее габариты пальцами 5, входящими в соответствующие пазы на корпусе передачи. Коренное отличие от предыдущей схемы, в которой цепь перемещается относительно корпуса, состоит в том, что здесь цепь не поворачивается. Дополнительное подвижное зубчатое колесо 6 выполняет задачу уравнивания сил инерции вращающихся сателлитов. Благодаря такому исполнению улучшается уравнивание передачи, уменьшается эксцентриситет подвижного звена и улучшаются условия

работы устройства передачи вращения от подвижного звена на выходной вал.

Передаточное отношение этого механизма рассчитывается по формуле

$$I = 1 / (1 - Z_2 / Z_1),$$

где Z_2 – число зубьев цепи.

Из анализа формулы вытекает, что при минимальной разности чисел зубьев Z_2 и Z_1 равной единице, передаточное отношение примерно равно числу зубьев цепи. В реальных конструкциях модуль зубьев может быть принят 1 мм или даже 0,5 мм – при этом благодаря участию в передаче усилия большого числа зубьев могут быть переданы существенные крутящие моменты, достаточные для многих мехатронных устройств. Заметим, что в волновой передаче лимитирующим критерием прочности является не модуль зубьев, а толщина оболочки волнового колеса.

В обеих схемах могут быть применены зубчатые цепи различных конструкций. Помимо упомянутой выше конструкции предложены и другие варианты цепей. В частности изготовлена и испытана зубчатая цепь, состоящая из жестких сегментов, снабженных с внутренней стороны зубьями и шарнирно-соединенных пальцами. В этом случае усилие передается от сегмента к сегменту через пальцы, а цепь работает не на растяжение, как это имеет место в пластинчатой цепи, а на сжатие, что гораздо благоприятнее для прочности передачи. Несмотря на то, что такая цепь состоит из отдельных сегментов, шарнирно-соединенных пальцами, и в свободном состоянии не может существовать как единое целое, после установки ее на место в механизме, она удерживается зубьями колес от распада на отдельные звенья. В еще одной конструкции цепи использованы цилиндрические ролики плотно прижатые друг к другу и охваченные снаружи упругим кольцом. Все эти идеи защищены патентными документами, реализованы в макетах и прошли лабораторные испытания.

УДК 629.7

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ БИНС РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ АВИАЦИОННЫХ КОМПЛЕКСОВ

Ю. В. ГРИДНЕВ, А. И. МЕЛЬНИК, А. Н. ПАЛЬЦЕВ

Государственное научное учреждение
«ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ НАН Беларуси»
Минск, Беларусь

Интенсификация работ в области робототехнических (беспилотных) авиационных комплексов (РТАК) связана с резким увеличением интереса видеомониторинга земной поверхности для решения определенных задач различных министерств и ведомств. Робототехнический авиационный комплекс объединяет как минимум две пространственно-разнесенные системы – беспилотный летательный аппарат (БЛА) и наземный пункт управления (НПУ), взаимосвязанные линией радиопередачи. БЛА в составе РТАК должен лететь по заданной пространственно-временной траектории согласно программы заложенной в бортовую ЦВМ с целью передачи по линии радиопередачи на НПУ телевизионного и теплового изображения местности, наземных (надводных) объектов в реальном времени днем и ночью. Для пространственной ориентации и навигации на борту БЛА имеется БИНС (бесплатформенная инерциальная навигационная система), в состав которой входят чувствительные датчики (ДУС – датчики угловой скорости, ДЛУ – датчики линейных ускорений) и бортовая ЦВМ. Чувствительные датчики как источники первичной информации непосредственно связаны с корпусом БЛА. Информация от этих источников перерабатывается бортовой ЦВМ, которая путем решения кинематических уравнений пространственного движения летательного аппарата формирует данные о местоположении, скорости и угловой ориентации БЛА.

С целью исследования точности (ошибки) преобразования угловых скоростей, для определения пространственной ориентации и ошибки преобразования линейных ускорений в задаче навигации, была разработана в программе MATLAB-SIMULINK компьютерная модель БИНС с углами Эйлера-Крылова.

Вышеуказанная модель БИНС построена на основе кинематических уравнений связи взаимного положения связанной системы координат (БЛА) и географической системой координат Земли, которые имеют невысокий порядок и содержат тригонометрические функции от углов курса, крена, тангажа. Такие уравнения допускают вырождение при угле тангажа 90° , что ограничивает их применение для ориентации вообще и обуславливает непригодность в БИНС.

В связи с повышением производительности современной вычислительной техники появилась возможность создания и исследования недоступных ранее моделей электроприводов в современных математических пакетах [5, 6].

Для исследования поведения приводных систем с распределенными параметрами, изучения возникающих в них резонансных явлений, а также упрощения построения замкнутых по каким-либо координатам систем была разработана математическая модель типовой системы с электроприводом постоянного тока в пакете MATLAB Simulink.

Разработанная модель позволяет исследовать работу моделируемой приводной системы в различных режимах работы. Подсистема силовой части управляемого выпрямителя построена с помощью стандартных блоков библиотеки SimPowerSystems, что дает возможность исследовать электромагнитные процессы, протекающие в электрической части системы. Для моделирования выбран электропривод с четырехквadrантным управляемым выпрямителем.

Для верификации данных, полученных при моделировании, проводятся испытания на специализированной лабораторной установке. Также тестирование разработанной модели показало, что модель соответствует предъявленным требованиям и пригодна для проведения дальнейших исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Мандельштам, Л. И.** Лекции по теории колебаний / Л. И. Мандельштам. – М.: Наука, 1972. – 470 с.
2. **Рассудов, Л. Н.** Электроприводы с распределенными параметрами электромеханических элементов / Л. Н. Рассудов, В. Н. Мядзель. – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отделение, 1987. – 144 с.
3. **Киселев, Н. В.** Электроприводы с распределенными параметрами / Н. В. Киселев, В. Н. Мядзель, Л. Н. Рассудов. – Л.: Судостроение, 1985. – 220 с.
4. **Католиков, В. Е.** Тиристорный электропривод с реверсом возбуждения двигателя рудничного подъема / В. Е. Католиков, А. Д. Динкель, А. М. Седунин. – М.: Недра, 1990. – 381 с.: ил.
5. **Черных, И. В.** Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink / И. В. Черных. – М.: ДМК Пресс; СПб.: Питер, 2008. – 288 с.: ил.
6. **Герман-Галкин, С. Г.** MATLAB & Simulink. Проектирование мехатронных устройств на ПК / С. Г. Герман-Галкин. – СПб.: КОРОНА-Век, 2008. – 368 с.

УДК 621.83

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ТИПА НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДОВ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

П. Н. ГРОМЫКО, П. С. ГОНЧАРОВ, Е. Г. КРИВОНОГОВА, В. И. ЛЯБИК
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Наиболее известные способы минимизации влияния на выходные показатели механических передач упругих деформаций звеньев – это использование бочкообразных контактирующих поверхностей взаимодействующих зубьев, а также придание упругих свойств отдельным элементам контактирующих звеньев. На практике доказана целесообразность применения указанных выше способов, однако, конструктивные и технологические сложности при их осуществлении приводят к значительному повышению себестоимости изготовления и сборки.

Особенно актуально стоит вопрос обеспечения наименьшей чувствительности выходных показателей от упругих деформаций звеньев в планетарных передачах эксцентрикового типа.

Для доказательства возможности снижения чувствительности выходных показателей у планетарных передач эксцентрикового типа от упругих деформаций звеньев на основе изменения направления линии контакта взаимодействующих зубьев, воспользуемся методами компьютерного моделирования.

Для сравнительных компьютерных исследований возьмем два варианта планетарной эксцентриковой передачи. Компьютерные модели сравниваемых вариантов планетарной передачи показаны на рис. 1а, б.

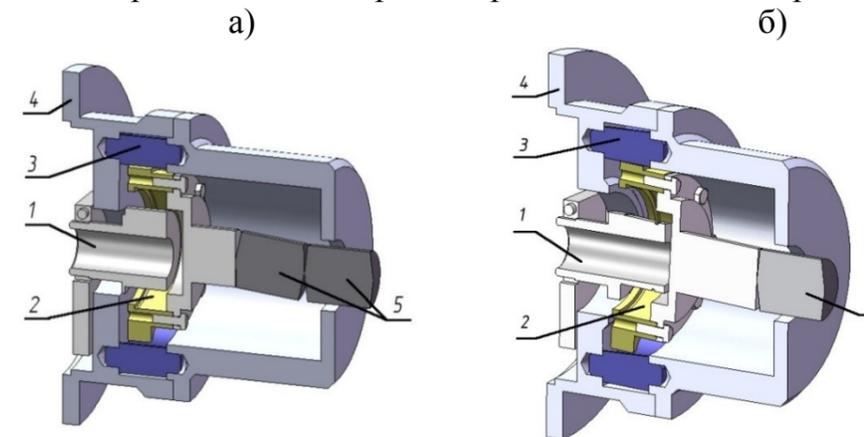


Рис. 1. Общий вид сравниваемых компьютерных моделей планетарной эксцентриковой передачи: а) с эксцентриковым расположением кривошипного вала; б) с наклонным расположением кривошипного вала: 1 – кривошипный вал; 2 – сателлит; 3 – ролики; 4 – корпус; 5 – карданный вал; 6 – угловая муфта

В. Т. ВИШНЕРЕВСКИЙ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Целью данной работы является проведение исследования и компьютерного моделирования приводных систем, в механической части которых содержатся элементы с распределенными параметрами. В данном случае рассматриваются элементы кинематических цепей, в математическом описании которых целесообразно учитывать распределенные упругость и массу.

Распределенные параметры, в том или ином виде, содержат все реально существующие системы. Однако чаще всего их учет при моделировании не является целесообразным из-за чрезмерного усложнения получаемых математических моделей.

Объекты с преобладающим влиянием распределенных параметров часто встречаются в промышленности. Если возникает необходимость создания математической модели системы, содержащей в своей механической передаче упругие элементы большой протяженности (тросы, ленты конвейеров); то в таких случаях необходимо прибегать к использованию в математическом описании подобных элементов дифференциальных уравнений в частных производных.

Развитие теории систем с распределенными параметрами началось во второй половине прошлого века. До этого наиболее широко рассматривались вопросы изучения колебательных явлений в распределено-упругих элементах, которые можно было описать дифференциальными уравнениями в частных производных по времени и пространственной координате [1].

Дальнейшее развитие теория систем с распределенными параметрами получила после появления работ [2, 3, 4], в которых большая доля внимания уделялась синтезу систем управления электроприводами с распределенными параметрами механических элементов.

В настоящее время, в данном направлении исследования остается множество нерешенных задач. Для создания современных систем управления электроприводами требуется разработка новых законов управления и внедрение более совершенных технических решений, которые помогут повысить производительность, а также улучшить энергетические и массогабаритные показатели разрабатываемых установок.

Первый вариант – это планетарная передача типа К-Н-V с эксцентриковым валом и с использованием в зацеплении роликов цилиндрической формы [1]. Второй вариант – планетарная передача типа К-Н-V с наклонным кривошипным валом и использованием роликов конической формы (планетарная прецессионная передача) [2].

Работа вариантов планетарной передачи, показанной на рис. 1, осуществляется следующим образом. При вращении кривошипного вала 1 сателлит 2, расположенный (в случае передачи, показанной на рис. 1, а на эксцентриковой поверхности кривошипа, в случае – рис. 1, б на наклонной поверхности кривошипа) совершает плоскопараллельное движение. Зубчатые венцы сателлита 2 взаимодействуют с роликами 3 (цилиндрическими – рис. 1, а, коническими – рис. 1, б) равномерно расположенными по периметру в корпусе 4, оси которых параллельны оси вращения кривошипного вала 1. Благодаря указанному взаимодействию зубьев с роликами 3 сателлит 2 совершает вращательное движение вокруг своей оси. Указанное движение передается с помощью карданного вала 5 (см. рис. 1, а) или с помощью угловой муфты 6 (см. рис. 1, б) на выходное звено.

Ниже приведены результаты сравнительных компьютерных исследований указанных вариантов планетарной эксцентриковой передачи. Следует отметить, что исследования осуществлялись в САПР COSMOS Motion, а использование шарнирных связей, учитывающих их упругие деформации, позволило приблизить работу компьютерной модели к реальным условиям функционирования планетарной передачи эксцентрикового типа. Подробно методика создания компьютерных моделей, а также проведения компьютерных исследований изложена в работе [3].

На рис. 2 показаны виды контактного взаимодействия роликов с зубьями сателлита в случае двух сравниваемых вариантов планетарной эксцентриковой передачи.

Анализ визуальных картинок контакта, изображенных на рис. 2, позволяет сделать следующие выводы. В рассматриваемой планетарной передаче, в случае эксцентрикового исполнения ее кривошипного вала и использования цилиндрических роликов, при приложении нагрузки на выходном валу линейный контакт в зацеплении трансформируется в кромочный. В случае исполнения в планетарной передаче кривошипного вала наклонным и использовании конических роликов, угол конуса роликов подобран таким образом, чтобы при отсутствии нагрузки контакт зубьев с роликами был кромочным, а при создании нагрузки кромочный контакт переходит в линейный. Это позволяет создать при номинальной нагрузке регламентированные условия работы зацепления в контакте второго варианта планетарной передачи эксцентрикового типа с наклонным кривошипом. Уровень выходных показателей второго варианта планетарной передачи эксцентрикового типа, использующей в зацеплении конические ролики, несмотря на наличие значительных упругих деформаций звеньев, с увеличением нагрузки повышается.

этих датчиков обрабатываются бортовой ЦВМ1, которая выдает данные о местоположении, скорости и угловой ориентации БЛА.

Создание авионики с малой массой, габаритами и энергопотреблением стало возможным благодаря достижениям микросистемной техники. Это новое научно-техническое направление позволяет разработать в ограниченном объеме твердого тела микросистему для БИНС и САУ. Использование микросистем электроники, механики, оптики позволяет создать микроэлектромеханические, микрооптомеханические и микрооптоэлектромеханические системы. Микроакселерометры и микрогироскопы в составе БИНС резко уменьшают вес аппаратуры, однако недостатком такой системы являются большие интегрированные ошибки измерения параметров. Для их уменьшения разрабатываются сложные алгоритмы формирования навигационных параметров. Использование таких алгоритмов с информацией от спутниковых навигационных систем GPS/ГЛОНАСС позволяет повысить точность навигации БЛА [2].

В ГНУ «Физико-технический институт НАН Беларуси» разработаны и опробованы несколько РТАК, в числе которых первый РТАК «Стриж» и полностью готовый к применению «Бусел». При максимальной взлетной массе от 3 до 6 кг, продолжительностью полета более 1 часа, РТАК имеют дальность применения от 15 до 40 км на высотах от 1000 до 3000 м.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Матвеев, В. В.** Основы построения бесплатформенных инерциальных навигационных систем / В. В. Матвеев, В. Я. Распопов. – СПб, 2009. – 278с. : ил.
2. **Распопов, В. Я.** Микросистемная авионика / В. Я. Распопов. – Тула, 2010. – 247с.: ил.

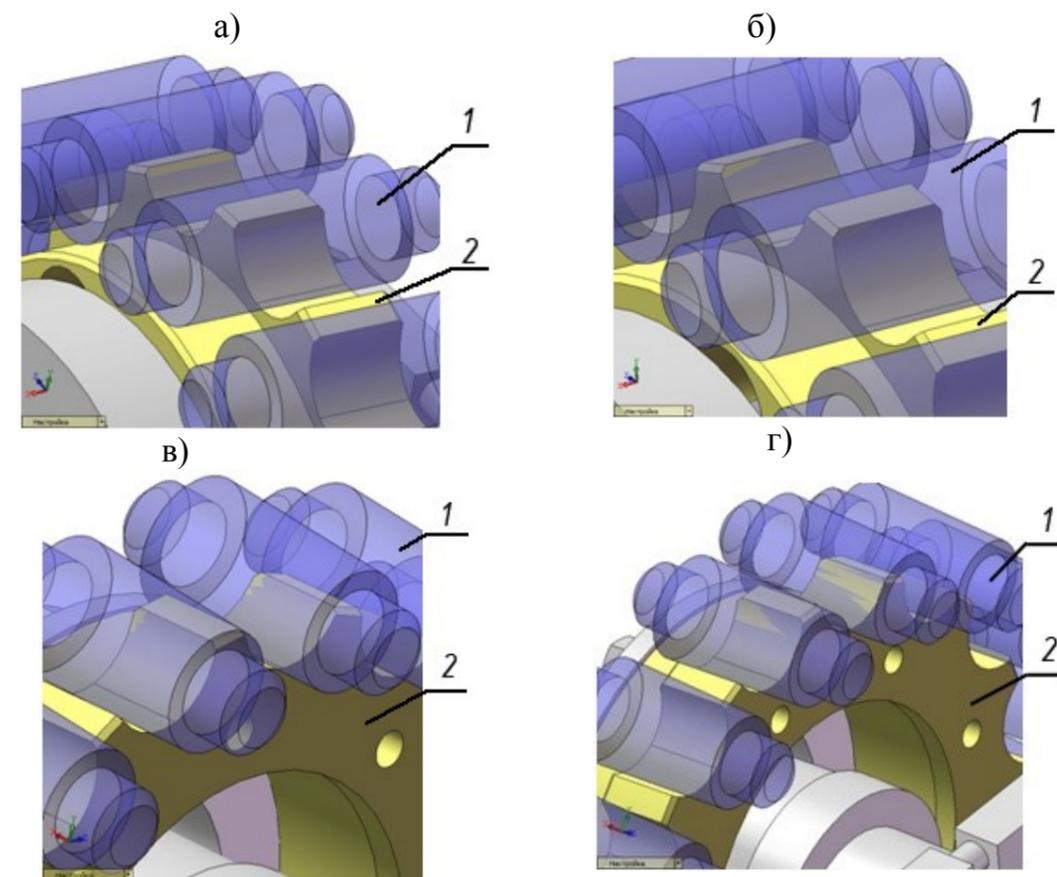


Рис. 2. Вид контактного взаимодействия роликов с зубьями сателлита в зацеплении планетарной передачи эксцентрикового типа: а – первый вариант передачи с минимальным значением нагрузки на выходном валу; б – первый вариант передачи с номинальным значением нагрузки на выходном валу; в – второй вариант передачи с минимальным значением нагрузки на выходном валу; г – второй вариант передачи с номинальным значением нагрузки на выходном валу

Графики, изображенные на рис. 3, а и рис. 3, б получены на основе результатов работы компьютерных моделей. Они отображают зависимость КПД от времени при различных значениях нагрузки на выходном валу и подтверждают факт улучшения условий работы зацепления во втором варианте передачи при увеличении нагрузки на выходном валу.

На основании анализа графиков рис. 3 можно сделать вывод, что с возрастанием нагрузки на выходном валу при наличии упругих деформаций звеньев, КПД у передач с наклонным расположением кривошипа возрастает, в то время как у передач с эксцентриковым расположением кривошипа – падает. Более низкие значения амплитуды колебаний значений КПД второго исследуемого варианта передачи, по сравнению с первым, также свидетельствуют о более благоприятных условиях его контактного взаимодействия и создании регламентированных условий работы зацепления.

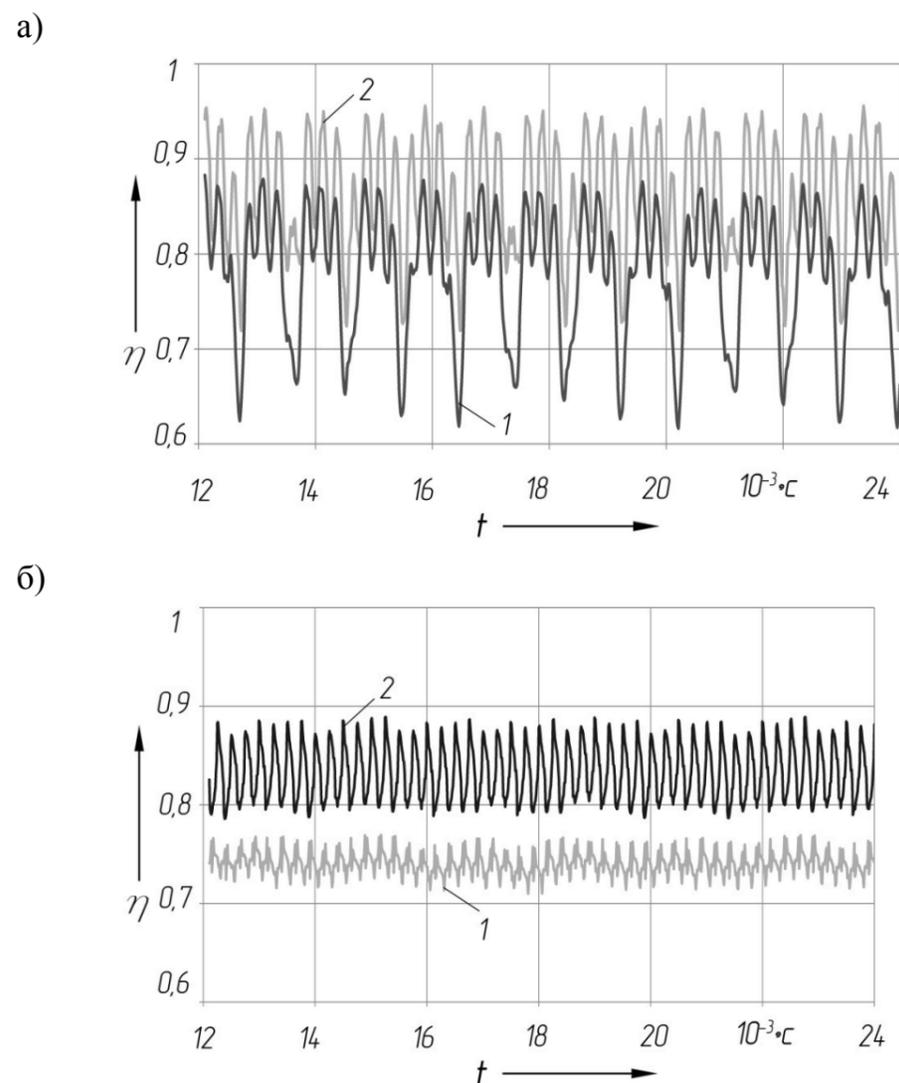


Рис. 3. Графики зависимости КПД планетарных передач эксцентрикового типа от времени при различных значениях нагрузки на выходном валу: а – первый вариант передачи; б – второй вариант передачи; 1 – с минимальным значением нагрузки на выходном валу; 2 – с номинальным значением нагрузки на выходном валу

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. <http://www.sumitomodriveeurope.com>
2. Пат. 11078 РБ, МПК⁸ F 16H 1/32. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громько, Д. М. Макаревич, С. Д. Макаревич, Л. Г. Доконов; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос.ун-т. – № а20060411; заявл. 28.04.2006; опубл. 30.12.2007. – 4 с.
3. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач : монография / П. Н. Громько [и др.]; под общ. ред. П. Н. Громько. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с. : ил.

Требования, предъявляемые к целевой нагрузке (ТВ/ИК-камеры, фотоаппарат) и ее массогабаритные характеристики в значительной степени влияют на выбор аэродинамической схемы БЛА и внутреннюю компоновку его составных частей: силовой установки, источников питания, целевой нагрузки, пилотажно-навигационного комплекса (ПНК), приемопередающей аппаратуры, исполнительных устройств (приводов) органов управления с увязкой этих частей с элементами конструкции планера.

Аэродинамическая схема БЛА определяет способ создания управляющих сил и моментов, а также взаимное расположение приводов органов управления, создающих эти силы и моменты. В процессе полета БЛА должен обладать достаточной устойчивостью и управляемостью, что предполагает наличие контуров стабилизации в каналах управления по тангажу, крену и курсу. Наиболее распространенной аэродинамической схемой малоразмерных БЛА является схема «летающее крыло».

Авионика БЛА включает аппаратно-программные средства, располагаемые на его борту в виде ПНК, который формирует режимы управления полетом БЛА и дополнительно используется для управления целевой нагрузкой (ТВ/ИК камерами) при решении задач мониторинга местности. В состав ПНК входят: бесплатформенная инерциальная навигационная система (БИНС) с бортовой ЦВМ1, система автоматического управления (САУ) с бортовой ЦВМ2 и бортовая ЦВМ3 для управления целевой нагрузкой.

Основными задачами САУ являются управление движением центра масс и угловым движением БЛА относительно центра масс. Управление полетом БЛА сводится к управлению параметрами его движения: угловыми координатами (тангажом, креном, курсом), угловыми скоростями и ускорениями, линейными координатами (дальностью, высотой).

В автоматическом режиме полета САУ с бортовой ЦВМ2 решает задачу обработки команд управления по выдерживанию заданной пространственной траектории полета БЛА и обеспечения устойчивости движения путем формирования команд управления приводами.

В автоматизированном режиме оператор на земле способен взять на себя управление полетом БЛА с включенным автопилотом и с помощью джойстика формировать (изменять) траекторию полета.

В автоматическом режиме БЛА может выполнять целевые задачи в условиях автономного полета при использовании бортовой ЦВМ1 с БИНС или с системой GPS/ГЛОНАСС. БИНС совместно с бортовой ЦВМ1 выполняет задачи ориентации и навигации БЛА. В схеме БИНС источниками первичной информации являются датчики угловых скоростей и датчики линейных ускорений, непосредственно связанные с корпусом БЛА, навигационные параметры которого необходимо определить [1]. Показания

УДК 623.746-519
НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ПОСТРОЕНИЯ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ
АВИАЦИОННЫХ КОМПЛЕКСОВ МАЛОЙ ДАЛЬНОСТИ

В. Н. БИШ, А. А. ЩАВЛЕВ, Ю. Ф. ЯЦЫНА
Государственное научное учреждение
«ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ НАН Беларуси»
Минск, Беларусь

Вопросы построения робототехнических (беспилотных) авиационных комплексов (РТАК) малой дальности в настоящее время прорабатываются в технически развитых странах мира. Такие комплексы могут быть самолетного или вертолетного типа, а также аппаратами легче воздуха, которые отличаются по конструкции, летно-техническим характеристикам, решаемым задачам.

Основными задачами РТАК являются видеомониторинг местности и объектов в интересах предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций, охраны природы и окружающей среды, контроля государственной границы и путевых трактов (автомобильный, газовый, нефтяной), а также в интересах частей и подразделений Вооруженных Сил.

Базовый вариант РТАК включает следующие подсистемы:

- малоразмерный беспилотный летательный аппарат (БЛА), планер которого изготовлен на основе волокнистых композиционных материалов;
- мобильный наземный пункт управления (НПУ) с автоматизированным рабочим местом оператора (АРМ) в составе двух мониторного ПК и специального программного обеспечения для управления полетом БЛА с автоматическим мониторингом местности путем передачи, отображения и регистрации информации от бортовой ТВ/ИК-камеры днем и ночью;
- аппаратуру приема-передачи данных, наземный и бортовой комплекты которой обеспечивают передачу данных (команд управления и видеосигналов) по линии радиоуправления.

БЛА в составе РТАК может выполнять полет по заданной пространственно-временной траектории в автоматическом режиме с помощью бортовой ЦВМ по заранее введенному полетному заданию, а также в автоматизированном режиме управления полетом с АРМ НПУ.

Успешная реализация требуемых летно-технических характеристик БЛА (дальность и продолжительность полета, эксплуатационный диапазон скоростей и высот, скороподъемность, маневренность, способ взлета и посадки) зависит от правильного выбора аэродинамической и объемно-массовой компоновки, геометрических характеристик летательного аппарата.

УДК 621.83.06
ОСОБЕННОСТИ СИЛОВОГО АНАЛИЗА ПРЕЦЕССИОННОГО
РЕДУЦИРУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА С КОНИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ

П. Н. ГРОМЫКО, М. Е. ЛУСТЕНКОВ, С. Д. МАКАРЕВИЧ,
Л. Г. ДОКОНОВ
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Подъемно-тяговые устройства получили широкое распространение в аварийно-спасательных подразделениях. Потребность в данных устройствах неуклонно растет, так как они очень часто используются при различного рода авариях (автомобильных авариях, разборках завалов и разрушений, при эвакуации людей с высоты и глубины). В настоящее время на рынке предлагаются различные виды аварийно-спасательных компактных устройств. Однако во многих случаях работников аварийно-спасательных подразделений (АСП) не устраивают существующие конструкции из-за повышенных массогабаритных и стоимостных показателей, а также из-за низкой эргономической проработки.

В настоящее время потребность Республики Беларусь в подъемно-тяговых устройствах для проведения аварийно-спасательных работ выполняется за счет их приобретения в странах ближнего и дальнего зарубежья. Однако цена указанных устройств высока, что ограничивает их применение. Разработка конструкции аварийно-спасательного устройства, отвечающего требованиям пониженных массогабаритных и стоимостных показателей и многофункциональности, является актуальной задачей.

В работах [1, 2] проблема создания прогрессивной конструкции аварийно-спасательного устройства решена на основе использования планетарного прецессионного редуцирующего механизма с коническими роликами. В работах [3, 4] отражены результаты проведения силового анализа различных вариантов конструкций планетарных прецессионных передач, однако, прецессионный редуцирующий механизм, используемый в лебедке, имеет структурные особенности. Проведение силового анализа прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для установки в устройство при проведении аварийно-спасательных работ необходимо для определения значений сил в зацеплении и реакций опор, что позволит провести прочностные расчеты звеньев прецессионного редуцирующего механизма, включая выбор подшипников.

При проведении силового анализа обратимся к схеме, показанной на рис. 1. Было принято допущение, согласно которому зацепление прецессионного редуцирующего механизма обеспечивается только одним кониче-

ским роликом.

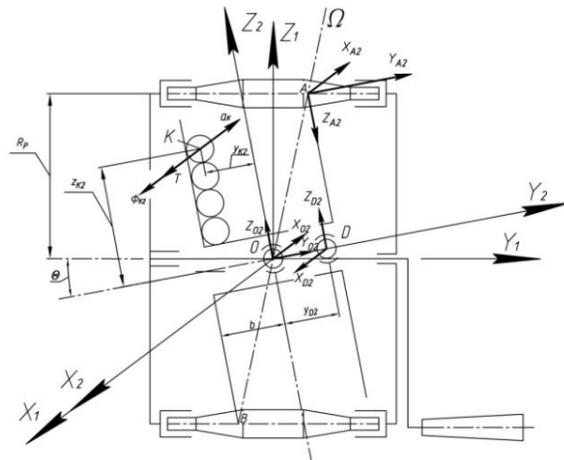


Рис. 1. Схема прецессионного редуцирующего механизма, предназначенная для проведения анализа на основе рассмотрения силового равновесия сателлита

В точках контакта зубьев сателлита-барабана A с неподвижными коническими роликами возникают реакции X_{A2}, Y_{A2}, Z_{A2} . Нижний индекс 2 говорит о том, что общая реакция в контакте точек A и B разложена на подвижные оси координат, связанные с барабаном-сателлитом. Составляющие реакции в сферическом опорном подшипнике O обозначим X_{O2}, Y_{O2}, Z_{O2} . Составляющие реакции в сферическом опорном подшипнике D – X_{D2}, Z_{D2} . Силу натяжения каната обозначим символом T и направим ее вдоль оси X_2 . Положение точки K приложения силы T , фиксирующей положение конца каната, определяется координатами y_{K2} и z_{K2} . Согласно принципу Даламбера к действующим активным силам и реакциям связи добавим силы инерции. В нашем случае – это сила инерции, которая вызвана изменением значения скорости подъема груза. Обозначим ее Φ_{K2} и направим по направлению действия силы натяжения троса T . Еще один параметр, который используется при силовом расчете R_p – это радиус, на котором должны располагаться оси конических роликов от оси вращения входного вала.

Применив принцип Даламбера, были составлены уравнения, отражающие условия динамического равновесия сателлита-барабана. Результатом решения уравнений являются формулы для расчета составляющих реакций X_{O2}, Y_{O2}, Z_{O2} в сферическом опорном подшипнике O и составляющие реакции в сферическом опорном подшипнике D – X_{D2}, Z_{D2} , а также составляющие реакции в точках контакта зубьев сателлита-барабана A с неподвижными коническими роликами X_{A2}, Y_{A2}, Z_{A2} .

Однако полученные данным способом аналитические зависимости для расчета вышеуказанных реакций нуждаются в корректировке, так как

При использовании формул (1) и (2) предполагается, что величина показателя долговечности одинакова. Однако, при сравнении МСХ с различной долговечностью такая оценка технического уровня не является универсальной.

Если в формулу (2) ввести показатель долговечности, то это позволит более объективно сравнивать технический уровень МСХ различных конструктивных схем.

Так как частота включения МСХ за один и тот же период времени может быть различна, то в качестве показателя долговечности удобно использовать число циклов включений $N_{Ц}$, при котором их работоспособность сохраняется.

Величина $N_{Ц}$ регламентируется стандартами или определяется экспериментальным путем. Согласно экспериментальным результатам для роликовых МСХ $N_{Ц} = (1,5-10) \cdot 10^6$, а для эксцентриковых МСХ $N_{Ц} = 20 \cdot 10^6$.

Тогда формулу (1) для определения относительной массы можно записать в виде

$$k_m = \frac{m}{TN_{Ц}} \quad (3)$$

В табл.1 приведены результаты оценки технического уровня пятироликовых МСХ по ОСТ 27-60-721-84, сухариковых МСХ по ГОСТ 12935-76 [1] и эксцентриковых МСХ фрикционного типа, разработанных автором.

Расчеты проведены для МСХ при диапазоне $T = 100-1000$ Н·м.

Табл. 1. Сравнение технического уровня МСХ

| Тип МСХ | Значения коэффициентов | | |
|----------------|------------------------|---------------------|-----------------------------------|
| | k_D | k_m , формула (1) | $k_m \cdot 10^{-9}$, формула (3) |
| роликовый | 0,25–0,80 | 0,020–0,028 | 4,30–5,00 |
| сухариковый | 0,16–0,56 | нет данных | нет данных |
| эксцентриковый | 0,16–0,52 | 0,017–0,024 | 0,88–1,12 |

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ряховский, О. А.** Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов. – Л. : Политехника, 1991. – 384 с.
2. **Мартиросов, А. Г.** Выбор перспективного привода для автотракторных стартеров повышенной мощности / А. Г. Мартиросов, В. И. Крупский // VI Всесоюзная науч.-техн. конф. по управляемым и автоматическим механическим приводам и передачам гибкой связью: сб. тез. докл. – Одесса, 1980. – С. 220–221.

Параметром, отражающим затраченные средства является масса МСХ m , в которой интегрировано, пусть и косвенно, отражаются производственные затраты.

Тогда для оценки технического уровня можно использовать коэффициент относительной массы, который можно определить по формуле

$$k_m = \frac{m}{T} \quad (1)$$

Такой подход широко используется для сравнения технического уровня различных элементов приводов машин. Например, согласно ГОСТ Р 50891-96 «Редукторы общемашиностроительного применения. Общие требования» он рекомендован для оценки технического уровня редукторов.

Ряд авторов для сравнения технического уровня МСХ используют показатель обратный k_m , который можно назвать относительным моментом $k_T = 1/k_m$.

Например, в работе [2] приведены следующие средние величины коэффициента k_T для МСХ автотракторных стартеров: $k_T=26,6$ Н·м/кг (роликовые МСХ); $k_T=39,1$ Н·м/кг (МСХ с эксцентриковыми роликами); $k_T=24,3$ Н·м/кг (фрикционные МСХ); $k_T=21,7$ Н·м/кг (пружинные МСХ); $k_T=59,9$ Н·м/кг (храповые МСХ).

Если масса механизма неизвестна, то критерием, отражающим затраченные средства можно принять рабочий диаметр МСХ.

Рабочий диаметр D МСХ используется не только для сравнения их радиальных габаритов, но и при расчетах прочности, жесткости, нагрузочной способности и др. Осевые габариты МСХ (длина l) обычно пропорциональны рабочему диаметру. Например, для роликовых МСХ по ОСТ 27-60-721-84 общая длина изменяется в диапазоне $l = (0,35 - 0,45)D$, а для сухариковых МСХ по ГОСТ 12935-76 в диапазоне $l = (0,50 - 0,65)D$.

Таким образом, параметр D косвенно учитывает и массогабаритные параметры механизмов.

В этом случае, для оценки технического уровня можно использовать коэффициент относительных габаритов, определяемый по формуле

$$k_D = \frac{D}{T} \quad (2)$$

Формула (2) удобна для практического использования, т.к. входящие в неё параметры всегда приводятся в ГОСТах, каталогах и очень часто в научных публикациях.

при их выводе использовалось допущение о наличии одного ролика в зацеплении. Для этого определим реакции в подшипниковых опорах компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма. Ниже на рис. 2 а, б представлена компьютерная сборка модели прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для аварийно-спасательного устройства.

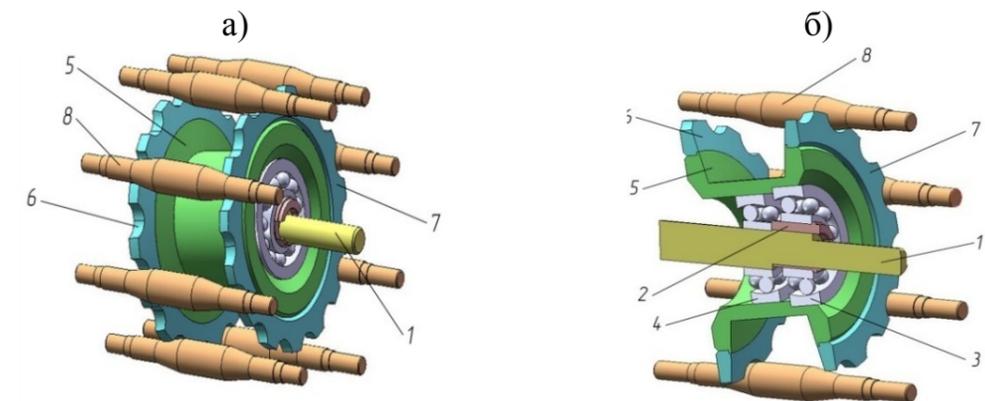


Рис. 2. Компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма, предназначенного для аварийно-спасательного устройства: а – общий вид 3D-модели; б – сечение 3D-модели

Компьютерная модель прецессионного редуцирующего механизма состоит из входного вала 1, на котором расположена эксцентриковая втулка 2. На эксцентриковую втулку 2 посажен сферический подшипник 3. Сферический подшипник 4 также размещен на входном валу 1. На наружных цилиндрических кольцах подшипников 3 и 4 установлен сателлит–барабан 5. Учитывая эксцентричное расположение подшипника 3 относительно оси входного вала 1, сателлит–барабан 5 имеет наклонное положение относительно оси входного вала 1. На ребрах сателлита–барабана 5 жестко закреплены два диска 6 и 7, имеющие наружные зубчатые венцы, профили которых представляют собой профили зубьев звездочки цепной передачи. Зубчатые венцы дисков 6 и 7 входят в зацепления с конической частью равномерно расположенных по периметру неподвижных роликов 8, оси которых параллельны оси входного вала 1. Графики на рис. 3 отражают зависимости реакций в точках контакта зубьев сателлита-барабана A с неподвижными коническими роликами X_{A2}, Y_{A2}, Z_{A2} .

Ниже приведена формула для расчета силы взаимодействия роликов с зубьями сателлита. Она отличается от аналитической зависимости, полученной с использованием вышеуказанных уравнений динамического равновесия лишь введением в нее коэффициента C_1 .

$$R_A = C_1 \cdot \frac{(\Phi_{K2} + T) \cdot z_{K2}}{\cos \beta \cdot \sin \alpha \cdot \frac{R_p}{\cos \theta}}$$

Определить значения коэффициента C_1 возможно путем анализа значений силы R_A , полученной на основе графиков, изображенных на рис. 3 и значений подсчитанных путем подстановки параметров в аналитическую зависимость, полученную из уравнений динамического равновесия.

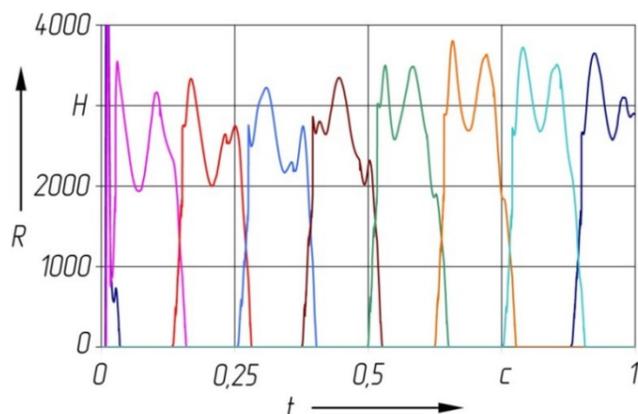


Рис. 3. Графики зависимости сил в зацеплении ролик – зубья сателлита от времени

Исследования для конкретного применения редуцирующего механизма в приводе лебедки при проведении аварийно-спасательных работ позволили установить, что значение коэффициента C_1 должно быть равным 0,3. Аналогичная методика может быть использована для определения реакций в опорных подшипниках O и D .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедка. Положительное решение о выдаче патента на полезную модель от 19/10 от 25.02.2011 МПК(2006.01), В 66 Д 1/04 Громыко П. Н., Лустенков М. Е., Макаревич С. Д., Макаревич Д. М., Доконов Л. Г.; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. №и 20100704; заявл. 09.08.2010.
2. **Макаревич, С. Д.** Ручные и электрические тали на базе планетарных передач новых типов / С. Д. Макаревич, Д. М. Макаревич // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф. – 16–17 апреля 2009 г., Могилев, 2009. – С. 215.
3. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П. Н. Громыко [и др.]; Под. общ. ред. А.Т. Скойбеды. – Мн. : БГПА, 2000. – 252 с.
4. **Громыко, П. Н.** Силовой анализ различных вариантов прецессионного зацепления / П. Н. Громыко, А. А. Стаценко, О. М. Пусков // Создание ресурсосберегающих машин и технологий: тез. докл. респ. науч.-техн. конф. – Могилев, 1996. – Ч. 1. – С. 85.

УДК 621.837.2 НЕКОТОРЫЕ КРИТЕРИИ СРАВНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ МЕХАНИЗМОВ СВОБОДНОГО ХОДА

О. В. ШАРКОВ

Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»
Калининград, Россия

Механизмы свободного хода (МСХ) являются важными конструктивными элементами приводов различных машин, обеспечивающими автоматическое соединение и разъединение элементов их кинематических цепей в зависимости от направления или соотношения величин скоростей.

Разнообразие условий эксплуатации МСХ приводит к необходимости использовать в приводах машин их различные конструктивные схемы - роликовые, клиновые, храповые, микрохраповые, дифференциальные и др.

При разработке новых, модернизации и ремонте существующих приводов машин, часто возникает необходимость провести сравнение технического уровня и выбрать наиболее приемлемую конструкцию МСХ.

Оценить технический уровень и качество МСХ в настоящее время достаточно сложно, т.к. отсутствуют международные, общегосударственные и отраслевые методики, регламентирующие номенклатуру оцениваемых параметров. В каталогах, монографиях, статьях и других источниках отсутствуют многие сопоставимые данные, например показатели унификации, технологичности и стоимости.

Если в Российской Федерации на конструктивные и технические параметры некоторых типов МСХ действуют государственные и отраслевые стандарты (ГОСТ 12935-76 «Муфты обгонные сельскохозяйственных машин», ОСТ 27-60-721-84 «Муфты обгонные роликовые») [1], то за рубежом они определяются конкретной фирмой-производителем.

Технический уровень МСХ целесообразно оценивать количественным параметром, показывающим соотношение затраченных средств и полученного результата.

Полученным результатом для МСХ является нагрузочная способность, в качестве её количественной характеристики можно принимать вращающий момент T , передаваемый механизмом. Как правило, эта характеристика чаще всего приводится в ГОСТах, каталогах, статьях. Однако она позволяет только подобрать механизмы по нагрузочной способности, но не позволяет сравнить их технический уровень, т.к. не отражает затраченные средства.

Табл. 2. Подбор коэффициентов трения в трибосистемах для плоских рычажных механизмов

| № п/п | n | p_5 | n_{mach} | $\sum \mu_{АДАПТ_i}$ |
|-------|-----|-------|------------|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | $0,25 \times 4 = 1,0$ |
| 2 | 4 | 6 | 7 | $0,05 + 0,25 + (0,2 \times 2) + (0,1 \times 3) = 1,0$ |
| 3 | 6 | 9 | 10 | $0,1 \times 10 = 1,0$ |
| 4 | 8 | 12 | 13 | $(0,05 \times 8) + 0,2 + (0,1 \times 4) = 1,0$ |
| 5 | 10 | 15 | 16 | $(0,05 \times 12) + (0,1 \times 4) = 1,0$ |
| 6 | 12 | 18 | 19 | $0,1 + (0,05 \times 18) = 1,0$ |

На основании вышесказанного обозначим ряд выводов.

1. Число машины (степень сложности) определяется числом элементов (трибосистем) ее кинематической цепи.

2. Число машины (оптимальной) определяется суммой адаптивных и диссипативных коэффициентов трения совместимых трибосистем.

3. В системно-совместимой, номинальной машине сумма адаптивных коэффициентов трения элементов кинематической цепи должна быть равной единице.

4. Первоначально, действительные (оптимальные) машины следует образовывать таким образом, чтобы суммы адаптивных коэффициентов трения её элементов были равны единице и др.

5. Правило машины $\sum \mu_{АДАПТ_i} = 1$ позволяет реализовать инженерный метод оптимизации конструкции узлов трения машины по триболоматериаловедческому и трибокоструктурному признакам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фёдоров, С. В.** Основы трибоэргодинамики и физико-химические предпосылки теории совместимости / С. В. Фёдоров. – Калининград: КГТУ, 2003. – 416 с.

2. **Фёдоров, С. В.** Расчет износа зубчатого зацепления по модели механического кванта / С. В. Фёдоров // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2010. – № 5. – С. 33–39.

УДК 62-233.3/9 ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМАЯ ПЛАНЕТАРНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА: НАСКОЛЬКО ЭТО АКТУАЛЬНО

А. М. ДАНЬКОВ, А. З. ИОФФЕ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Могилев, Беларусь

Традиционно в машиностроении значительное внимание уделяется планетарным (и не только зубчатым) передачам, область применения которых, непрерывно расширяется. Это связано с тем, что требования к снижению массы и габаритов машин наиболее полно удовлетворяют именно планетарные передачи за счет распределения нагрузки среди нескольких сателлитов и рационального использования внутреннего зацепления, обладающего (в эвольвентных зубчатых передачах) повышенной плавностью и нагрузочной способностью. Благодаря своим особенностям они нашли применение в автоматических коробках передач автомобилей, а также в плавнорегулируемых гибридных трансмиссиях транспортных средств.

В последние годы в Белорусско-Российском университете ведется работа по созданию плавнорегулируемых зубчатых передач на базе составных полисекторных зубчатых колес. Конструкция двухколесной планетарной передачи является наиболее привлекательной для реализации принципа фрагментации применительно к центральному зубчатому колесу этой передачи или ее сателлиту, вылет которого относительно оси передачи (радиус водила) меняется в обоих случаях. Сложными, но вполне разрешимыми проблемами такой передачи являются балансировка сателлита, съём вращения с сателлита (центрального зубчатого колеса) и синхронизация перемещений подвижных элементов передачи при регулировании передаточного отношения. Решение указанных проблем для модификации передачи с составным сателлитом представляется более сложным, поэтому совершенствование конструкции и теоретические исследования в дальнейшем выполнялись только для второй модификации – с составным центральным зубчатым колесом.

В зависимости от соотношения чисел зубьев z_{cam} сателлита и $z_{цзк}$ в передаче могут быть реализованы три режима работы:

– единичного преобразования – при $z_{цзк} = 2z_{cam}$;

– мультипликации – при $z_{цзк} > 2z_{cam}$;

– редукции – $z_{cam} + 1 \leq z_{цзк} \leq 2z_{cam}$.

Мгновенное передаточное отношение в плавнорегулируемой планетарной передаче определяется так же, как и в классической двухколесной передаче, а диапазон ее регулирования может быть доведен до 40 при приемлемых размерах.

Проблема балансировки цельного двухпоточного сателлита, отсутствие приемлемого решения, которой делает невозможным практическое ис-

пользование передачи, решается с помощью основного и дополнительного противовесов, причем основной противовес служит для статической балансировки, а дополнительный противовес уравнивает динамический момент дисбалансов сателлита и основного противовеса. При перемещениях сателлита, связанных с регулированием передаточного отношения, противовесы совершают идентичные перемещения, но в противоположных направлениях.

Съем вращения с сателлита классической двухколесной передачи осуществляется механизмом параллельных кривошипов, что неприемлемо для плавнорегулируемой передачи. Для съема вращения с ее сателлита предложено несколько вариантов дополнительных передач (планетарная, цепная, карданная) и вариант с кулачково-дисковой муфтой. При наличии несомненных конструктивных отличий, все эти технические решения практически равноправны для реализации.

В рассматриваемой передаче и сами перемещения сателлита и секторов центрального зубчатого колеса, и синхронизация этих перемещений осуществляются с помощью механических передач – кулачковых или зубчато-реечных, используемых для перемещений, и зубчатых, используемых для синхронизации. При этом в кинематических цепях синхронизации перемещений обязательно наличие замыкающей и управляющей планетарных передач, зубчатые колеса которых имеют одинаковые числа зубьев, а сателлиты установлены на одном вращающемся водиле. Это усложняет конструкцию механизма регулирования передаточного отношения, особенно в случае выполнения передачи с ведомым центральным зубчатым колесом. Избежать указанных сложностей представляется возможным путем использования устройств гидроавтоматики, когда сателлит и сектора центрального зубчатого колеса будут получать перемещения от собственных гидродвигателей. При этом выбор типа гидродвигателей будет накладывать свой отпечаток на конструкцию и качество функционирования передачи.

Примером использования планетарной плавнорегулируемой передачи, помимо напрашивающегося применения ее в качестве автоматической плавнорегулируемой коробки передач транспортного средства, может служить привод грузоподъемного механизма, например, лифта. Привод основан на использовании асинхронного двигателя с постоянной частотой вращения в одном направлении. При интенсивной работе двигатель может оставаться включенным постоянно. Реверсирование движения кабины и ее неподвижность при работающем двигателе осуществляются вспомогательной планетарной передачей благодаря поочередному торможению ее звеньев, аналогичной передаче, используемой в автоматических коробках передач транспортных средств. Уменьшение скорости кабины при подходе к остановке осуществляется собственно плавнорегулируемой планетарной двухколесной передачей, принцип действия которой описан выше. В грузовых лифтах (подъемниках) с помощью планетарной плавнорегулируемой передачи может регулироваться скорость подъема кабины (груза) в зависимости от их массы, обеспечивая оптимальную загрузку двигателя по мощности.

$$\bar{\mu}_Q^{MACH} = \sum_1^n \frac{\bar{S}_{Q_i}}{S_*} = \frac{\bar{S}_{Q_1}}{S_*} + \frac{\bar{S}_{Q_2}}{S_*} + \frac{\bar{S}_{Q_3}}{S_*} + \dots + \frac{\bar{S}_{Q_n}}{S_*} = n_{MACH} - 1,0;$$

$$\mu^{MACH} = \mu_U^{MACH} + \bar{\mu}_Q^{MACH} = n_{MACH},$$

которым целесообразно придать смысл наиболее характерных уравнений машины. Здесь, параметры μ^{MACH} , μ_U^{MACH} , $\bar{\mu}_Q^{MACH}$ – обобщенные коэффициенты трения машины как трибонадсистемы.

Полученная выше информация об обобщенных свойствах машин (трибонадсистем), позволяет выявить и рассмотреть некоторые столь же характерные количественные признаки идеальных (номинальных) машин, т.е. машин, обладающих оптимальными свойствами. Из правила $\sum f_{адапт_i} = 1$ следует, что не все числовые значения адаптивных коэффициентов совместимого (оптимального) трения $f_{адапт_i}$ могут в сумме дать единицу, а только вполне определенные (табл.1).

Табл.1. Возможный ряд трибосистем, образующих машину (трибонадсистему)

| $f_{адапт_i}$ | $f_{дис_i}$ | $n_{mach_i} = \frac{1}{f_{адапт_i}}$ | $f_{адапт_i}$ | $f_{дис_i}$ | $n_{mach_i} = \frac{1}{f_{адапт_i}}$ |
|---------------|-------------|--------------------------------------|---------------|-------------|--------------------------------------|
| 0,5 | 0,5 | 2 | 0,005 | 0,995 | 200 |
| 0,25 | 0,75 | 4 | 0,004 | 0,996 | 250 |
| 0,2 | 0,8 | 5 | 0,0025 | 0,9975 | 400 |
| 0,1 | 0,9 | 10 | 0,002 | 0,998 | 500 |
| 0,05 | 0,95 | 20 | 0,001 | 0,999 | 1000 |
| 0,04 | 0,96 | 25 | 0,0005 | 0,9995 | 2000 |
| 0,025 | 0,975 | 40 | 0,0004 | 0,9996 | 2500 |
| 0,02 | 0,980 | 50 | 0,00025 | 0,99975 | 4000 |
| 0,01 | 0,990 | 100 | 0,0002 | 0,9998 | 5000 |

0,0001 и т.д.

Для простейших рычажных механизмов, образованных по правилу Л.В. Ассура, использование величин номинальных коэффициентов трения (см. табл. 1) позволяет реализовать теоретическое правило идеальной машины (механизма) [1], то есть $\sum \mu_{адапт_i} = 1$. Как видно из табл. 2 правило трибооптимальной машины (механизма) для количества трибосистем, получаемых в рамках структурного анализа механизмов, выполняется. Таким образом, подтверждается объективность правила трибооптимальной машины (механизма), предложенного в работе [1], и его практическая целесообразность.

$$f_{\text{дис}} = \frac{\vec{Q}}{N_{\text{конт}} l_f} = \frac{\vec{S}_Q}{S_*} = \text{Порядок}.$$

Энтропия любой термодинамической системы, как величина аддитивная, равна сумме энтропий ее отдельных частей (подсистем). Поскольку относительная, критическая (конфигурационная) энтропия трибосистемы равна единице, то число трибосистем в машине (сложной системе) определяет, по существу, число машины $n_{\text{маш}}$ – степень ее сложности или совершенства. Если учесть, что коэффициенты совместимого трения отдельных трибосистем машины в балансе каждой отдельной трибосистемы всегда меньше единицы, а число машины всегда равно целому числу, то, следовательно, суммы, как адаптивных коэффициентов трения $\sum f_{\text{адапт}}$, так и диссипативных коэффициентов трения $\sum f_{\text{дис } i}$ машины (трибонад-системы) должны быть равными также целым числам.

При этом возможно сделать вывод – машина обладает именно признаками машины, т.е. она оптимальна, когда сумма адаптивных коэффициентов совместимого трения ее трибосистем становится равной единице

$$\sum_1^n f_{\text{адапт } i} = 1.$$

Следовательно, механизм (машина) это устройство, у которого сумма адаптивных коэффициентов совместимого трения (относительных структурных (конфигурационных) энтропий трибосистем) равна единице

$$\sum_1^n f_{\text{адапт } i} = \sum_1^n \frac{S_{U_i}}{S_*} = \mu_U^{\text{маш}} = 1.$$

Отсюда следует, что сумма диссипативных коэффициентов трибосистем машины или относительных колебательных (\vec{S}_{Q_i}) энтропий равна числу машины $n_{\text{маш}}$ минус единица

$$\sum_1^n f_{\text{дис } i} = \sum_1^n \frac{\vec{S}_{Q_i}}{S_*} = \vec{\mu}_Q^{\text{маш}} = n_{\text{маш}} - 1.$$

В наиболее общем случае возможно для машины (сложной системы) записать следующие соотношения:

$$\mu^{\text{маш}} = \sum_1^n \frac{S_i}{S_*} = \frac{S_1}{S_*} + \frac{S_2}{S_*} + \frac{S_3}{S_*} + \dots + \frac{S_n}{S_*} = n_{\text{маш}};$$

$$\mu_U^{\text{маш}} = \sum_1^n \frac{S_{U_i}}{S_*} = \frac{S_{U_1}}{S_*} + \frac{S_{U_2}}{S_*} + \frac{S_{U_3}}{S_*} + \dots + \frac{S_{U_n}}{S_*} = 1,0;$$

А. Н. ЕКИМЕНКО, С. Н. КОЛДАЕВА, О. Ю. КОЛДАЕВ
ЧНПУП «ГОМЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ИННОВАЦИОННЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ»
Учреждение образования
«МОЗЫРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПЕДАГОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. И. П. ШАМЯКИНА»
Гомель, Мозырь, Беларусь

Одним из главных узлов приводных систем сельхозтехники является муфта свободного хода, обеспечивающая надежность и безопасность работы машины в различных условиях эксплуатации (при обработке почвы, заготовке кормов, уборке зерновых и зернобобовых культур).

Жесткие условия эксплуатации с ударными нагрузками в абразивно-агрессивной среде обуславливают частые отказы муфт свободного хода. Поэтому предпринятые авторами исследования направлены на повышение эксплуатационного ресурса и снижение себестоимости муфт свободного хода сельхозтехники.

Муфта свободного хода представляет собой сложную металлическую конструкцию, состоящую из нескольких отдельных деталей. Авторами разработаны способ и устройство, позволяющие за один технологический цикл изготавливать корпус муфты свободного хода из нескольких технологически совместимых полимерных композиционных материалов, обладающих различными физико-механическими и фрикционными свойствами. Формование корпусов муфт свободного хода производили с использованием, разработанных авторами, новых композиционных материалов на основе терморезистивного связующего и высокопрочных армирующих волокон, обладающих высокими физико-механическими и фрикционными свойствами и термостойкостью.

Суть предлагаемого способа поясняется чертежом (рис. 1). Первоначально разделяющая перегородка 3 выталкивателем пресса 6 поднимается в верхнее положение на высоту на 10–15 см выше матрицы пресс-формы и фиксируется в этом положении фиксаторами 4. При этом она образует две автономные камеры, в которые загружают технологически совместимые пресс-материалы, отличающиеся по триботехническим характеристикам. Для изготовления корпуса опоры, в наружную камеру загружают высокопрочный конструкционный армированный материал (конструкционный армированный древопласт), а во внутреннюю, формирующую подшипник скольжения, антифрикционный материал антифрикционный армирован-

ный древопласт). После загрузки материалов при движении ползунка прессы вниз пуансон 2 надавливает на разделяющую перегородку 3, освобождает ее от фиксаторов, и последняя под действием собственного веса опускается вниз на опорную втулку выталкивателя. После отверждения пресс-материалов сформированное изделие выталкивается из пресс-формы разделяющей перегородкой 3, затем процесс повторяется.

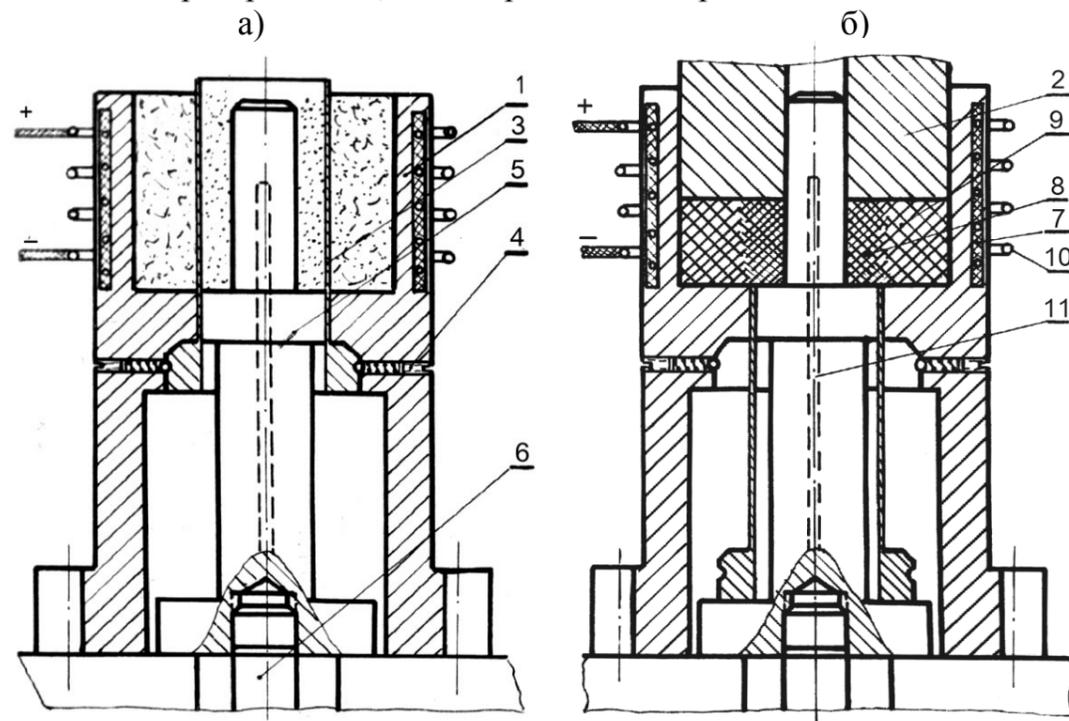


Рис. 1. Схема устройства в начале (а) и конце (б) хода для прессования опор скольжения из нескольких пресс-композиций: 1 – матрица; 2 – пуансон; 3 – разделяющая перегородка; 4 – фиксаторы; 5 – опорная втулка; 6 – выталкиватель; 7 – термоизоляция; 8 – антифрикционная пресс-композиция; 9 – конструкционная пресс-композиция; 10 – омические нагреватели; 11 – термопара

В результате корпус металлополимерной муфты, зубчатый венец и подшипник скольжения, которые в металлической муфте изготавливаются как отдельные детали механической обработкой, формируются из разных пресс-материалов в виде единой неразъемной детали (рис. 2) за одну технологическую операцию.

УДК 621.891

ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА НОМИНАЛЬНЫХ МАШИН
(Трибонадсистем)

С. В. ФЁДОРОВ

Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»
Калининград, Россия

Выделяя машину (механизм) из окружающей среды ее материальными внешними границами, придаем ей смысл системы. Принципиальными подсистемами машин, обладающих основным функциональным смыслом элементов взаимосвязи или объектов трансформации движения, являются пары трения – трибосистемы. Естественно, что по отношению к трибосистемам машины являются трибонадсистемами.

Состояние трибосистемы совместимого трения можно оценить коэффициентом трения, который в рамках уравнения энергетического баланса трения [1, 2] имеет вид

$$f = f_{\text{адапт}} + f_{\text{дис}}'' = \frac{\Delta U_e}{N_{\text{конт}} l_f} + \frac{\bar{Q}}{N_{\text{конт}} l_f} = \frac{S_U}{S_*} + \frac{\bar{S}_Q}{S_*} = B_{TS} + \Pi_{TS} = 1, \quad (1)$$

где ΔU_e и \bar{Q} – изменение накопленной скрытой энергии различного рода элементарных дефектов и повреждений структуры контактного объема и мощность динамической диссипации энергии; N и l – нагрузка и путь трения.

В этом уравнении интегральным параметром состояния (повреждаемости и сопротивления движению) трибосистемы является адаптивный коэффициент трения $f_{\text{адапт}}$ совместимого трения. Он связан отношением энтропий $f_{\text{адапт}} = S_U/S_*$ и поэтому является параметром вероятности состояния повреждаемости трибосистемы

$$f_{\text{адапт}} = \frac{\Delta U_e}{N_{\text{конт}} l_f} = \frac{S_U}{S_*} = \text{Беспорядок}.$$

Диссипативный же коэффициент совместимого трения $f_{\text{дис}}$, в данном случае, также является интегральным параметром состояния (работоспособности и содействия движению). Он связан отношением энтропий $f_{\text{дис}} = \bar{S}_Q/S_*$ и поэтому является параметром вероятности состояния работоспособности трибосистемы

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. [Высокое качество во имя безопасности](#) // «Евразия Вести» Международное информационно-аналитическое обозрение. – № 11.– 2005. – с. 14.
2. Новый вид зацепления колес с криволинейными зубьями / В. В. Становской [и др.] // Справочник. Инженерный журнал. – № 9. – 2008. – С. 34–40.
3. Эксцентриково-циклоидальное зацепление зубчатых колес и механизмы на его основе / В. В. Становской [и др.] // Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения: сб. докл. науч.-техн. конф. с междунар. участием. – Ижевск, 2008. – С. 148–152.
4. Расчет циклоидально эксцентрикового зацепления и механизмов на его основе. / В. В. Становской [и др.] // Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения: сб. докл. науч.-техн. конф. с междунар. участием. – Ижевск, 2008. – С.153–156.
5. **Щербаков, Н. Р.** Математическое и компьютерное моделирование динамического состояния систем передачи движением : автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук. – Томск : 2009. – 30 с.
6. **Пат. 2416748 RU, МКИ⁸ F 16 H 55/08; F 16 H 1/08.** Эксцентриково-циклоидальное зацепление зубчатых профилей с криволинейными зубьями / В. В. Становской, С. М. Казакиявичюс, Ремнева Т.А. и др.; заявитель и патентообладатель В. В. Становской. –№ 2010103286/11; заявл. 01.02.2010; опубл. 20.04.2011, Бюл. № 11.
7. Работоспособность эксцентриково-циклоидального (ЭЦ) зацепления при изменениях межосевого расстояния колес. Модификация вершин и впадин зубьев / С. М. Казакиявичюс [и др.] // Вестник машиностроения. – 2011. – № 3. – С. 7–9.

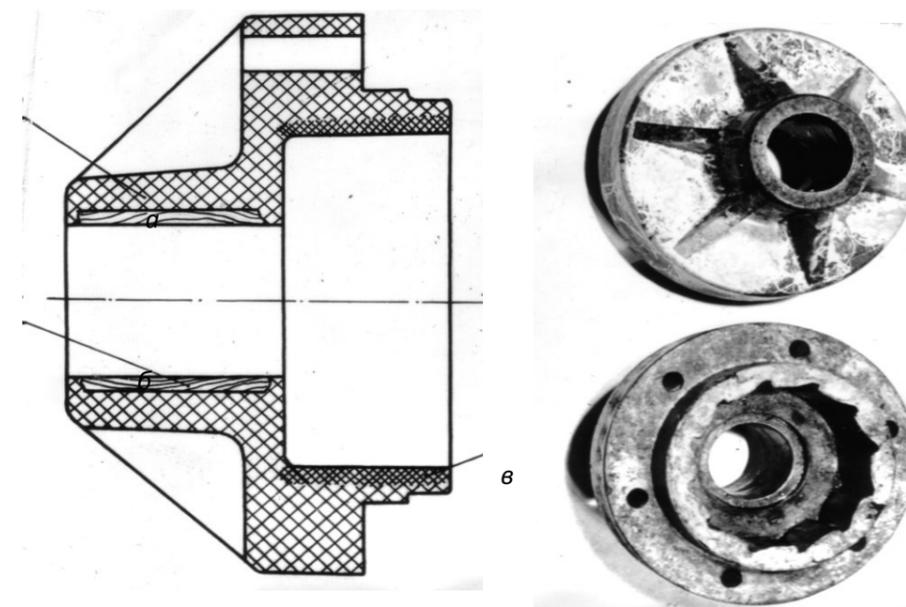


Рис. 2. Корпус муфты свободного хода привода комбайна: а – корпус муфты; б – подшипник скольжения; в – зубчатый венец

Использование металлополимерных муфт свободного хода в конструкции кормо- и зерноуборочных комбайнов, в роторных косилках и других сельхозмашинах значительно улучшает надежность и повышает ресурс работы машин при эксплуатации в сложных условиях (высокая запыленность; значительные ударные нагрузки от камней, вылетающих из-под колес сельхозтехники; повышенная влажность и температура).

М. М. КОЖЕВНИКОВ

Учреждение образования

«МОГИЛЕВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОДОВОЛЬСТВИЯ»

Могилев, Беларусь

Эффективное внедрение и использование роботизированных технологических комплексов (РТК) тесно связано с созданием систем автономного программирования роботов. При этом одной из наиболее трудоемких задач является задача планирования траектории манипулятора в рабочей среде с препятствиями. Эта задача заключается в нахождении последовательности локаций робота движение по которым не приводит к столкновениям с препятствиями, причем начальная и целевая конфигурации заданы ранее. В данной работе предложен новый метод планирования траекторий роботоманипуляторов в рабочей среде с препятствиями, основанный на детерминистической дискретизации конфигурационного пространства. В отличие от известных, этот метод учитывает сложную форму препятствий характерную для сборочно-сварочных РТК.

Рассмотрим, робот-манипулятор с n поворотными сочленениями (рис. 1, а), в рабочей зоне которого расположено некоторое множество препятствий $B = \{B_1, B_2, \dots, B_m\}$. Если конфигурационное пространство этого робота дискретизировано с разрешением N , то угол в каждом из сочленений j ($j=1:n$) может принимать дискретные значения q_{xj} ($xj \in \{1, \dots, N\}$), при этом величины q_{1j} и q_{Nj} задают нижнее и верхнее конструктивные ограничения на углы в сочленениях (рис. 1, б). Тогда дискретная модель конфигурационного пространства рассматриваемого робота может быть представлена в виде множества из N^n векторов

$$DC = \{q_a | a = 1 \dots N^n\}, \quad (1)$$

где $q_a = [q_{xj}]^T$ – дискретная конфигурация робота ($xj \in \{1, \dots, N\}$), a – одномерный индекс, значения которого вычисляются по формуле $a = N^{n-1}x_1 + N^{n-2}x_2 + \dots + x_n - 3$. Множество свободных от столкновений конфигураций робота-манипулятора определяется следующим образом

$$DC_f = \{q_a \in DC | M(q_a) \cap B = \emptyset\}, \quad (2)$$

где $M(q_a)$ – робот-манипулятор M , установленный в конфигурацию q_a .

После испытаний редуктор был разобран для контроля положения пятна контакта в зацеплении. Как видно из рис. 5 длина пятна контакта составляет около 95 % от длины зуба. По высоте зуба пятно контакта не выходит на кромку зуба, располагаясь в полюсе зацепления, что определяет минимальные потери в редукторе.

Мотор-редуктор (изделие 2) был подвергнут испытаниям на стенде с нагрузочным колесом. Измерялись КПД, шум и температура корпуса редуктора во всём диапазоне нагрузок. Средний КПД редуктора, полученный на стенде, составляет 97,5 %, а с учётом потерь в стенде – КПД редуктора приближается к расчетному значению. Температура корпуса мотор-редуктора поднялась чуть выше 60 градусов. Шумовые характеристики колебались в диапазоне 65 ДБа, что приемлемо для опытного образца.



Рис. 5. Положение пятна контакта в ExSyGear зацеплении

Испытать опытный образец на перегрузку до слома зубьев не удалось, т.к. при повышении момента остановился двигатель. Это свидетельствует о большом запасе прочности в зубчатом зацеплении. После проведения испытаний мотор-редуктор был разобран. Видимого износа на контактирующих поверхностях не обнаружено.

Таким образом, на примере тяговых редукторов для железнодорожных локомотивов показано, что использование зацепления ExSyGear позволит значительно уменьшить габариты и массу редукторов при увеличении их ресурса.

По данной методике изготовлены опытные образцы колес для главной передачи автомобиля БелАЗ, которые сейчас переданы заказчику для проведения ресурсных испытаний.

Настоящая работа выполнена в рамках госконтракта с «Фондом содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере» по программе «Антикризис».

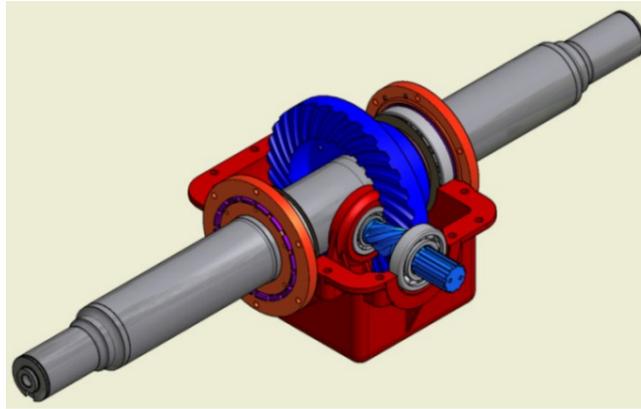


Рис. 3. Колёсный редуктор с ExSyGear зацеплением для локомотива МПТ6 (изделие 1)



Рис. 4. Детали конического редуктора с ExSyGear зацеплением для подземного электровоза (изделие 2)

Для нарезания зубьев на обрабатываемом центре использовались твёрдосплавные сферические фрезы. Материал заготовок – нормализованная сталь 12ХН3А. После нарезания зубьев детали подвергаются поверхностной термообработке (цементации) до достижения твёрдости 58...62 HRC.

Опытные образцы изделия 1 прошли испытания на стенде в составе колесной пары на Тихорецком машиностроительном заводе, а затем они были установлены непосредственно на тяговый мотовоз МПТ6 (ТМЭ№001) для проведения силовых (тяговых) испытаний в режиме пробуксовки колес. Величина тягового усилия, и максимальная скорость движения машины полностью соответствуют требованиям технического задания. Не выявлен повышенный шум в работе трансмиссии.

Прямолинейный участок траектории между двумя конфигурациями q_a и q_b ($a \neq b, q_a, q_b \in DC_f$) задается в виде множества векторов

$$d_{ab} = \{d_k | M(d_k) \cap B = \emptyset\}, \quad (3)$$

где $d_k = q_a + (h/Nh)(q_b - q_a)$, $h=0:Nh$, $Nh > N$ – параметр дискретизации прямолинейного участка траектории.

Дискретная конфигурация робота $q_b \in DC_f$ является соседней с конфигурацией $q_a \in DC_f$, если между ними существует прямолинейный участок траектории d_{ab} и индекс b удовлетворяет одному из соотношений

$$\begin{aligned} b_1 &= a - N^{n-1} \rightarrow (x_1 - 1, x_2, \dots, x_n), b_2 = a + N^{n-1} \rightarrow (x_1 + 1, x_2, \dots, x_n), \\ &\dots \\ b_{d-1} &= a - 1 \rightarrow (x_1, x_2, \dots, x_n - 1), b_d = a + 1 \rightarrow (x_1, x_2, \dots, x_n + 1). \end{aligned} \quad (4)$$

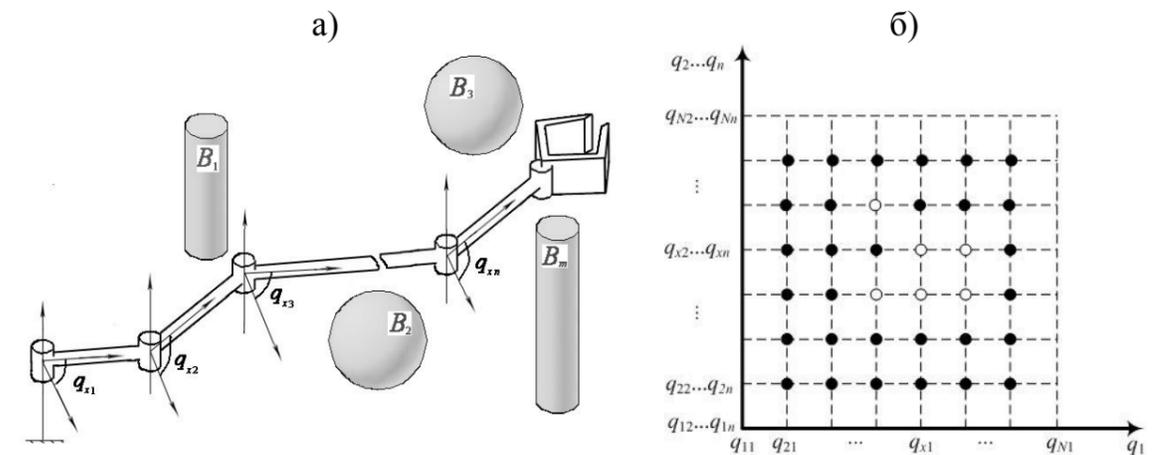


Рис. 1. Робот-манипулятор и его конфигурационное пространство

Траектория, соединяющая стартовую q_{s1} и целевую q_{sg} конфигурации робота, представляет собой последовательность, состоящую из соседних конфигураций $q_{s1}, q_{s2}, \dots, q_{sg} \in DC_f$ и прямолинейных участков, соединяющих эти конфигурации $d_{s1s2}, d_{s1s2}, \dots, d_{(sg-1)sg}$. Критерий «качества» траектории в дискретном конфигурационном пространстве зададим в виде

$$J = \sum_{k=1}^{g-1} T_{sk(sk+1)}(d_{sk(sk+1)}), \quad (5)$$

где $T_{sk(sk+1)}$ – значение весовой функции для прямолинейного отрезка траектории $d_{sk(sk+1)}$.

Тогда задача планирования траектории в дискретном конфигурационном пространстве может быть сформулирована следующим образом: среди всех последовательностей дискретных конфигураций $q_{s1}, q_{s2}, \dots, q_{sg} \in DC_f$, координаты которых лежат внутри области ограниченной предельно допустимыми значениями углов в сочленениях q_{1j} и q_{Nj} ($j=1:n$), найти последовательность, на которой достигается минимума критерий (5).

Необходимо также отметить, что необходимая величина параметра дискретизации N заранее неизвестна и существенно зависит от формы препятствий в конфигурационном пространстве робота-манипулятора.

Для решения сформулированной задачи планирования траектории предлагается использовать метод, основанный на топологически упорядоченной нейронной сети (рис. 2). Распределение потенциалов ϕ_a ($a=1:N^n$) на выходе нейронной сети с такой структурой определяет потенциальное поле робота-манипулятора в соответствии со следующей системой уравнений

$$\phi_a = f_a(v_a), \quad \tau_a \frac{dv_a}{dt} = \sum_{b=1}^{N^n} T_{ab} \phi_b - T_{a0} v_a + V_a, \quad (6)$$

где $f_a(\bullet)$ – функция активации нейрона a , v_a – значение потенциала на входе нейрона a ; ϕ_b – значение потенциала на входе нейрона b , соседнего с нейроном a ; τ_a , T_{ab} , T_{a0} – весовые коэффициенты нейронной сети. Также на вход каждого нейрона a поступает внешний сигнал V_a (рис. 2, а), значение которого определяется следующим образом: $V_a = (-1)$, если $q_a \notin DC_f$, либо $q_a = [q_{1j}]^T$ ($j=1:n$), либо $q_a = [q_{Nj}]^T$ ($j=1:n$); $V_a = 1$ если $q_a = q_{sg}$; $V_a = 0$ во всех остальных случаях.

Предложенный алгоритм планирования траектории имеет вид:

Исходные данные: геометрическая модель робота и препятствий, стартовая q_{s1} и целевая q_{sg} конфигурации

- 1: Установить начальное значение параметра дискретизации $N \leftarrow N_0$;
- 2: **повторять**
- 3: Вычислить V_a для параметра дискретизации N ;
- 4: Установить весовые коэффициенты нейронной сети в $T_{abk} \leftarrow 1/3n$ ($k=1:d$);
- 5: **повторять**
- 6: Вычислить потенциальное поле ϕ_a ($a=1:N^n$) путем интегрирования (6);
- 7: $a \leftarrow s1$;
- 8: **повторять**
- 9: $\phi \leftarrow \max f(\phi_{b_k})$;
- 10: $b \leftarrow \max b(\phi_{b_k})$;
- 11: $p \leftarrow \text{explore}(q(\phi_a), q(\phi_b))$;
- 12: $P \leftarrow \{q(\phi_a), q(\phi_b)\}$;
- 13: если $b=sg$ то вернуть траекторию P ;
- 14: $a \leftarrow b$;
- 15: **до тех пор пока** $p=0$;
- 16: $T_{abk} \leftarrow 0$;
- 17: $P \leftarrow 0$;
- 18: **до тех пор пока** $\phi_{s1}=0$;
- 19: $N \leftarrow N+N_s$;
- 20: **до тех пор пока** $N \leq N_{\max}$.

случая, где n – количество заходов винтового эксцентрика (или его число зубьев).

Табл. 1. Расчетные параметры зубчатого зацепления

| № изделия | Re (мм) | D (мм) | e (мм) | L (мм) | n | z | КПД |
|-----------|---------|--------|--------|--------|---|----|-------|
| 1 | 267,5 | 31 | 21,04 | 85 | 5 | 30 | 0,999 |
| 2 | 300 | 29,46 | 11 | 55 | 3 | 36 | 0,994 |

Кроме того, было показано, что в реальном зацеплении область контакта зубьев всегда лежит в достаточно узкой полосе на участке фронта циклоидальной кривой и соответствующих им участках дуг окружности. Это значит, что вершины и впадины циклоиды, а также соответствующие участки винтового эксцентрика могут иметь любую непересекающуюся форму [7]. С учетом этого были спроектированы и изготовлены уменьшенные в 3 раза макеты конических редукторов в открытом корпусе.



Рис. 2. Макеты конических редукторов с ExSyGear зацеплением

Открытость зацепления позволяет визуально оценить положение точки контакта в зацеплении, наличие проскальзывания между колесом и шестерней и т.п. Оба макета одинаково хорошо работают как в режиме редуктора, так и в режиме мультипликатора, что свидетельствует о малых потерях, а, следовательно, о высоком КПД всего редуктора.

Опытный образец тягового редуктора (изделие 1), установленного на колёсной паре, представлен на рис. 3, а детали опытного образца изделия 2 показаны на рис. 4.

Редуктор локомотива МПТ6 (изделие 1) располагается непосредственно на колесной оси и должен обеспечивать передаточное отношение 6, выходной момент (240-5110) Нм при оборотах входного вала (от 0 до 2470) об/мин. Кроме того, поставлена задача заменить два последовательных редуктора на один, причем разместить его в существующем корпусе. Корпус ограничивает размер зубчатого колеса величиной 530 мм. Этим требованиям удовлетворяет только передача с ExSyGear зацеплением конических колес, основные детали которой показаны на рис. 1.

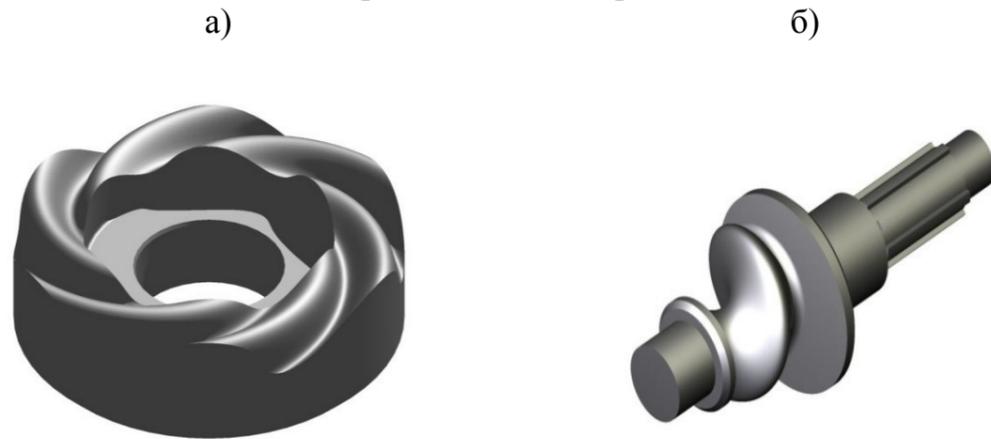


Рис. 1. Детали передачи с ЭЦ-зацеплением: а – ведомый элемент; б – ведущий элемент

Технические параметры мотор-редуктора (изделие 2): мощность 90 кВт, передаточное отношение редуктора – 12. Диаметр выходного зубчатого колеса редуктора (630 мм) ограничен размерами ж/д колеса и минимальным расстоянием от редуктора до ж/д полотна. Мотор-редуктор является неподдресоренным звеном и вес его должен быть минимальным.

Обеспечить требуемые параметры при минимальных размерах и массе редуктора способно только ExSyGear зацепление конических колес.

Расчет геометрии зацепления ExSyGear производился с помощью математического аппарата, описанного в работе [5]. Создана рабочая программа, рассчитывающая КПД и величины контактных напряжений для различных значений R , d , e , L , z , где R определяет размер большего колеса, z – число зубьев, L – шаг зацепления, а d и e определяют размеры и форму винтового конического эксцентрика.

Расчеты показали, что зацепление с однозубым винтовым эксцентриком имеет КПД около 85 %, что недостаточно для тяговых редукторов. Более высокий КПД имеет зацепление с шестерней с более чем одним зубом [6]. Ниже приведены расчетные параметры зубчатого зацепления для этого

В алгоритме приняты следующие обозначения: N_0 – начальное значение параметра дискретизации конфигурационного пространства; N_{\max} – максимально допустимое значение параметра дискретизации конфигурационного пространства; N_s – шаг изменения параметра дискретизации; P – траектория робота. Если такой участок траектории существует, данная функция возвращает значение «1», иначе она возвращает значение «0».

В предложенном алгоритме используются следующие функции: $\max f(\phi_{b_k})$ – функция, возвращающая максимальное значение потенциала f из множества ϕ_{b_k} ; $\max b(\phi_{b_k})$ – функция, возвращающая индекс b максимального значения потенциала из множества ϕ_{b_k} ; $q(\phi)$ – функция, возвращающая конфигурацию робота, соответствующая значению потенциала ϕ ; $explore(q(\phi_a), q(\phi_b))$ – функция, проверки существования прямолинейного участка траектории между двумя конфигурациями робота $q(\phi_a)$ и $q(\phi_b)$ в соответствии с формулой (3).

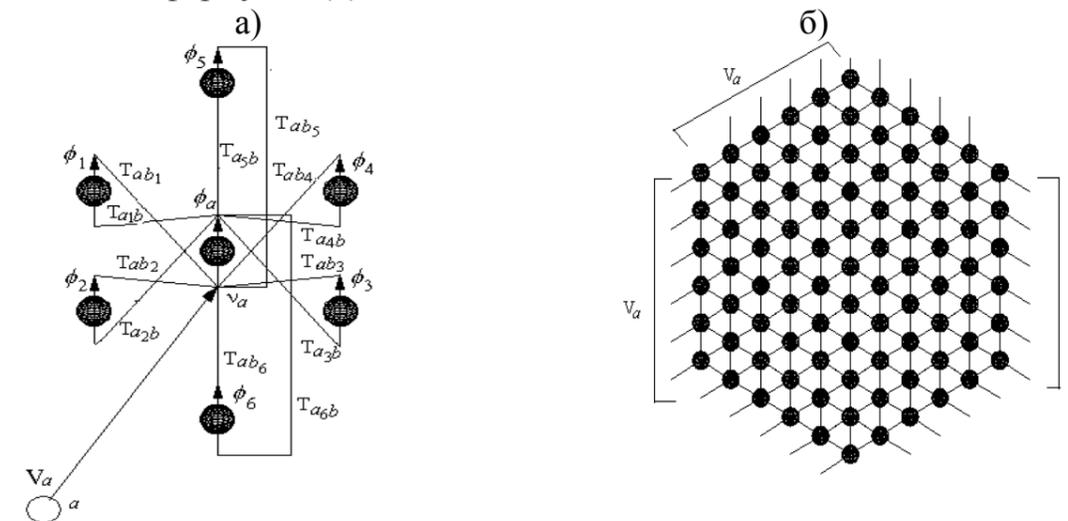


Рис. 2. Топологически упорядоченная нейронная сеть

Исследование эффективности предложенного алгоритма выполнялось в среде САПР ROBOMAX. В качестве объекта использовалась роботизированная ячейка, включающая робот-манипулятор KR125, оснащенный сварочными клещами, свариваемую деталь (деталь кабины автомобиля ГАЗель), кондукторную плиту и технологическую оснастку. В качестве препятствий, в данном случае, рассматриваются: конструкция, технологическая оснастка, а также кондукторная плита. Результаты проведенных экспериментов подтверждают эффективность предложенного подхода.

Л. Г. КРАСНЕВСКИЙ, А. В. БЕЛЕВИЧ, *В. А. КУСЯК,
*А. А. ФИЛИМОНОВ

Государственное научное учреждение
«ОБЪЕДИНЕННЫЙ ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ НАН Беларуси»
*Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Минск, Беларусь

Автоматизация процессов трогания с места и переключения передач в механической трансмиссии, имеющей ступенчатую коробку передач (КП) и сухое фрикционное сцепление, является одним из перспективных направлений в развитии мирового автомобилестроения. Современные мехатронные системы переключения передач Mercedes Telligent gearshift automated, Scania Opticruise, Iveco Euro Tronic automated, Volvo Geartronic, Volvo I-Shift, ZF AS-Tronic, Eaton Fuller Auto(Ultra) Shift серийно устанавливаются на автопоезда полной массой до 52 тонн, улучшая их тягово-скоростные показатели и топливную экономичность [1–5].

Минский автомобильный завод совместно с ГНУ «Объединенный институт машиностроения» НАН Беларуси и Белорусским национальным техническим университетом разработали, создали и оснастили контрольно-измерительной аппаратурой стенд для отладки автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом (АМСУСА) автопоезда МАЗ 530905-010 полной массой 35 тонн. Помимо проверки функциональной работоспособности спроектированной АМСУСА, стенд предназначен для отработки алгоритмов трогания с места и переключения передач в автоматическом режиме работы силового агрегата. Принципиальная схема стенда изображена на рис. 1.

Стенд инерционный, разомкнутого типа, включает серийный силовой агрегат, маховые массы с механизмом торможения, пневматическую питающую часть и информационно-управляющую систему.

Силовой агрегат состоит из дизельного двигателя ЯМЗ–7511.10, одnodискового фрикционного сцепления ЯМЗ-184 вытяжного типа с диафрагменной нажимной пружиной и 9-ступенчатой коробки передач МАЗ-543205 с планетарным демультипликатором.

Информационно-управляющая система стенда представляет собой комплекс устройств для получения, преобразования и регистрации информации о функционировании объекта испытаний. В нее входят датчики АМСУСА, контроллер с аналого-цифровым преобразователем, ПЭВМ 27 с программным обеспечением и линии связи.

В. В. СТАНОВСКОЙ, С. М. КАЗАКЯВИЧЮС, Т.А. РЕМНЕВА,
В. М. КУЗНЕЦОВ

Закрытое акционерное общество
«ТЕХНОЛОГИЯ МАРКЕТ»
Томск, Россия

Повышение надёжности локомотивов, обеспечивающих безотказность движения поездов, становится одной из актуальных задач, стоящих перед железнодорожным транспортом. «Безопасность движения поездов определяется, в основном, состоянием механического оборудования. Согласно статистике, его неисправности служат причиной 40–50 процентов всех отказов. Из них на долю неисправностей тяговых редукторов приходится примерно треть» [1]. Тяговые редукторы работают при очень больших динамических нагрузках. Поэтому повышение надёжности локомотивов зависит от соответствующего повышения надёжности передаточного механизма. Применяемые сегодня в железнодорожном транспорте конические тяговые редукторы обеспечивают необходимое передаточное отношение (6–12) только в двухступенчатой схеме.

Эксцентрово-циклоидальное (ЭЦ) зацепление [2] представляет собой зацепление колес, меньшее из которых имеет один или несколько криволинейных зубьев, профили которых в торцовых сечениях очерчены дугами эксцентрично смещенных окружностей, а зубья большего колеса в тех же сечениях очерчены участками циклоидальных кривых. Отсюда и название – ЭЦ зацепление, или в английском варианте ExCyGear.

Как показано в работах [3, 4], зацепление ExCyGear обеспечивает в одной ступени редуктора достаточно широкий диапазон передаточных отношений, имеет высокую нагрузочную способность при минимальной величине относительной массы, и мало чувствительно к несоосности колес, поэтому может успешно конкурировать не только с традиционным эвольвентным зацеплением, но и с зацеплением Новикова, а также с зацеплением с помощью промежуточных тел качения. Эти качества зацепления делают его очень привлекательным для проектирования тяжело нагруженных редукторов, таких как тяговые редукторы колесного транспорта.

Для проверки возможности и перспектив использования зацепления ExCyGear в тяговых редукторах железнодорожного транспорта были рассчитаны и спроектированы ЭЦ колеса тягового редуктора маневрового локомотива МПТ6 (изделие 1), а также мотор-редуктора для подземного электровоза КА-25 (изделие 2).

Мощность, необходимую для работы штифтовой мельницы, можно определить из выражения

$$\Sigma N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5, \quad (1)$$

где N_1 – затраты мощности на разрушение материала; N_2 – затраты мощности на трение в подвижных сопряжениях аппаратов; N_3 – затраты мощности на диссипативные потери в элементах рабочего оборудования; N_4 – мощность, необходимая для перекачивания рабочих валов; N_5 – мощность привода вибратора.

Составляющие затрат мощностей N_4 и N_5 учитываются в соответствующих исполнениях оборудования и определяются на основании специальных расчетных методов.

Полноценное развитие штифтовых мельниц, которые только начинают создаваться, невозможно без использования в их составе современных средств мехатроники. Главной задачей их применения является контроль за проведением собственно процессов измельчения и управления поведением рабочих органов, а также обеспечение требуемых показателей качества обрабатываемого продукта. Для этого аппараты должны иметь встроенные системы анализаторов дисперсного состава и других характеристик обрабатываемого материала, а также приборы показаний напряженно-деформированного состояния рабочих органов. В последнем случае, необходимо создание специальных датчиков, способных контролировать жесткость элементов рабочих органов, степень их износа, величину и интенсивность внешних воздействий, создаваемых приводным механизмом и т.д.

Поставленные задачи необходимо будет решать в связи с тем, что предполагаемой областью использования новых аппаратов является получение ультрадисперсных материалов в виде порошков, суспензий и паст, в том числе наноразмерных композиций, что требует разработки специальных контрольных схем.

Выполнение всего комплекса поставленных задач, позволит создать высокоэффективный и конкурентоспособный на рынке класс технологического оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Севостьянов, В. С. Энергосберегающие помольные агрегаты / В. С. Севостьянов. – Белгород, изд-во БГТУ, 2006. – 451с.
2. Сиваченко, Л. А. Технологические аппараты адаптивного действия / Л. А. Сиваченко [и др.]. – Минск: Изд. центр БГУ, 2008. – 375с.
3. Сиваченко, Л. А. Вибрационные штифтовые мельницы / Л. А. Сиваченко, В. С. Севостьянов, Т. Л. Сиваченко // Управляемые вибрационные технологии и машины: сб. науч. статей. – Курск: КГТУ, 2010. – Ч. 2. – С. 52–56.
4. Сиваченко, Т. Л. Создание волоконно – стержневых аппаратов для получения наноразмерных композиций / Т. Л. Сиваченко // Научные исследования, наносистемы и ресурсосберегающие технологии в промышленности строительных материалов: сб. докл. междунар. науч.-практ. конф. – Белгород: БГТУ, 2010. – С. 220–228.

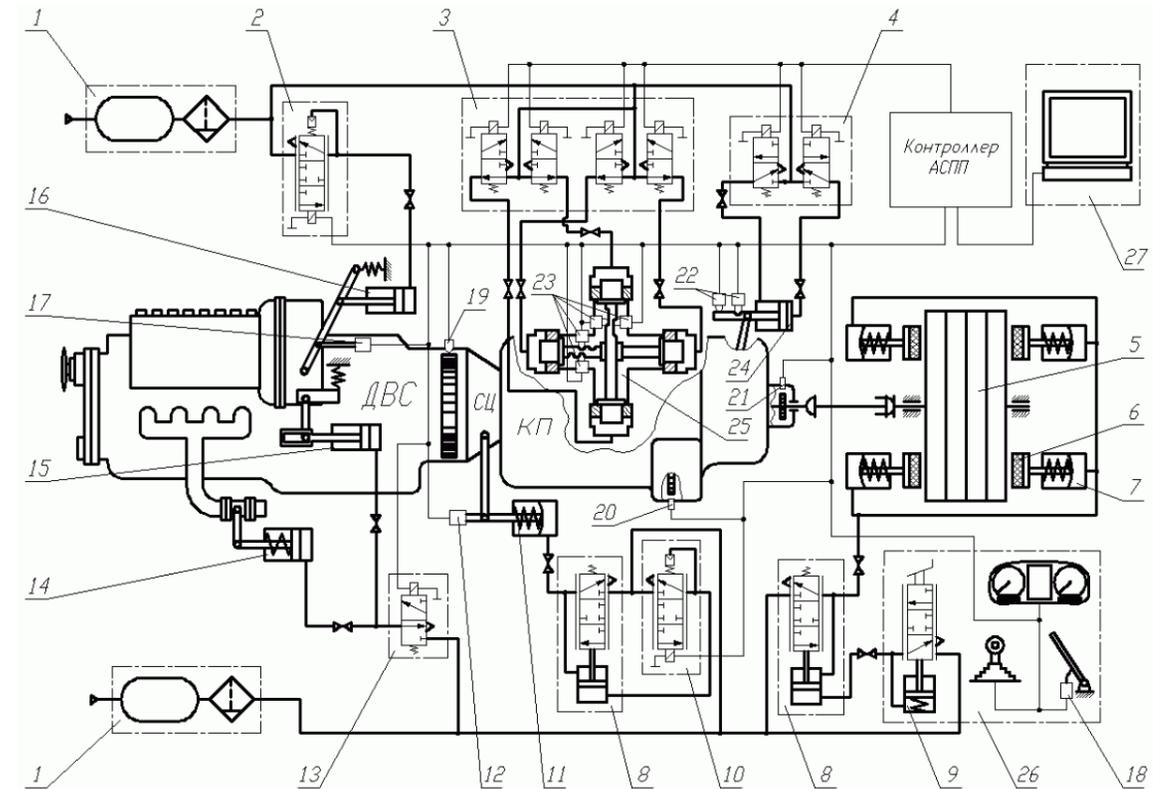


Рис. 1. Принципиальная схема стенда для отладки АМСУСА: 1 – питающая часть пневмопривода; 2, 10 – пропорциональные электромагнитные клапаны управления соответственно топливоподачей и сцеплением; 3, 4 – блок электромагнитных клапанов управления исполнительным механизмом соответственно КП и демультипликатора; 5 – инерционная маховая масса; 6 – тормозная колодка; 7 – тормозная камера; 8 – ускорительный клапан; 9 – тормозной кран; 11 – исполнительный механизм (пневмокамера) привода сцепления; 12, 17, 18 – датчики перемещения; 19, 20, 21 – датчики частоты вращения; 22, 23 – концевые выключатели; 13 – клапан управления моторным тормозом и выключением подачи топлива; 14, 15, 16 – исполнительные механизмы соответственно моторного тормоза, выключения подачи топлива и рычага топливоподачи; 24 – исполнительный механизм демультипликатора; 25 – исполнительный механизм КП; 26 – пульт управления; 27 – ПЭВМ

Оператор пульта 27 управления (см. рис. 1), имитирующего рабочее место водителя, выбирает селектором режим работы силового агрегата, а затем воздействует на педаль 18 управления топливоподачей. Механическая связь между рычагом регулятора ТНВД и педалью 18 управления двигателем разорвана. Изменение топливоподачи дизельного двигателя, включение-выключение сцепления и переключение ступеней в коробке происходит автоматически в результате срабатывания пневматических силовых исполнительных механизмов 11, 16, 24 и 25 при подаче сигнала от

контроллера на соответствующий электромагнитный клапан 2, 3, 4, 10 или их комбинацию.

Функциональность разработанной мехатронной системы и работоспособность управляющих алгоритмов трогания с места подтверждена серией опытных испытаний.

На стенде были проведены исследования и сравнительные испытания нескольких стратегий управления сцеплением с обратной связью по оборотам. Модуляция управляющего сигнала осуществлялась по формуле

$$U = \frac{K(Y_{\text{зад}} - Y_{\text{тек}}) + U_{i-1}(1 + 2 \cdot \tau) - U_{i-2} \cdot \tau}{1 + \tau},$$

где U – коэффициент заполнения сигнала ШИМ; $Y_{\text{зад}}$, $Y_{\text{тек}}$ – уставка и текущее значение изменения угловых скоростей ведущего и ведомого дисков сцепления в единицу времени; K , τ – коэффициенты, влияющие на качество протекания переходных процессов.

Отдельные результаты эксперимента по управлению сцеплением приведены на рис. 2.

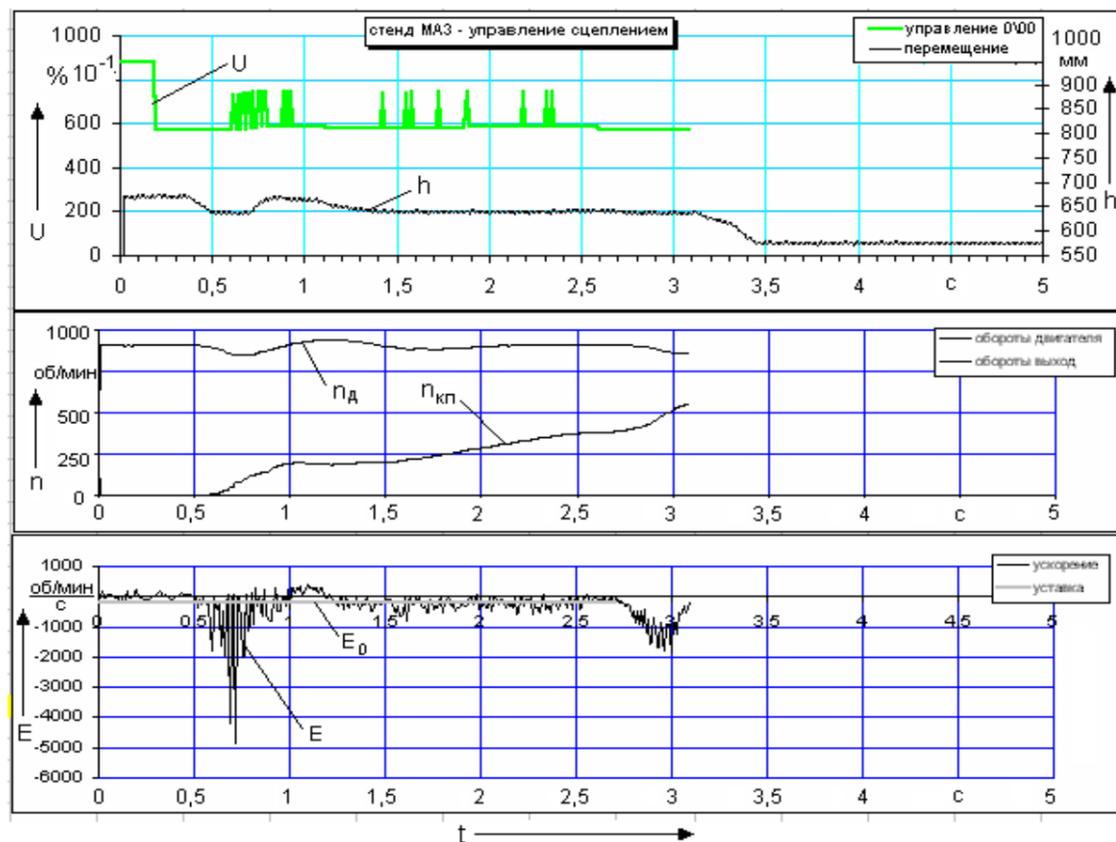


Рис. 2. Осциллограмма процесса трогания с ПИ-регулятором в цепи управления: U – управляющий сигнал ШИМ; h – ход рычага сцепления; t – время; n_d , n_{kp} – частота вращения соответственно коленвала ДВС и промежуточного вала КП; E , E_0 – производная разности угловых скоростей ведущей и ведомой частей сцепления и ее пороговое значение

рабочего оборудования принципиальных затруднений не вызывает и подчиняется традиционным методам проектирования. В качестве основного замечания здесь только следует выделить необходимость включения в состав конструкции предохранительных устройств с целью исключения поломок при попадании недробимых включений или иных технологических ограничений. Характер силового воздействия рабочих органов таких мельниц изначально определяется расчетным путем и корректируется в процессе эксплуатации посредством нажимного механизма.

Особых подходов при проектировании требуют к себе аппараты ударно-вибрационного действия (см. схемы 5–8). Проблемы здесь начинаются с единичных актов разрушения. Исходным условием является правильный выбор геометрических размеров стержней, их установки на держателе, степень заполнения рабочего пространства. В случае неоднородности стержней одни из них будут работать в чрезмерно нагруженном режиме и разрушать “наковальню”, а вторые окажутся холостыми. Чрезмерная длина стержней создаст эффект демпфирования, что также нежелательно.

Циклограмма усилия, действующего вдоль оси рабочего органа по схеме 6 с демпфером приведена на рис. 3, где кривая 1 – вынуждающая сила вибратора, кривая 2 – усилие возвратной пружины.

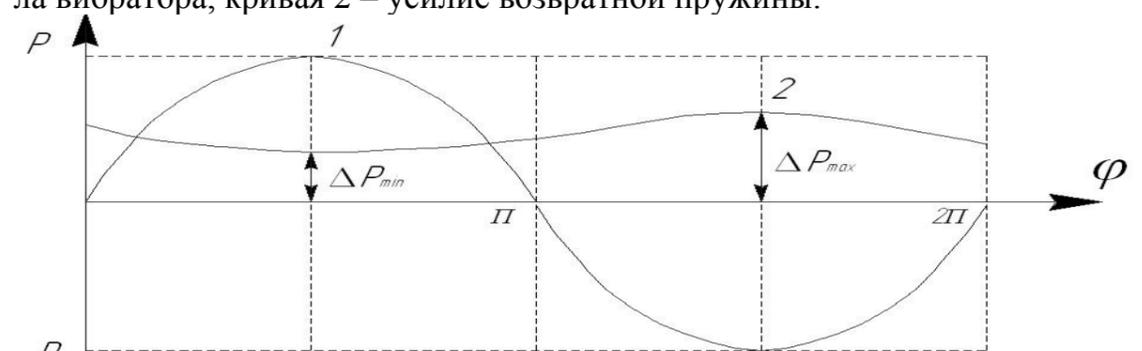


Рис. 3. Циклограмма усилия на оси рабочего органа

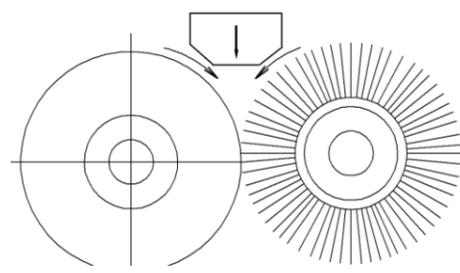
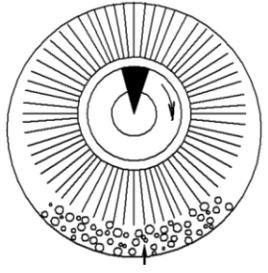
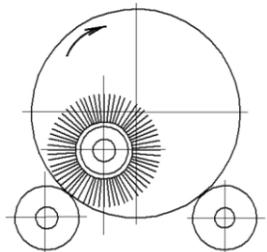
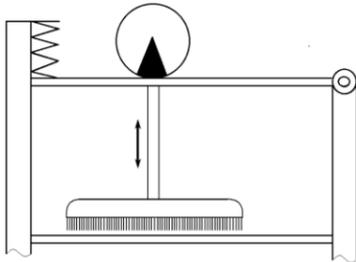
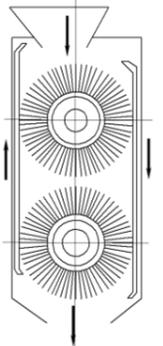
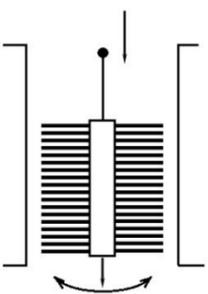
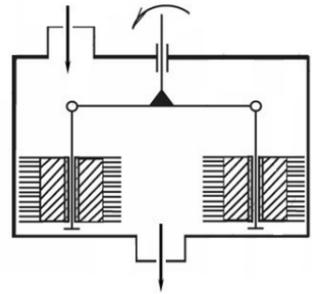
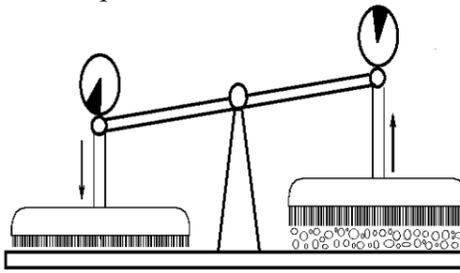
Циклограмма построена в координатах: усилие P – угол поворота вибратора φ . Дополнительное усилие на рабочем органе можно создать включением усилия пружинного механизма в направлении рабочего хода исполнительного звена. Естественно, что усилие пружинного механизма не может превышать величину вынуждающей силы вибратора.

Значительный практический интерес представляет собой балансирный вариант выполнения рабочего оборудования с двумя вибраторами противофазного действия (см. схему 8). Для этого случая, рабочее усилие и число актов воздействия возрастает в два раза, что очень важно для повышения энергонапряженности процесса.

Анализируя представленную информацию, можно предложить, что перспективным является совмещение обкатывающего и ударно-вибрационного действия рабочих органов, например, в соответствии со схемами 2 и 5.

Базовые конструкции штифтовых мельниц представлены табл. 1.

Табл. 1. Базовые конструкции штифтовых мельниц

| Обкатывающего действия | Ударно-вибрационного действия |
|---|---|
| <p>1 Валковая</p>  | <p>5 Вибрационная барабанная</p>  |
| <p>2 Барабанно-валковая</p>  | <p>6 Ударно-вибрационная</p>  |
| <p>3 Перетирочная</p>  | <p>7 Щековая</p>  |
| <p>4 Ролико-маятниковая</p>  | <p>8 Балансирная</p>  |

Принцип действия представленных вариантов оборудования понятен из схем. Выполнение привода для аппаратов с обкатывающим действием

Качество управления оценивалось по признакам устойчивости результатов при допустимых изменениях внешних условий – нагрузки, давления воздуха в контуре управления, бортового напряжения питания. Наиболее значимой оказалась стратегия управления, имеющая следующие особенности реализации:

- цифровой ПИ-регулятор с дискретностью управления 1/100 секунды с обратной связью по оборотам двигателя и промежуточного вала коробки передач, содержащий 3 фазы регулирования с индивидуально настраиваемыми параметрами;
- алгоритм компенсации гистерезиса исполнительного механизма;
- алгоритм фильтрации измеряемых параметров т. е. оборотов вращения и вычисляемых ускорений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Fuller®Automated Transmissions: AutoShift™ 18-Speed / Eaton tech. information: condensed specifications TRSL-0285 806 2M/WP. – Eaton Corporation, USA, 2006. –2 p.
2. Fuller®Automated Transmissions: Fuller®UltraShift® LST -LHP, -LEP / Eaton tech. information: condensed specifications TRSL-0300, -0318 807 2.5M/WP, TRSL – 0314 807 2M/WP. – Eaton Corporation, USA, 2007. –6 p.
3. Opticruise: description of operation and work description / Scania tech. information 05:05-02, Sheet-No. 1 585 369. – Scania CV AB, Sweden, 1995. –84 p.
4. ZF AS Tronic и ZF AS Tronic mid: техническое руководство по установке, работе и вводу в эксплуатацию / ZF tech. information, Sheet-No. 1328 765 901f21. – ZF Friedrichshafen AG, Germany, 2005. – 105 p.
5. Тенденции развития автоматизированных систем управления механическими коробками передач большегрузных автомобилей / О. С. Руктешель [и др.] // Вес. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2006. – № 2. – С. 50–54.

М. Е. ЛУСТЕНКОВ, А. П. ПРУДНИКОВ, Е. С. ФИТЦОВА

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Передачи с промежуточными телами качения в своей конструкции имеют детали с замкнутыми на цилиндрических поверхностях беговыми дорожками. В последние десятилетия появилось технологическое оборудование нового поколения, позволяющее обрабатывать поверхности практически любой сложности. Однако данное оборудование доступно не каждому машиностроительному предприятию и, к тому же, передачи с промежуточными телами качения не получили широкого распространения для их серийного выпуска. Поэтому остается актуальной задача поиска технологических решений, позволяющих изготавливать беговые дорожки на универсальном оборудовании. Ранее авторами был разработан профиль беговых дорожек, адаптированный к условиям мелкосерийного и единичного производства [1]. Синусоидальный профиль канавок заменялся трапециевидным, либо наклонной плоскостью. Недостатком данного решения являлись появляющиеся кинематические погрешности и необходимость доделки канавок практически вручную.

Была поставлена обратная задача. Предположим, инструмент оставляет на цилиндрической трубчатой заготовке трапециевидный профиль (коническая фреза, либо поочередное фрезерование под углом). Фреза оставляет след на плоскости, параллельной оси передачи и проходящей через вершину конуса, который описывается следующими уравнениями для однопериодной и многопериодной кривой:

$$z_1(s) = -\frac{2A}{\pi} \arcsin \left(\cos \left(ksz \left(\sin \left(\frac{s}{R} \right) \right) \right) \right); \quad (1)$$

$$z_3(s) = -\frac{2A}{\pi} \arcsin \left(\cos \left(ksz \left(Z_3 \sin \left(\frac{s}{R} \right) \right) \right) \right). \quad (2)$$

где A – амплитуда кривых, Z_3 – число периодов многопериодной кривой; R – радиус окружности, образующей цилиндрической поверхности на которой замкнуты периодические кривые, kzs – коэффициент сжатия, характеризующий s – параметр (криволинейная координата), изменяемый от 0 до $2\pi R$.

Уравнения (1) и (2) – уравнения кривых на плоскости. При прохождении фрезы конической формы через цилиндрическую поверхность профилем впадины будет треугольник (или трапеция). Однако, если развернуть данную цилиндрическую поверхность на плоскость, то кривые на плоской

В. С. СЕВОСТЬЯНОВ, Т. Л. СИВАЧЕНКО

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. В.Г. Шухова»
Белгород, Россия

Современные технологические машины, к которым относятся дробилки, мельницы, смесители, грохоты, грануляторы, питатели, сушилки и ряд других, свой рабочий процесс основывают на циклических механизмах воздействия на обрабатываемую среду [1, 2]. Новый класс оборудования – штифтовые мельницы [3, 4].

Конструктивно штифтовые мельницы представляют собой наборы стержневых элементов, закрепленных одним концом в держателе, а торцом свободного конца производящие обработку материала возвратно – поступательным или обкатывающим действием [3, 4]. В последнем случае, это может быть чистое качение или качение с наложением ударно-вибрационных импульсов.

В простейшем представлении – штифтовая мельница состоит из несущей конструкции (рамы), рабочего оборудования и привода. С функциональных позиций привод здесь играет доминирующую роль и объясняется это огромными нагрузками, ударным режимом работы, отсутствием демпферов в системе передачи силовых импульсов и сложностью выбора рациональных параметров, режимов эксплуатации. Основные механизмы воздействия штифтовых рабочих органов на измельчаемый материал приведены на рис. 1, 2.

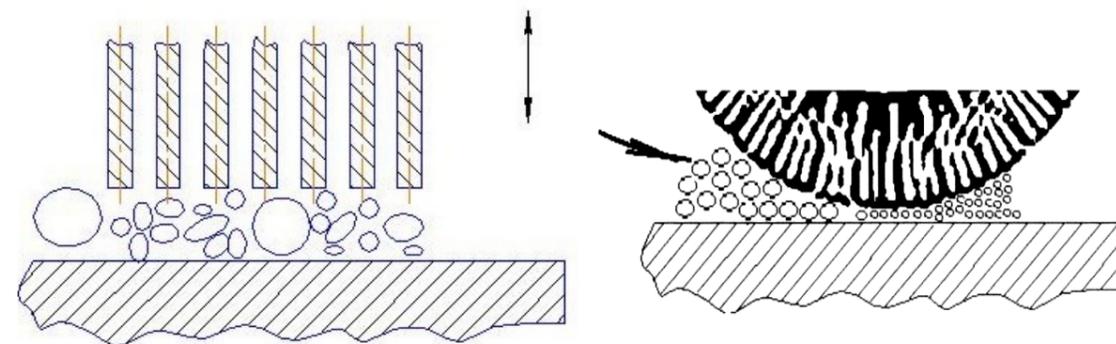


Рис. 1. Механизм ударно-вибрационного действия

Рис. 2. Механизм обкатывающего действия

(подшипников), чем обычная передача качения при реализации того же передаточного отношения. Недостатком этой передачи является ее низкая нагрузочная способность, обусловленная малой изгибной прочностью пальцев (винтов), крепящих подшипники качения.

С целью устранения недостатка последней передачи качения и основного недостатка (низкого КПД) традиционных червячных передач, авторами предложена торцовая червячная передача, представленная на рис. 1.

Передача содержит червячное колесо 1, которое выполнено в виде прямозубого эвольвентного колеса. Зубчатый венец 3 снабжен поднутрением, то есть толщина центральной части 2 эвольвентного колеса 1 меньше ширины его зубчатого венца 3. В результате такого поднутрения зубья на торце червячного колеса 1 образованы консольными участками 4 эвольвентных зубьев венца 3. Передача содержит также червяк 5 с прямоугольным профилем витков 6. Геометрическая ось червяка 5 смещена относительно торца червячного колеса 1 таким образом, что ее проекция на этот торец является касательной к делительной окружности зубьев.

Образующими боковых поверхностей прямого зуба червячного колеса и витка червяка являются прямые линии, которые при работе передачи совпадают на делительном цилиндре колеса, образуя линию контакта зуба и витка, перпендикулярную вектору скорости их скольжения, что является идеальным случаем для образования жидкостного трения и приводит к повышению КПД передачи. При зацеплении головки или ножки зуба с витком червяка расположение линии контакта незначительно отличается от 90° к вектору скорости скольжения и практически не оказывает влияния на КПД. Таким образом, в конструкции созданной червячной передачи устранена причина, вызывающая значительные потери. Поэтому она обладает высоким КПД.

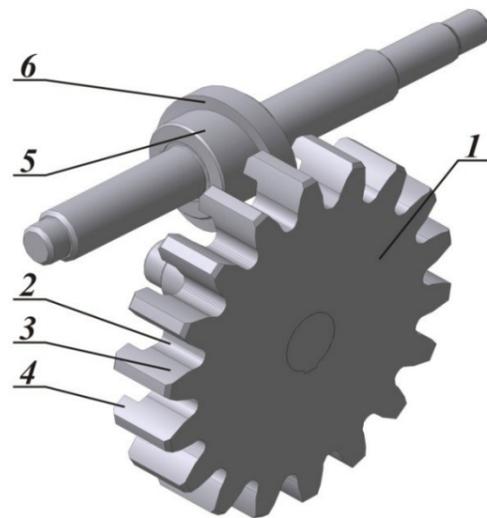


Рис. 1. Торцовая червячная передача

развертке будут представлять собой т.н. квазивинтовые линии, описываемые уравнениями:

$$z_3(s) = -\frac{2A}{\pi} \arcsin \left(\cos \left(ksz \left(Z_3 \sin \left(\frac{s - \frac{\pi R}{Z_3} \left[\frac{sZ_3}{\pi R} \right] + \left| \sin \left(\frac{\pi}{2} \left[\frac{sZ_3}{\pi R} \right] \right) \right| \right) \right) \right) \right), \quad (3)$$

где квадратными скобками выделена операция выделения целой части числа.

По алгоритму синтеза кривых [2] было получено уравнение однопериодной кривой, обеспечивающей зацепление с постоянным передаточным отношением:

$$z_1(s) = -\frac{2A}{\pi} \arcsin \left(\cos \left(ksz \left(Z_3 \sin \left(\frac{s}{Z_3} - \left(\frac{\pi R}{Z_3} \left[\frac{s}{\pi R} \right] + \frac{\pi R}{Z_3} \left| \sin \left(\frac{\pi}{2} \left[\frac{s}{\pi R} \right] \right) \right| + \frac{\pi R}{Z_3} \left[\frac{s}{\pi R} \right] \right) \right) \right) \right). \quad (4)$$

Взаимодействие двух кривых в пространстве показано на рис. 1.

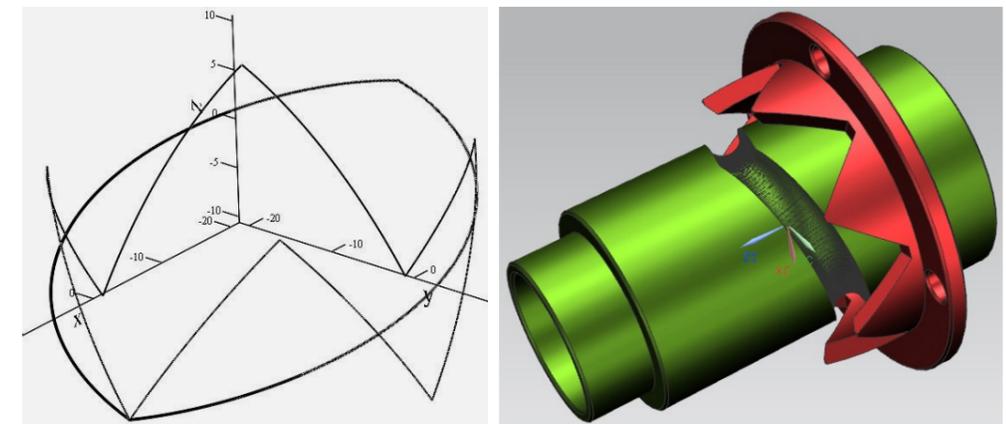


Рис. 1. Взаимодействие одно- и четырехпериодной квазивинтовых цилиндрических кривых и 3-D модели деталей передачи

На основе полученных уравнений были разработаны 3-D модели передачи, а также конструкторская документация на изготовление редуктора с передаточным отношением, равным 9 (рис. 1).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Расчет геометрии адаптированного профиля эллипсной шариковой передачи / М. Е. Лустенков // Технология машиностроения. – 2005 – № 5. – С. 36–38.
2. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.

УДК 621.83.06
ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОНСТРУКЦИЯМ
УСТРОЙСТВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ АВАРИЙНО-
СПАСАТЕЛЬНЫХ РАБОТ СЛУЖБАМИ МЧС

О. Д. МАКАРЕВИЧ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Подъемно-тяговые устройства получили широкое распространение в аварийно-спасательных подразделениях стран ближнего и дальнего зарубежья. Потребность в данных устройствах неуклонно растет, так как они очень часто используются при различного рода авариях (автомобильных авариях, разборках завалов и разрушений, эвакуация людей с высоты и глубины).

Эвакуация часто единственный способ спасения человека, оказавшегося в опасной для жизни ситуации. Стихийные бедствия, террористические акты, техногенные катастрофы собирают обильный урожай смертей потому, что люди не смогли вовремя покинуть опасное место.

Анализируя темпы развития высотного строительства в мире и хронологию пожаров в высотных зданиях, можно сделать вывод, что с увеличением темпов высотного строительства возрастает число пожаров и других чрезвычайных ситуаций. Проблемной является безопасная эвакуация людей из зданий. Продукты горения заполняют эвакуационные выходы, лифтовые шахты, холлы, лестничные клетки и эвакуация возможна только снаружи зданий. Любой человек, живущий выше третьего этажа, рискует жизнью, ведь в случае пожара задымление и высокая температура часто делают эвакуацию невозможной, а помощи можно и не дожидаться.

Способов спасения при помощи специальных служб существует множество и различного оборудования у них достаточно, проблема в том, что далеко не всегда эти службы успевают вовремя. Часто покинуть опасное место необходимо быстро, а специальная подготовка отсутствует, физические кондиции, как правило, у простых граждан до альпинистских не дотягивают. При стихийных бедствиях или техногенных катастрофах оказалось, что не существует устройств, которые помогли бы людям быстро и безопасно покинуть оказавшиеся в зоне бедствия сооружения.

При проведении аварийно-спасательных работ в условиях чрезвычайных ситуаций может быть использована грузоподъемная техника. Мобильные краны выполняют при этом ключевую роль, однако их использование в стесненных условиях может быть затруднено и при необходимости работы под завалами требуются компактные средства.

В настоящее время, на рынке предлагаются различные устройства более или менее выполняющие роль средств эвакуации с высоты. В большинстве случаев, для данного применения, предлагаются либо профессио-

скольжения червяка по зубьям колеса качением по ним промежуточных тел. Например, российскими учеными созданы шариковые червячные передачи, содержащие червяк, червячное колесо, шарики, размещенные в зоне их зацепления, узел предохраняющий шарики от выпадания с каналом возврата шариков. Условием нормальной работы шариковых червячных передач является наличие высокоточных с большой твердостью беговых дорожек на витках червяка и зубьях колеса. Это приводит к повышению трудоемкости изготовления и значительным затратам на производство этих деталей. Чтобы избавиться от этого недостатка целесообразно использовать сравнительно дешевые стандартные подшипники качения.

С целью дальнейшего повышения КПД принцип качения также используется Бернюковым П.Е. в конструкции передачи, содержащей червячное колесо в виде вала с закрепленными на нем двумя кольцеобразными дисками, червяк, взаимодействующий с червячным колесом посредством роликоподшипников. Оси роликоподшипников расположены перпендикулярно относительно осевой линии вала червяка и закреплены на нем жестко, а зубья червячного колеса выполнены в виде пластин, установленных между двумя кольцеобразными дисками с возможностью взаимодействия с подшипниками. Недостатками последней передачи являются наличие геометрического трения в сопряжениях роликов с пластинами колеса, низкая кинематическая точность и плавность работы.

С целью устранения указанных недостатков червячных передач в Белорусско-Российском университете разработаны и исследуются червячные передачи качения. К ним относятся пружинно-пальцевые и винтовые пальцевые передачи. В этих передаточных механизмах отсутствует причина, вызывающая значительные потери, так как в зацеплениях скольжение заменено качением. Они по принципу работы схожи с червячными, но имеют существенное отличие – отсутствие обычных червяка и червячного колеса. Вместо червяка здесь используется закреплённая на ведущем валу витая пружина или винт с прямоугольной или трапецеидальной резьбой, а вместо червячного колеса применяется диск либо с установленными в нем в подшипниках пальцами, либо с жестко закрепленными в нем пальцами, на которых установлены подшипники. При работе таких передач в зацеплениях наблюдается трение качения. Замена трения скольжения в зацеплениях на трение качения позволила снизить энергетические потери до 4...6 % (при $u = 30...40$).

С целью снижения числа тел качения (подшипников, пальцев) в Белорусско-Российском университете также разработана передача, состоящая из червячного колеса в виде диска с поднутренными эвольвентными зубьями, нарезанными стандартным зуборезным инструментом, и червяка, представляющего собой вал с жестко закрепленными на нем посредством пальцев (винтов) промежуточными телами качения (подшипниками качения). Передача содержит в полтора раза меньшее число тел качения

передачи из строя. Для предотвращения этого применяют оребренные корпуса червячных редукторов и их обдув, дорогие цветные антифрикционные металлы для изготовления венцов колес, дорогие противозадирные масла, что, наряду с потерями энергии, также неэффективно. Поэтому их применение ограничивается областью низких и средних мощностей (до 50 ... 60 кВт) при периодической, кратковременной работе.

Стремление к увеличению угла γ между направлением линий контакта звеньев относительно вектора скорости скольжения привело к созданию передачи с вогнутым профилем витков цилиндрического червяка, глобоидных червячных передач, модифицированных глобоидных и цилиндрических червячных передач. При точном изготовлении потери на трение в этих передачах значительно меньше, а несущая способность около полутора раз больше, чем в передачах с обычными цилиндрическими червяками. Технология изготовления и сборки указанных передач гораздо сложнее, требуются более дорогой комплект инструментов, а также специальное оборудование. Поэтому эти передачи не нашли широкого применения.

Повысить технический уровень передач можно с использованием новых зацеплений. Например, в Германии создана конструкция червячной передачи, содержащая червяк в виде набора колец, на каждом из которых перпендикулярно оси на цилиндрической поверхности установлены штифты. Червячное колесо на рабочей поверхности имеет установленные под некоторым углом к своей оси пластины, образующие зубья. Набор колец червяка зафиксирован на ведущем валу. При работе передачи штифты касаются пластин и производят поворот колеса.

В Польше и Англии запатентована передача, в которой в качестве червяка используется винтовая пружина. Ее витки намотаны на вал, а концы пружины закреплены на бобышках вала. При работе передачи витки пружины скользят по зубьям колеса и производят его поворот.

Дальневосточным внедренческим центром «ВИТ» (Россия) разработаны червячные передачи, содержащие червячные колеса и червяки в виде витой цилиндрической пружины, ось которой изогнута и образует прямой угол. Сопрягаются в передаче выпуклые поверхности пружины с вогнутыми впадинами между зубьями червячного колеса, при этом достигается снижение контактных напряжений в сопряжениях и улучшается смазка.

Появление новых зацеплений также привело к созданию оригинальных червячных передач с промежуточными телами качения в зацеплениях. При этом промежуточные тела по виткам червяка перекатываются, а по рабочим поверхностям колеса могут скользить, но так, что угол между контактными линиями и вектором скорости скольжения равен 90° . Одна из таких передач разработана в Китае. В этой передаче вместо зубьев червячного колеса установлены вращающиеся конические ролики.

Дальнейшее развитие червячных передач достигнуто путём замены

нальное альпинистское снаряжение, такое как сур 2, восьмерка и т.п., либо всяческие фантастические и не очень устройства, такие как парашюты, надувные воланы и т.п.

Некоторая технологическая отсталость государств бывшего СССР в области производства средств спасения вынуждает использовать аварийно-спасательный инструмент иностранного производства, который закупается в ограниченных количествах в связи с отсутствием необходимых валютных средств.

Как зарубежными, так и Российскими предприятиями изготавливаются лебедки, предназначенные для целей эвакуации людей. Например, Израильской фирмой «Spider» указанная лебедка устанавливается в квартире или офисе.

Эвакуационная система «Шанс 1» российского производства предназначена для самоэвакуации и эвакуации заложников, пострадавших (раненых) из высотных зданий. Она обеспечивает надежную эвакуацию любого количества людей из зданий любой высоты. Устройство позволяет в минимальные сроки обеспечить надежную эвакуацию граждан из зон опасных для жизни и здоровья. Использование устройства не требует специальных навыков. Привести его в рабочее состояние и покинуть зону опасности способен любой человек независимо от возраста, веса и физического состояния. Эвакуация выполняется со скоростью до 1,2 метров в минуту.

Однако, проанализировав ситуацию по использованию устройств для эвакуации людей с высоты на территории Республики Беларусь и Российской Федерации, можно прийти к выводу о том, что указанное оборудование не использовалось в реальных условиях. Анализ, проведенный на основании технической литературы, имеющейся в библиотеках г. Могилева и в сети Интернет на сайтах www.securpress.ru, www.concentre.ru, www.stroi.ru, www.tallbuildings.ru, www.samospasatel.ru, www.old.radiomayak.ru, www.ianc.ru, www.gazeta.ru, позволил сделать вывод, что основной причиной является отсутствие оборудования и причина – высокая стоимость.

Таким образом, потребность в устройствах для эвакуации растет, так как эти устройства очень часто используются аварийно-спасательными подразделениями (АСП) при различных авариях, при ликвидации последствий аварий в местах, где ограничен доступ аварийно-спасательных автомобилей и другой специальной автотехники. Однако, во многих случаях работников АСП не устраивают существующие конструкции устройств по причинам повышенных массогабаритных показателей, а также из-за низкой эргономической проработки конструкции устройств.

Поэтому, необходимость разработки конструкций аварийно-спасательных устройств, отвечающих указанным выше требованиям, является актуальной задачей.

Кроме того, аварийно-спасательные устройства применимы также в различных отраслях народного хозяйства: ЖКХ, сельское хозяйство, автомобильный сервис, транспорт и т.д.

Д. М. МАКАРЕВИЧ, В. О. ДЕРБАН, В. И. ТИМОФЕЕВА
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

В качестве второй ступени редуцирующего механизма привода для переключения контактных разъединителей выступает криволинейный кулисный механизм, кривая которого должна быть подобрана таким образом, чтобы воспроизводить заданный закон движения для разгона асинхронного двигателя без существенной нагрузки в начальный момент времени, а также для увеличения крутящего момента на выходном валу привода.

Проанализируем возможность синтеза кривой для создания кулисы, обеспечивающей заданный закон движения. Рассмотрим общий случай взаимодействия двух звеньев: кривошипа и кулисы (рис.1).

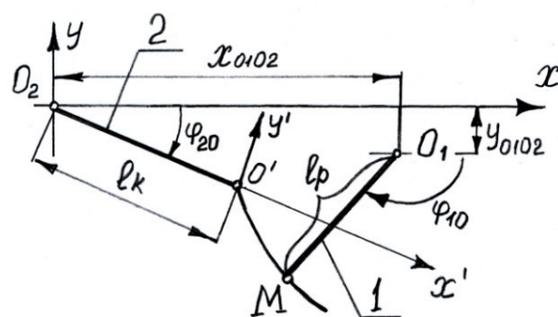


Рис. 1. Схема к кинематическому анализу кулисного механизма

Заданными параметрами считаем: длину кривошипа l_p , расстояния вдоль оси абсцисс x_{O1O2} и y_{O1O2} между центрами вращения кривошипа O_1 и кулисы O_2 . Введение этого участка в конструкцию носит условный характер, так как призвано обозначить начало отсчета криволинейного участка относительно точки вращения O_2 . Также известной является длина прямолинейного участка кулисы l_k . В качестве положительного направления вращения кривошипа и кулисы примем вращение против хода часовой стрелки. Начальный угол кривошипа равен φ_{10} , начальный угол кулисы – φ_{20} .

Абсолютную (неподвижную) систему координат свяжем с центром вращения кулисы O_2 , а с точкой O_3 свяжем подвижную систему отсчета,

Н. И. РОГАЧЕВСКИЙ, А. Д. БУЖИНСКИЙ
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилёв, Беларусь

Республика Беларусь бедна источниками энергии, поэтому особую актуальность в стране приобретает энергосбережение. Энергосберегающие технологии обеспечиваются рабочими органами машин, приводимыми двигателями посредством передаточных механизмов, которые должны обладать высокими значениями одного из основных энергетических качественных показателей – КПД. До последнего времени этому показателю наиболее полно соответствовали цилиндрические и конические зубчатые передачи. Однако их собирают, как правило, в двух-, трехступенчатые редукторы с целью реализации требуемых передаточных чисел. В результате получают массивные (металлоемкие) передаточные механизмы, устанавливаемые на машинах и технологическом оборудовании, что неэффективно. Поэтому в изделиях машиностроения широко применяются компактные (с низкой металлоемкостью) червячные передачи. Например, в СССР в конце прошлого века ежегодно выпускалось около 420 тысяч червячных редукторов. Такая значительная потребность обусловлена также широким диапазоном передаточных чисел ($u = 8 \dots 80$), высокой кинематической точностью, бесшумностью, компоновочными и монтажными многообразиями. Однако эти достоинства проявляются в полной мере лишь при соблюдении достаточной точности зацепления, обусловленной не только высокой точностью деталей передачи, но и величинами погрешностей их взаимного расположения, которые регламентированы более жестко чем в передачах с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами.

Другим, более существенным, недостатком червячных передач является низкий КПД, обусловленный геометрией и кинематикой зацепления, из-за невозможности обеспечения гарантированного жидкостного трения в контакте витков червяка с зубьями колеса. Главными причинами этого недостатка являются скольжение рабочей поверхности червяка по зубьям колеса и неблагоприятное направление линий контакта относительно вектора скорости скольжения (угол между ними $\gamma = 40 \dots 50^\circ$ значительно отличается от 90° , при котором создаются наилучшие условия для смазки).

Низкий КПД червячной передачи свидетельствует о превращении значительной части (до 20...40 %) передаваемой энергии в теплоту. Вызванное этим повышение температуры ухудшает защитные свойства масляного слоя в контакте, увеличивает износ, опасность заедания и выхода

и роликовых сателлитов, что приводит к повышенному износу деталей и снижению КПД передачи.

Целью данной работы являлось нахождение оптимальных значений радиуса шариковой фрезы r_f и радиуса цилиндрической поверхности R_t , на которой расположена траектория движения фрезы, которые, в свою очередь, определяют оптимальные геометрические параметры профиля беговых дорожек роликовой планетарной передачи (РПП), с точки зрения минимизации потерь мощности на трение при соблюдении ограничения по допускаемым контактным напряжениям в месте контакта подшипников скольжения и составных кулачков.

Для этого был выполнен кинематический анализ РПП, в ходе которого были выведены зависимости для определения угловых скоростей вращения подшипников скольжения и, соответственно, скоростей скольжения на линии контакта подшипников и составных кулачков.

Также был проведен силовой анализ передачи, в результате которого была получена зависимость для определения коэффициента перекрытия РПП и посредством метода кинестатики разработан алгоритм определения основных сил, действующих в зацеплении.

Зависимость для определения контактных напряжений в месте взаимодействия подшипников скольжения и составных кулачков была выведена на путем преобразования формулы Герца.

Основываясь на полученных зависимостях, можно определить потери мощности в передаче на скольжение подшипников, контактирующих с беговыми дорожками

$$P_{\text{ш}} = U \cdot v_{\text{ш}} \cdot N_1 \cdot f + n_{\text{ш}} \cdot v_{\text{ш}} \cdot N_3 \cdot f, \quad (1)$$

где U – передаточное отношение РПП; $v_{\text{ш1}}$, $v_{\text{ш3}}$ – средняя скорость скольжения на линии контакта внутреннего и наружного кулачков соответственно, м/с; N_1 , N_3 – реакции, действующие на подшипники скольжения со стороны внутреннего и наружного кулачков соответственно, Н; f – коэффициент трения скольжения; $n_{\text{ш}}$ – средний за оборот ведомого вала коэффициент перекрытия РПП.

В качестве целевой функции при оптимизации геометрических параметров профиля беговых дорожек используем известное уравнение для определения КПД передачи, куда подставляем зависимость (1). Параметрами оптимизации являются r_f и R_t . При стремлении целевой функции к максимуму, при условии выполнения ограничения по допускаемым напряжениям, определяются оптимальные значения параметров оптимизации. Применение оптимальных значений r_f и R_t позволяет минимизировать скорости скольжения в месте контакта подшипников скольжения и составных кулачков, снизить рассеивание усилий, передаваемых составными кулачками, и уменьшить износ деталей передачи. Что, в свою очередь, приводит к повышению энергоэффективности, долговечности и надежности РПП.

вращающуюся вместе с прямолинейным участком кулисы l_k . Криволинейный участок в данной системе описан уравнением $y'=f(x')$.

Эту зависимость можно заменить системой параметрических уравнений:

$$\begin{aligned} x' &= f(t); \\ y' &= f(t), \end{aligned} \quad (1)$$

где t – параметр (время). В качестве параметра может также выступать угол поворота кривошипа φ_1 .

Задачей анализа является получение такой зависимости $y'=f(x')$, которая удовлетворяла бы заданным кинематическим и силовым зависимостям, описывающим условия функционирования механизма.

Положение точки M (пальца кривошипа), движущегося по направляющей кулисы, при рассмотрении кинематической цепи со стороны кривошипа описывается в неподвижной системе следующими уравнениями:

$$x_M = x_{O_1O_2} - l_p \cos(\pi - \varphi_{10} - \varphi_1); \quad (2)$$

$$y_M = y_{O_1O_2} - l_p \sin(\pi - \varphi_{10} - \varphi_1). \quad (3)$$

При рассмотрении кинематической цепи со стороны кулисы:

$$x_M = l_k \cos(\varphi_{20} + \varphi_2) + O_3M \cos(\varphi_3 + \varphi_{20} + \varphi_2); \quad (4)$$

$$y_M = -l_k \sin(\varphi_{20} + \varphi_2) - O_3M \sin(\varphi_3 + \varphi_{20} + \varphi_2). \quad (5)$$

где φ_1 – угол поворота кривошипа; φ_2 – угол поворота кулисы.

По условию, известным считаем функцию изменения угла φ_1 от времени. При равномерном вращении кривошипа известной является его угловая скорость ω_1 , при этом $\varphi_1 = \omega_1 t$. Также известным (заданным) считаем закон изменения угла поворота $\varphi_2 = f(\varphi_1)$. Например, рассмотрим закон изменения угла поворота кулисы, представленный в следующем виде:

$$\varphi_2 = \sin\left(\frac{\pi\varphi_1}{2}\right). \quad (6)$$

Исследования проводились при изменении угла поворота φ_1 от 0 до $\pi/2$. Приравниваем уравнения (2, 4) и (3, 5). Получим систему уравнений с двумя неизвестными:

$$x_{O_1O_2} - l_p \cos(\pi - \varphi_{10} - \varphi_1) - l_k \cos(\varphi_{20} + \varphi_2) - O_3M \cos(\varphi_3 + \varphi_{20} + \varphi_2) = 0 \quad (7)$$

$$y_{O_1O_2} - l_p \sin(\pi - \varphi_{10} - \varphi_1) + l_k \sin(\varphi_{20} + \varphi_2) + O_3M \sin(\varphi_3 + \varphi_{20} + \varphi_2) = 0 \quad (8)$$

Решение данной системы возможно только в численном виде. В данном случае, использовался программный пакет Maple. Угол φ_1 изменялся от 0

до $\pi/2$. На каждом шаге вычислений определялись параметры O_3M и φ_3 . Координаты кривой x' и y' определяются по формулам:

$$x' = O_3M \cos(\varphi_3); \quad (9)$$

$$y' = O_3M \sin(\varphi_3). \quad (10)$$

Результаты расчета представлены в виде кривой на рис. 2. Рассматривалась система со следующими параметрами: $l_p = 0,2$ м, $l_k = 0,2$ м, $x_{O_1O_2} = 0,4$ м, $y_{O_1O_2} = (-0,1)$ м, $\varphi_{10} = 0,5\pi$, $\varphi_{20} = 0,25\pi$. Данные параметры были выбраны конструктивно, исходя из габаритных размеров привода-прототипа и предварительной прорисовки криволинейного кулисного механизма.

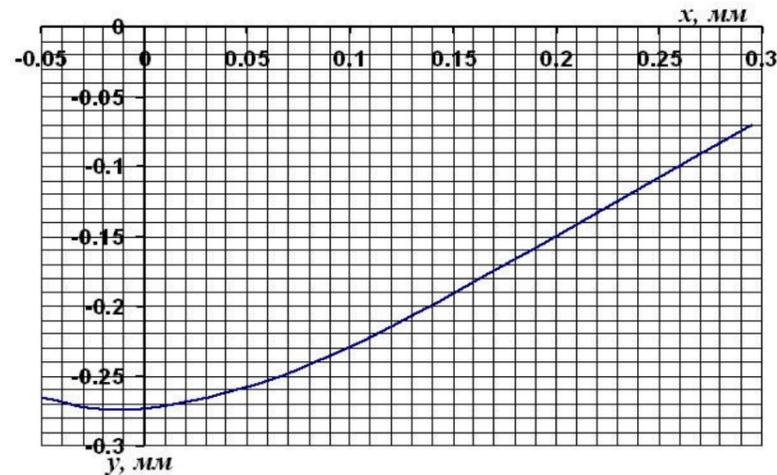


Рис. 2. Синтезированная криволинейная форма кулисы

Разработанный алгоритм позволяет проектировать такую форму кулисы, которая обеспечит заданный закон ее движения. Недостатком криволинейной кулисы является высокая стоимость и сложность изготовления, т. к. синтезированная кривая имеет переменный радиус кривизны. Поэтому было принято решение в качестве кривой использовать дугу окружности.

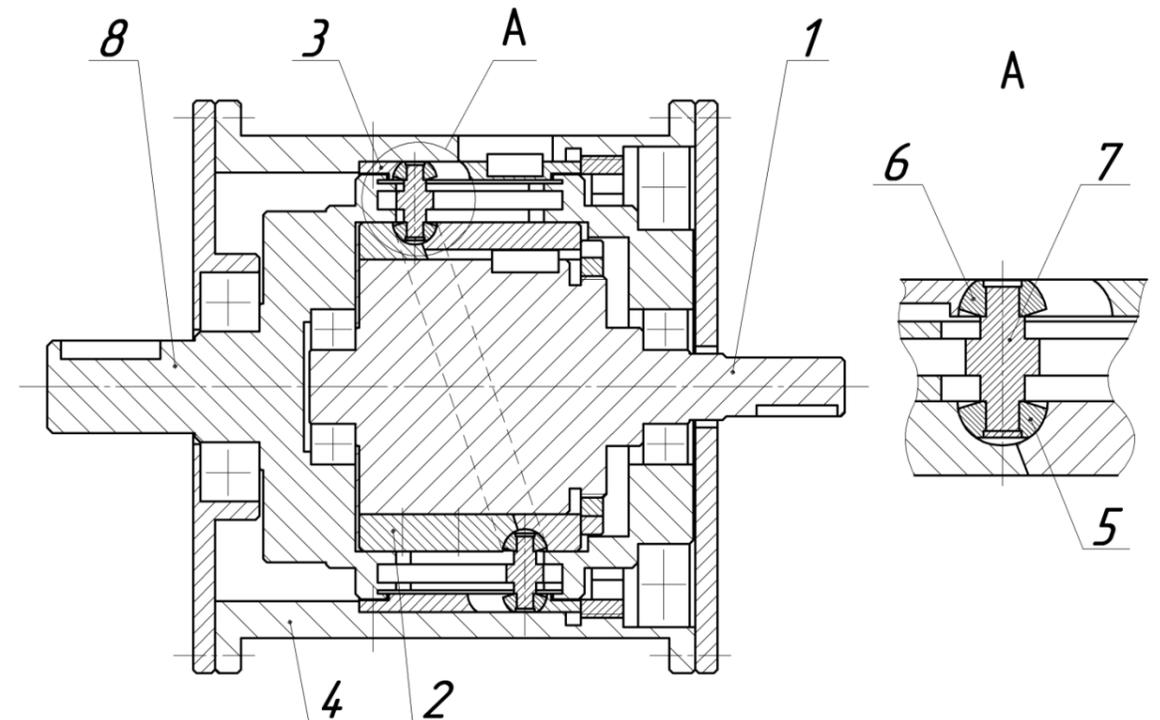


Рис. 1. Конструкция исследуемой ППТК

При вращении ведущего вала 1, с закрепленным на нем составным внутренним кулачком 2, на цилиндрической поверхности которого образована эллипсовидная беговая дорожка, составные роликовые сателлиты перемещаются по ней и по беговой дорожке, образованной периодической торцовой поверхностью составного наружного кулачка 3, зафиксированного в корпусе 4. Контакт роликовых сателлитов с составными (внутренним и наружным) кулачками осуществляется посредством подшипников скольжения 5 и 6 соответственно, имеющих полусферическую форму. Под действием сил со стороны составных внутреннего кулачка 2 и наружного кулачка 3, ролики 7, перемещаясь вдоль сквозных пазов ведомого вала 8, оказывают на него силовое воздействие, вынуждая ведомый вал 8 вращаться с уменьшенной угловой скоростью.

Торцовые поверхности внутреннего и наружного кулачков, образующие беговые дорожки, изготавливаются фрезерованием на станках с ЧПУ с помощью шаровых фрез. Вследствие этого, беговые дорожки имеют дуговой профиль, который позволяет компенсировать неточности изготовления и сборки составных внутреннего и наружного кулачков и увеличивает линию контакта подшипников скольжения с кулачками, что приводит к снижению контактных напряжений.

Недостатками дугового профиля беговых дорожек являются рассеивание усилий, передаваемых составными внутренним и наружным кулачками, а также наличие скоростей скольжения на линии контакта кулачков

УДК 621.83.06
ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОФИЛЯ
БЕГОВЫХ ДОРОЖЕК РОЛИКОВОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

А. П. ПРУДНИКОВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Наряду с традиционным зубчатым зацеплением, имеющим многовековую историю развития, существует класс планетарных передач, использующих в зацеплении промежуточные тела качения.

Передачи с промежуточными телами качения (ППТК), обладая малыми габаритными размерами и низкой материалоемкостью, с успехом используются для создания средств малой механизации и малогабаритных силовых передач.

Отнесение данных передач к планетарному типу обусловлено подчинением их кинематики формуле Виллиса.

Широкое использование в промышленности ППТК длительное время сдерживалось технологической сложностью их производства. Однако наличие в настоящее время оборудования с ЧПУ позволило значительно упростить процесс изготовления данных передач, что дало импульс к их дальнейшему развитию и применению.

В данной работе в качестве объекта исследования был выбран вид ППТК, использующий в зацеплении между основными звеньями составные роликовые сателлиты, траектория движения которых расположена на цилиндрической поверхности (ППТК цилиндрического типа).

Перспективность применения данного типа передачи объясняется следующими ее преимуществами: малые габариты в радиальном направлении, соосность, наличие самоторможения, высокий коэффициент перекрытия, небольшой вес, возможность создания многоступенчатых конструкций, широкие кинематические возможности.

Исследуемая передача представлена на рис. 1.

УДК 621.83.06
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОВ
В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЕЦЕССИОННОГО РЕДУЦИРУЮЩЕГО
МЕХАНИЗМА НА ОСНОВЕ ОЦЕНКИ ЕГО КПД

С. Д. МАКАРЕВИЧ, В. И. ТИМОФЕЕВА

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Одной из наиболее важных задач компьютерных исследований прецессионного редуцирующего механизма является установления оптимального количества конических роликов. С точки зрения обеспечения конструктивной и технологической простоты их количество должно быть минимальным.

Проверка методами компьютерного моделирования возможности трансформации вращения в прецессионном редуцирующем механизме с минимальным количеством роликов показала его работоспособность при количестве равном четырем. Однако, это не означает, что необходимо останавливаться на указанном числе роликов. Необходимо провести анализ по определению оптимального количества по другим критериям. К указанным критериям, в первую очередь, следует отнести – обеспечения контактной прочности. Но учитывая, что контактная прочность обеспечивается не только количеством роликов, а также их диаметральной размером и шириной зубчатого венца, указанный критерий лучше использовать в проверочном расчете. Не предъявляются высокие требования в прецессионном редуцирующем механизме, используемом в лебедке, по критерию обеспечения повышенной плавности вращения сателлита. Поэтому за основной критерий, на основе которого делается вывод об оптимальном количестве конических роликов, был принят КПД прецессионного редуцирующего механизма. Методика определения КПД компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма описана ниже.

Для того чтобы определить КПД прецессионного редуцирующего механизма, необходимо взять отношение выходной мощности к входной. Следовательно необходимы следующие параметры:

- ω_1 – угловая скорость входного вала;
- M_1 – момент, развиваемый на выходном валу;
- ω_2 – угловая скорость выходного вала;
- M_2 – момент, развиваемый на выходном валу.

Ввиду того, что в данной модели угловая скорость входного вала и момент на выходном валу известны, то из расчета компьютерной модели

необходимо снять показания угловой скорости выходного звена и момент, развиваемый на входном валу. Для удобства обработки, полученные данные экспортируются в Excel. После проведения расчета модели, заходим в меню COSMOSMotion в раздел «Export Results» и в выпадающем меню выбираем «To spreadsheet». В появившемся окне, в разделе «Elements with Results» выбираем необходимый нам элемент, с которого снимем угловую скорость. В разделе «Results Characteristics» выбираем «Angular Velocity», в разделе «Components» выбираем ось «X» нажимаем кнопку «Add 1 curves», затем в разделе «Elements with Results» выбираем элемент «Motion», в окне «Results Characteristics» выбираем «RotateZ Motion», в разделе «Components» определяемся с осью «X», а далее нажимаем кнопки «Add 1 curves» и «OK».

На рис. 1–3 показаны графики зависимости КПД от времени в прецессионном редуцирующем механизме при его конструктивных исполнениях, отличающихся использованием различного количества роликов.

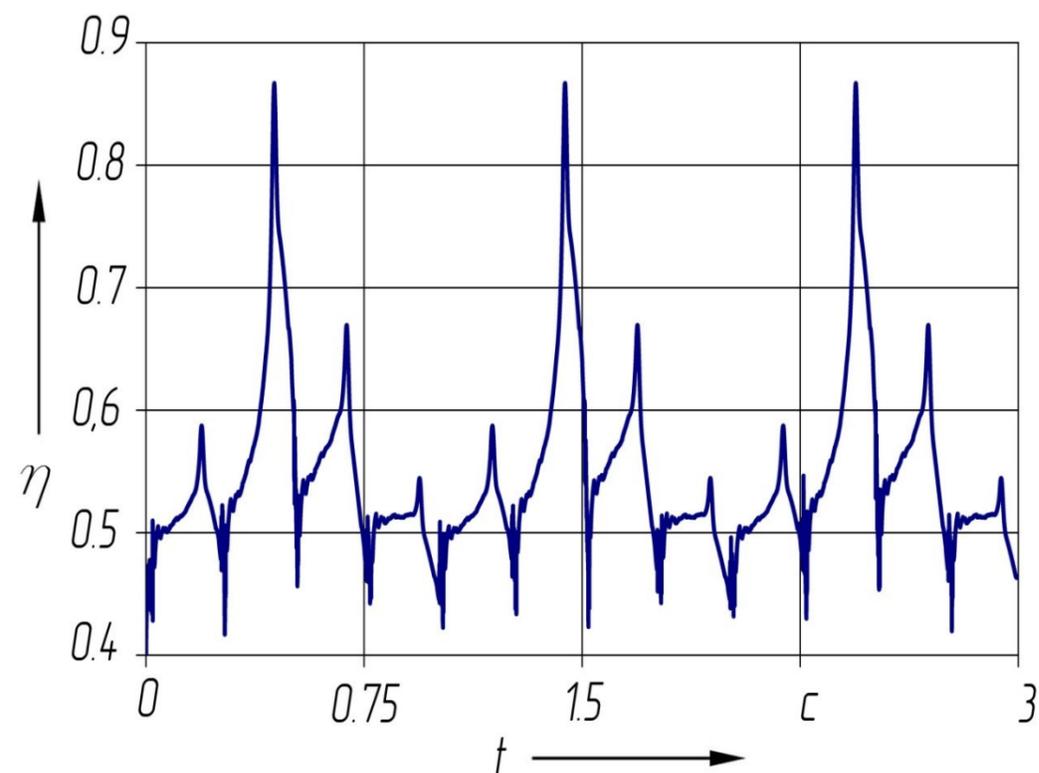


Рис. 1. Зависимость КПД компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма от времени при использовании в конструкции 4-х роликов

поворота рулевого вала. Таким образом, если изменять радиус начальной образующей сектора R_0 , можно получить рулевой механизм с переменным передаточным числом.

В известном рулевом механизме с винтовой передачей, циркулирующими шариками и зубчатой парой между гайкой и валом сошки, переменное передаточное число получается в результате уменьшения радиуса зацепления зубьев сектора. В этой передаче передний зуб сектора имеет наибольший радиус зацепления R_0 , поэтому передаточное число i_ω в середине получается наибольшим. Радиус зацепления соседних со средними и крайних зубьев уменьшается, поэтому передаточное число плавно уменьшается. Однако наиболее резкое уменьшение желательно иметь и при малых углах поворота рулевого колеса. Также очевидна и сложность изготовления сектора с таким профилем зубьев, кроме того, большие трудности возникают еще и в обеспечении способа регулировки зазоров и их компенсации при износе.

В основу изобретения положена задача создания винтореечного рулевого механизма с переменным передаточным отношением, зубчатые элементы зубчатореечной передачи которого не требуют при изготовлении специальной оснастки, то есть технологичны.

Данный винтореечный рулевой механизм представляет собой зубчатореечную передачу, состоящую из расположенного на поршне зубчатого элемента и зубчатого сектора, выполненного за одно целое с валом рулевой сошки, причем направляющие для образующих начальных поверхностей зубчатых элементов описаны гладкими кривыми, кривизна которых определяется требуемым изменением передаточного отношения передачи. Центр зубчатого сектора смещен относительно оси его вращения так, что обеспечивает превышение радиусом вращения точек делительной дуги сектора во всех фазах зацепления. Начальная поверхность, расположенного на поршне зубчатого элемента, имеет форму цилиндра с радиусом, исключаяющим интерференцию зубьев зубчатого элемента и сектора во всех фазах зацепления, и имеет точку касания с начальной поверхностью сектора в его среднем положении.

Такая конструкция рулевого механизма позволяет регулировать передаточное отношение, а также делает малочувствительными управляемые колеса к случайным внешним воздействиям.

В научно-исследовательской лаборатории кафедры ОПМ Белорусско-Российского университета создана экспериментальная установка, позволяющая подобрать наиболее оптимальные геометрические параметры как зубчатой рейки, так и зубчатого сектора, входящих в состав рулевого механизма, а также оценить КПД различных модификаций этого механизма. В настоящее время проводятся исследования с целью оценки кинематической погрешности данного рулевого механизма, вносимой специфической формой начальных поверхностей зубчатых рейки и сектора.

УДК 621.83.06
 ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМЫЙ МЕХАНИЗМ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ
 ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

О. А. ПОНОМАРЕВА

Государственное учреждение высшего профессионального образования
 «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
 Могилев, Беларусь

Передаточное число рулевого механизма обеспечивает основные эксплуатационные качества рулевого управления. Опыт современного автомобилестроения показал, что передаточное число нужно выбирать из условий маневренности и поворачиваемости автомобилей. Оно должно быть максимальным при прямом положении управляемых колес, резко уменьшаться в обе стороны от середины и далее быть постоянным или лучше немного уменьшающимся до конца поворота в обе стороны.

Переменным передаточное число получается в большинстве рулевых механизмов с винтовой передачей и предопределяется исключительно ее конструкцией. В отдельных конструкциях передаточное число делают переменным преднамеренно путем применения искусственных конструктивных и технологических приемов.

В рулевом механизме с зубчатой парой, при повороте рулевого вала на угол φ , гайка, имеющая резьбу с шагом t , переместится вдоль винта на расстояние

$$S_1 = \frac{t}{360} \varphi.$$

На это же расстояние переместится и каждая точка гайки, а, следовательно, и зубья, выполненные на одной ее стороне. Если радиус начальной образующей сектора равняется R_0 , то длина дуги при его повороте будет равна перемещению гайки S_1 .

$$S_2 = \frac{2\pi R_0}{360} \beta.$$

Таким образом, между углами поворота рулевого вала φ и вала сектора β получаем зависимость

$$\varphi = \frac{2\pi R_0}{t} \beta.$$

Дифференцируя последнее уравнение по β , получим уравнение углового передаточного числа

$$i_{\omega} = 2\pi \frac{R_0}{t}.$$

Как видим, при постоянных значениях радиуса зацепления и шага нарезки передача отличается постоянством передаточного числа по углу

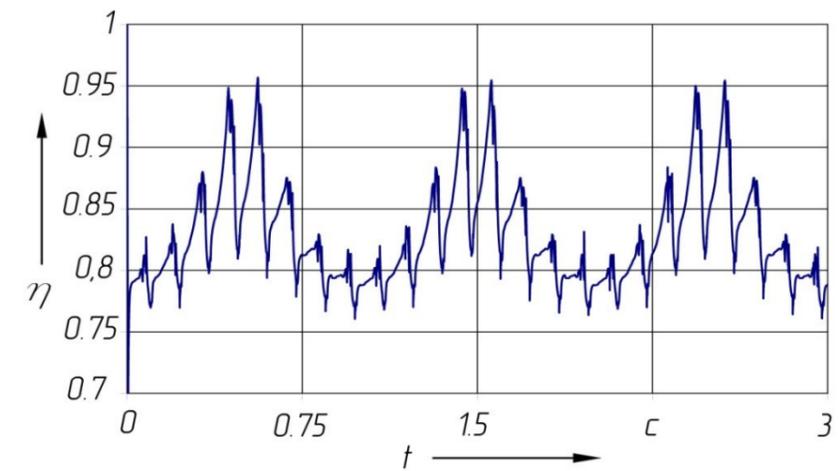


Рис. 2. Зависимость КПД компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма от времени при использовании в конструкции 8-ми роликов

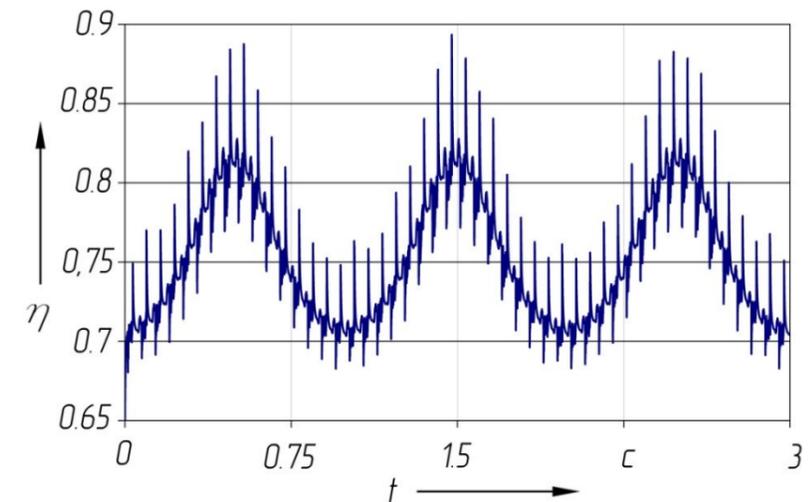


Рис. 3. Зависимость КПД компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма от времени, при использовании в конструкции 16-ти роликов

Как видно из графических зависимостей, максимальное значение КПД в прецессионном редуцирующем механизме достигается при использовании в компьютерной модели 8-ми роликов. Графики могут также косвенным образом отражать и динамику работы редуцирующего механизма. Большая амплитуда колебания значений КПД, говорит о наличии значительных колебания сил и реакций в контактирующих звеньях, а также о неравномерности вращения сателлита. По критерию минимума амплитуды колебания значений КПД, исходя из приведенных выше графиков, можно отдать предпочтение варианту компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма с 8-ью роликами.

УДК 621.833.6
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЙ В РАДИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОМ ШАРИКОВОМ РЕДУКТОРЕ, СООТВЕТСТВУЮЩИЕ ЕГО МИНИМАЛЬНЫМ ГАБАРИТАМ

А. М. ПАШКЕВИЧ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

На рис. 1. представлена схема шарикового зацепления в радиально-плунжерном редукторе.

Параметры аппроксимации, т. е. углы 2β между аппроксимирующими отрезками прямых линий, радиус R дуги окружности (радиус впадины между смежными зубьями), а также диаметры D_{max} и D_{min} периодического профиля центрального колеса автоматически рассчитываются ЭВМ. Их численные значения могут быть указаны на схеме аппроксимации по запросу оператора.

Были найдены зависимости для оценки этих параметров при широком диапазоне изменения исходных данных: при передаточных отношениях от 4 до 50 (это предельные передаточные отношения для одной ступени редуктора) и при изменении диаметра шаровых плунжеров от 5 до 15. Все зависимости, полученные на основе компьютерного моделирования шариковых зацеплений, будут представлены ниже.

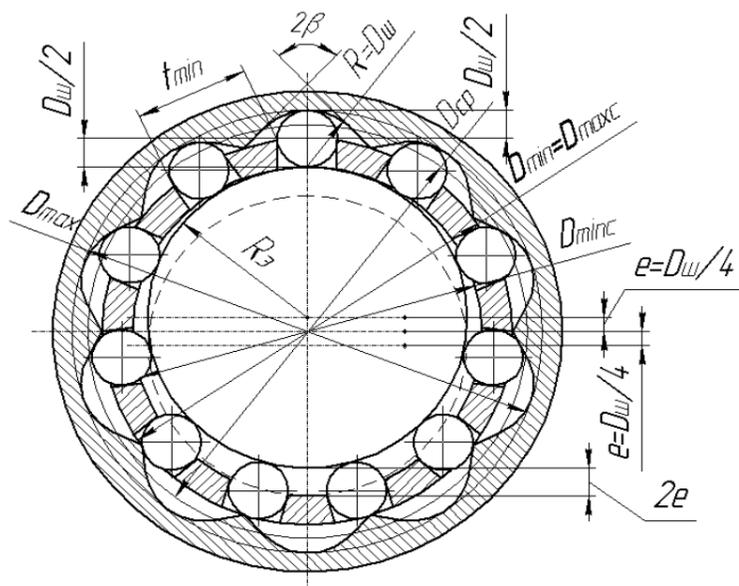


Рис. 1. Схема шарикового зацепления в радиально-плунжерном редукторе

Другим направлением улучшения параметров зацеплений звеньев червячных передач качения является использование продольной и профильной модификации витков червяка. Эти конструктивные и технологические мероприятия позволяют повысить кинематическую точность и нагрузочную способность передач качения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.
2. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования: учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : Выш. шк., 2000. – 584 с. : ил.
3. Линдроп, Н. Г. Влияние погрешностей изготовления и монтажа на точность червячных передач / Н. Г. Линдроп // Зубчатые и червячные передачи. Некоторые вопросы геометрии, кинематики, расчета и производства ; под ред. Н. И. Колчина. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд., 1968. – С. 118–132.
4. Шишков, В. А. Влияние погрешностей сборки червячной пары на плавность зацепления / В. А. Шишков // Станки и инструмент. – 1959 – № 10. – С. 14–17.
5. Левитан, Ю. В. Червячные редукторы : справочник / Ю. В. Левитан, В. П. Обморнов, В. И. Васильев. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд., 1985. – 168 с. : ил.
6. Пат. 7230 Республика Беларусь, МПК⁷ F 16H 1/16 Червячная передача: / М. Ф. Пашкевич, С. Н. Рогачевский; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20010662; заявл. 27.07.01; опубл. 30.03.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 1. – С. 83.
7. Пат. 7334 Республика Беларусь, МПК⁷ F 16H 1/16. Червячная передача / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. № а20020388; заявл. 06.05.02; опубл. 30.12.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 4. – С. 78.
8. Пашкевич, М. Ф. Геометрический анализ зацеплений в пружинно-винтовых передачах / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Прогрессивные технологии, машины и механизмы в машиностроении: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. «Балттехмаш-2002». – Калининград, 2002. – С. 173–175.
9. Пашкевич, М. Ф. Червячные передачи качения / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 137 с. : ил.
10. Пашкевич, М. Ф. Червячные передачи качения и их КПД / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Весці АН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2007. – № 3. – С. 45–50.
11. Пашкевич, М. Ф. Анализ взаимного расположения рабочих элементов червячной передачи качения со сдвоенным колесом / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Вестн. ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2008. – № 2. – С. 13–20.

Передаточное отношение можно выразить частным S_1/S_2 , то есть

$$i = S_1/S_2 = \pi \cdot d_1 / (\cos \gamma \cdot \pi \cdot d_2) = d_1 / (d_2 \cdot \cos \gamma).$$

Из рис. 3 следует, что $d_2 = d_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha$, следовательно, $i = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma$.

В приведенных соотношениях $d_2 = (d_{\min} + d_{\max})/2$. При этом высота рабочей части усеченного конуса $h = (d_{\max} - d_{\min}) / (2 \cdot \operatorname{tg} \alpha)$.

Нетрудно показать, что в любой другой точке контактной линии KK при среднем диаметре рабочей конической поверхности пальцев, равном $d_2 = d_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha$, скорости любой точки, принадлежащей червяку, и этой же точки, принадлежащей пальцу, одинаковы. Следовательно, при условии $d_2 = d_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha$ геометрическое скольжение отсутствует.

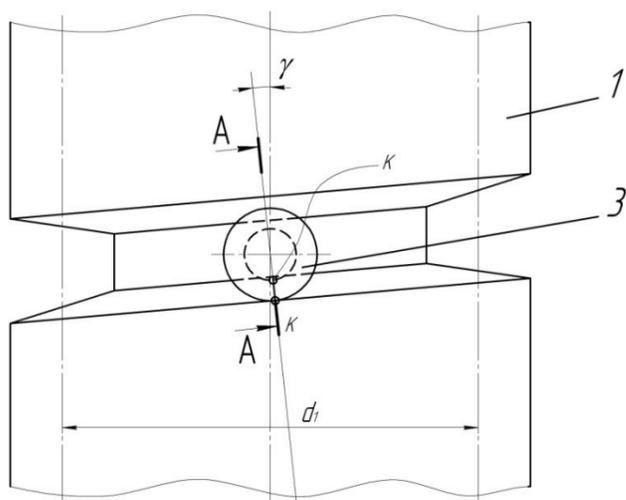


Рис. 1. Проекция боковых поверхностей смежных витков червяка и пальца на осевую плоскость червяка

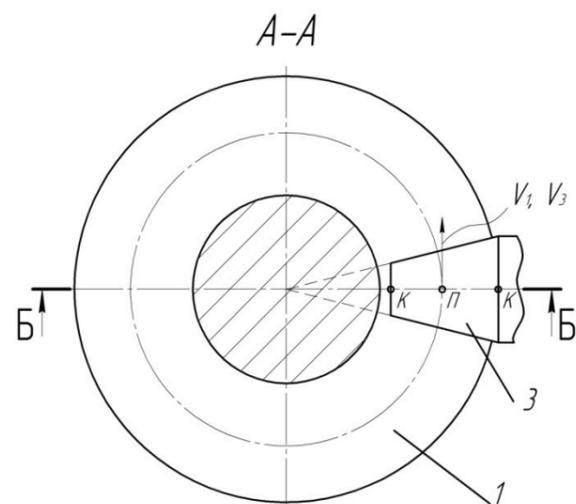


Рис. 2. Разрез червяка и пальца плоскостью, нормальной к направлению витка червяка

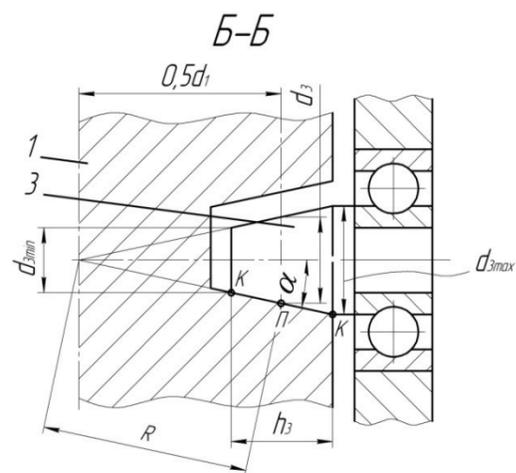


Рис. 3. Разрез червяка и пальца осевой плоскостью червяка

Определяющим размером шарикового зацепления является диаметр вершин зубьев центрального колеса (минимальный диаметр D_{\min}), численно равный наибольшему диаметру сепаратора D_{\max} . Наиболее рациональным значением этого диаметра является его наименьшая величина, исключая, однако, срезание профиля зубьев у их вершин при переходе плунжеров с одной стороны профиля зуба на другую. Было установлено, что этому требованию удовлетворяет равенство

$$\pi D_{\min} = 2D_{\text{ш}} n,$$

где n – количество плунжеров.

Отсюда следует, что $D_{\min} = 2D_{\text{ш}} n / \pi = 0,6366D_{\text{ш}} n$.

С другой стороны (см. рис. 1), $D_{\min} = 2(R_3 + D_{\text{ш}}/4 + D_{\text{ш}}/2)$.

Из этого соотношения получим $D_3 = D_{\min} - 1,5 D_{\text{ш}}$.

Из полученных зависимостей найдем $D_3 = 0,6366D_{\text{ш}} (n-2,3563)$.

Это – усредненное значение D_3 при различных сочетаниях величин n и $D_{\text{ш}}$. Ниже будут приведены соотношения для конкретных сочетаний этих величин.

Из рис. 1 следует, что на основе значений D_3 и $D_{\text{ш}}$ можно определить величины всех других геометрических параметров шарикового зацепления.

$$D_{\min} = D_3 + 1,5 D_{\text{ш}}, \quad D_{\max} = D_3 + 2,5 D_{\text{ш}}, \quad e = D_{\text{ш}}/4, \quad D_{\text{cp}} = D_3 + 2 D_{\text{ш}},$$

где D_{cp} – средний диаметр профиля центрального колеса.

Диаметры сепаратора также могут быть определены через диаметр эксцентрика: $D_{\max} = D_3 + 1,5 D_{\text{ш}}$, $D_{\min} = D_3 + 0,5 D_{\text{ш}}$.

На основе выполненного моделирования шариковых зацеплений и аппроксимации его результатов была установлена зависимость радиусов впадин между зубьями центрального колеса от диаметра плунжеров $D_{\text{ш}}$ (при любом их количестве) в виде $R = 0,9724D_{\text{ш}} + 0,1759$.

Достоверность аппроксимации в этом случае составляет $R^2 = 0,9993$. Следовательно, с достаточно высокой точностью можно принимать

$$R = D_{\text{ш}}.$$

На основе аппроксимации представленных графиков, получены следующие соотношения для различных диаметров шаровых плунжеров и их количества 5–50:

- $D_{\text{ш}} = 5$ мм; $D_3 = 3,188D_{\text{ш}} - 7,4045$;
- $D_{\text{ш}} = 8$ мм; $D_3 = 5,0802D_{\text{ш}} - 11,714$;
- $D_{\text{ш}} = 10$ мм; $D_3 = 6,3725D_{\text{ш}} - 15,351$;
- $D_{\text{ш}} = 12$ мм; $D_3 = 7,6331D_{\text{ш}} - 17,846$;
- $D_{\text{ш}} = 15$ мм; $D_3 = 9,5661D_{\text{ш}} - 22,953$.

Значения D_3 для конкретных сочетаний величин n и $D_{\text{ш}}$ приведены ниже. Они получены также на основе компьютерного моделирования за-

цеплений и последующего построения графиков в среде Microsoft Excel (рис. 2).

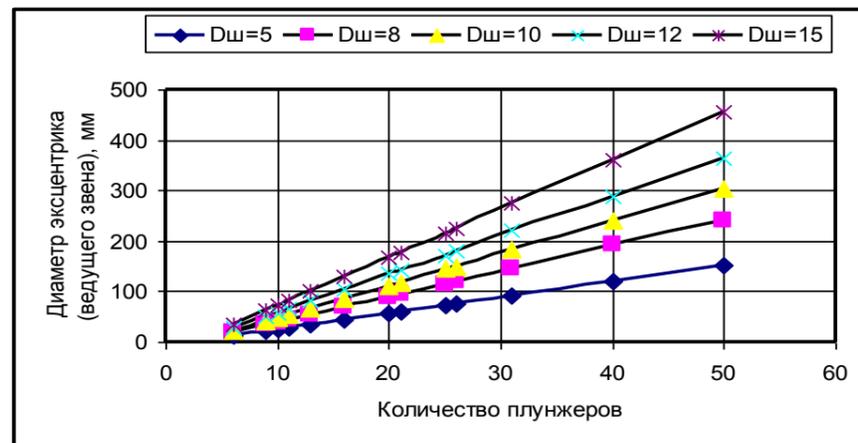


Рис. 2. Графики зависимости диаметра эксцентрика от количества плунжеров (передаточного отношения редуктора) и их диаметра

Зависимости (13–17) с высокой точностью характеризуют связь между $D_{\text{э}}$ и $D_{\text{ш}}$ при количестве плунжеров от 5 до 50. Для всех этих зависимостей аппроксимации $R^2 = 1$.

Зависимость угла профиля впадины 2β от количества плунжеров при значениях $D_{\text{ш}}$ от 5 до 15 представляется одной и той же кривой (рис. 3).

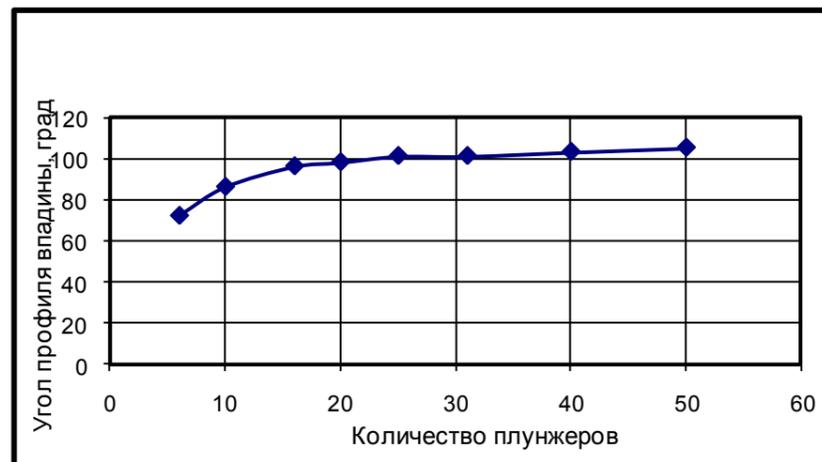


Рис. 3. Кривая зависимости угла профиля впадины между зубьями центрального колеса от количества плунжеров (передаточного отношения редуктора)

Эту кривую в зависимости от n с высокой точностью (достоверность аппроксимации $R^2 = 0,9878$) можно представить полиномом

$$2\beta = 0,0014 n^3 - 0,1403 n^2 + 4,7324 n + 49,636.$$

верхностям винта или пружины сопровождается геометрическим скольжением (трением), которое вызвано неодинаковым изменением скорости по длине контакта указанных тел и рабочих винтовых поверхностей. Установлено [9], что в зацеплениях винтовой пальцевой передачи потеря передаваемой механической энергии происходит в основном из-за геометрического трения и может достигнуть 5 %, а в зацеплениях пружинно-пальцевой передачи она незначительная (не более 1 %).

С целью исключения потерь энергии на геометрическое трение в зацеплениях винтовой пальцевой передачи целесообразно использовать тела качения с конической рабочей поверхностью, при этом сечение витка винта осевой плоскостью должно иметь контур трапеции с углом профиля α . Условием отсутствия геометрического трения в зацеплении является расположение вершины конуса рабочей поверхности тела качения на оси вращения винта, которое приводит к равенству скоростей точек их касания на контактной линии KK (см. рис. 1–3). На рис. 1 приведены проекции на осевую плоскость червяка смежных витков этого червяка 1 и конического пальца 2, контактирующего по линии KK с рабочей поверхностью витка червяка. На рис. 2 представлен разрез червяка 1 и пальца 2 плоскостью А-А (рис.1), нормальной к направлению витка червяка. На рис. 3 показан разрез червяка 1 и пальца 2 плоскостью Б-Б (рис. 2).

Из рассмотрения данных иллюстраций следует, что для точки Π , принадлежащей делительной окружности червяка и средней окружности конической рабочей поверхности пальца $V_1 = V_2$. При этом

$$V_1 = R_1 \cdot \omega_1 / \cos \gamma; \quad (1)$$

$$V_2 = R_2 \cdot \omega_2, \quad (2)$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости соответственно червяка и пальца; γ – угол подъема винтовой линии червяка на делительном цилиндре

$$\gamma = \arctg(p/(\pi \cdot d_1)).$$

Приравняв правые части равенств (1) и (2), получим $R_1 \cdot \omega_1 / \cos \gamma = R_2 \cdot \omega_2$, откуда следует, что передаточное отношение равно:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = R_2 \cdot \cos \gamma / R_1. \quad (3)$$

Можно показать (см. рис. 3), что $R_2 = R_1 \cdot \tg \alpha$. Следовательно, соотношение (3) принимает вид

$$i = \tg \alpha \cdot \cos \gamma. \quad (4)$$

За один оборот червяка точка Π , принадлежащая червяку, пройдет путь, равный длине одного витка винтовой линии на делительном цилиндре, то есть $S_1 = \pi \cdot d_1 / \cos \gamma$.

Эта же точка Π , принадлежащая пальцу, за один оборот этого пальца пройдет путь, равный периметру средней окружности пальца диаметром d_2 , то есть $S_2 = \pi \cdot d_2$.

УДК 621.833.389
УЛУЧШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ ЧЕРВЯЧНЫХ
ПЕРЕДАЧ КАЧЕНИЯ

М. Ф. ПАШКЕВИЧ, С. Н. РОГАЧЕВСКИЙ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилёв, Беларусь

Из-за значительного диапазона передаточных чисел (8...80), высокой кинематической точности, бесшумности, компактности, компоновочных и монтажных преимуществ в машиностроении широко применяются червячные передачи (с малой металлоемкостью) [1, 2]. Однако эти достоинства проявляются в полной мере лишь при соблюдении требуемой точности зацепления, определяемой не только высоким качеством деталей червячной передачи, но и величинами погрешностей их взаимного расположения, которые регламентированы более жестко, чем для цилиндрических и конических зубчатых передач [3, 4]. Основным недостатком червячных передач является низкий КПД, обусловленный геометрией и кинематикой зацепления, из-за невозможности обеспечения гарантированного жидкостного трения в контакте витков червяка с зубьями колеса. Причинами этого недостатка являются скольжение рабочей поверхности червяка по зубьям колеса и неблагоприятное направление линий контакта относительно вектора скорости скольжения [1, 2]. При скольжении появляется дополнительное сопротивление, вызванное трением, и, как следствие этого, происходит повышенный износ рабочих поверхностей звеньев передачи. Касательные усилия на этих поверхностях оказывают непосредственное влияние на прочность поверхностных слоёв витков червяка и зубьев червячного колеса [5]. Для преодоления трения (компенсации энергетических потерь) необходимо повышать исходную передаваемую мощность, и, в связи с этим, приходится упрочнять и утяжелять червячные передачи.

С целью устранения недостатков традиционных червячных передач в Белорусско-Российском университете разработаны и исследуются червячные передачи качения [6–11]. К ним относятся пружинно-пальцевые и винтовые пальцевые передачи [6, 7], в которых отсутствует причина, вызывающая значительные потери, так как в зацеплениях скольжение заменено качением, что приводит к повышению КПД до 96 %.

Червячные передачи качения, независимо от конструктивного исполнения, обладают общим признаком: наличием промежуточных тел (пальцев или наружных колец подшипников качения), сопряженных с червяком (пружиной или винтом) и имеющих возможность свободного перекатывания. Перекатывание цилиндрических промежуточных тел по рабочим по-

Таким образом, созданная и построенная в среде AutoCAD компьютерная модель радиально-плунжерного зацепления, позволила выполнить аппроксимацию периодического профиля центрального колеса простейшими линиями и получить для широкого диапазона передаточных отношений и размеров зацепления математические зависимости для оценки величин параметров аппроксимации. Эти зависимости представляют собой новую методику геометрического расчета радиально-плунжерных редукторов и могут быть положены в основу расчетов для определения геометрических параметров профилирования формообразующих инструментов. Более того, эти зависимости обеспечивают минимальные размеры и минимальную материалоемкость радиально-плунжерных редукторов.

На основе анализа компьютерных моделей установлено, что при определенных сочетаниях диаметров эксцентрика $D_э$, шарового плунжера $D_ш$, а также количества зубьев z_2 центрального колеса имеет место подрезание его периодического профиля в процессе формообразования. Исключить это подрезание и, следовательно, повысить нагрузочную способность и технический уровень редуктора можно в том случае, если при любых значениях $D_ш$ и z_2 величину диаметра эксцентрика выбирать в соответствии с соотношением $D_э = 0,6366D_ш (n-2,3563)$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пашкевич, М. Ф. Торцовые шариковые редукторы и их кинематика / М. Ф. Пашкевич // Вестник машиностроения. – 1985. – № 7. – С. 23–26.
2. Пашкевич, М. Ф. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск: БелНИИТИ, 1992. – 248 с.

В. М. ПАШКЕВИЧ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

В отличие от методик, в которых боковой зазор определяется в статическом режиме при остановленной передаче, его оценка в автоматизированной системе может быть осуществлена методом люфтования на ходу передачи и под нагрузкой. Данное обстоятельство позволяет как повысить достоверность исследований за счет приближения условий измерений к эксплуатационным условиям, так и получить статистические характеристики бокового зазора за счет его многократных измерений на различных участках зацепления.

Методика оценки бокового зазора в автоматизированной системе заключается в следующем. На ходу передачи его выходному звену придается кратковременный дополнительный поворот в направлении вращения. Такое воздействие может производиться как с использованием электрических машин или несложных механических устройств в виде рычагов с храповым механизмом или опрокидывающимися грузами, так и вручную. Данное воздействие приводит к тому, что контакт в зацеплении разрывается и ведомое звено поворачивается в направлении своего вращения до тех пор, пока не появится контакт с ведущим звеном по поверхности зуба, противоположной стороне зацепления. В силу наличия эксплуатационной нагрузки и (или) самоторможения передачи, поворот ведомого звена останавливается в этой точке, а дополнительное воздействие прекращается. В этой связи, с продолжением вращения ведущего звена, боковой зазор в передаче снова выбирается и она начинает работать в обычном режиме, с контактом по стороне зацепления. Для получения усредненного значения бокового зазора такое воздействие может повторяться несколько раз.

Данное обстоятельство приводит к тому, что на графике кинематической погрешности возникает один или несколько кратковременных выбросов (рис. 1).

Для измерения и управления величиной бокового зазора конических передач на основе метода люфтования, на кафедре «Технология машиностроения» Белорусско-Российского университета создан программно-аппаратный комплекс *LUFTOMETER*. Комплекс содержит преобразователь угловых перемещений (энкодер BE-178), устройство согласования с персональным компьютером и управляющую программу.

После подачи на ведомый вал передачи дополнительного поворота на величину, соответствующую свободному ходу передачи и записи соответствующего сигнала преобразователя, управляющая программа рассчитывает функцию кинематической погрешности (рис.1).

проксимируются для получения зависимости $\varphi_d(t)$. Аппроксимация необходима для сопоставления данных за равные промежутки времени. В этом случае кинематическая погрешность определится из выражения:

$$F(t) = \varphi_v(t) - \varphi_d(t) / U_p \quad (2)$$

В данном методе осталось допущение относительно постоянства передаточного отношения.

Третий метод основан только на данных, полученных с выходного вала. Первоначально берется предположение, что за n полных оборотов выходного вала последний вернется точно в исходное положение. Исходя из этого, номинальный угол поворота вала будет постоянным и определится

как $\varphi_H = \frac{\sum_{i=1}^N \varphi_i}{N}$. Таким образом, кинематическая погрешность будет равна

$$F(t) = \varphi_H - \varphi_i(t) \quad (3)$$

Недостатком описанного способа является то, что точность определения номинального угла поворота зависит от количества полных оборотов выходного вала (n).

Описанные методы позволяют получить сходные по форме, но разные по числовым значениям результаты. Применяемая ранее методика оценки передач согласно ГОСТ 1643-81 [2] не дает метода определения номинального угла поворота, что приводит к различной интерпретации данных и невозможности сравнения показателей редукторов, испытания которых проводились на различных стендах с применением различных методик оценки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Создание специализированного стенда для комплексного исследования технических характеристик мотор-редукторов / П. Н. Громыко, Д. С. Галюжин, Л. Г. Доконов, И. В. Трусков // Горная механика. – 2008. – № 4. – С. 75–80.
2. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 68 с.

В. М. ПАШКЕВИЧ, Д. С. ГАЛЮЖИН, Е. И. ШИШКОВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

К настоящему времени, не существует какого-либо нормативного документа, который бы мог дать четкое представление о методе оценки кинематической погрешности передач различных типов при различных режимах нагружения. Известно, что кинематическая погрешность, в общем виде, определяется как разность между номинальным и действительным углами поворота. Однако определение этих углов и вызывает определенные трудности в связи с необходимостью съема данных с высокой дискретностью и последующей их обработкой. Для сравнительного анализа были рассмотрены три метода оценки качества передач по параметру кинематической погрешности. Все эксперименты проводились на специализированном стенде кафедры «Теоретическая механика» Белорусско-Российского университета [1].

Первый метод заключается в одновременном съеме данных с датчиков угла поворота на двигателе φ_d и на выходном валу (на валу электротормоза) φ_v . Съем данных производится при установившемся режиме, при постоянной нагрузке на выходном валу. В результате на выходном валу имеем зависимость $t(\varphi_v)$. Используя современные методы обработки данных посредством аппроксимации кубическими сплайнами, получаем требуемую зависимость $\varphi_v(t)$ – это есть искомое значение действительного угла поворота. Значения датчика на входном валу преобразуем в среднее значение угла поворота за время эксперимента $\varphi_{d,ср}$. Зная передаточное отношение редуктора U_p , получаем некое постоянное значение номинального угла поворота $\varphi_n = \text{const}$. Таким образом, зависимость кинематической погрешности от времени определится как:

$$F(t) = \varphi_v(t) - \varphi_n = \varphi_v(t) - \varphi_{v,ср} / U_p. \quad (1)$$

Рассмотренный метод имеет два допущения. Во-первых, передаточное отношение редуктора принято постоянным, во-вторых, номинальный угол поворота на входном валу взят постоянным по времени, т.е. пренебрегаем наличием скольжения у электродвигателя.

Второй метод является некоторым усовершенствованием первого. Для наличия скольжения в двигателе данные, полученные на входном валу, ап-

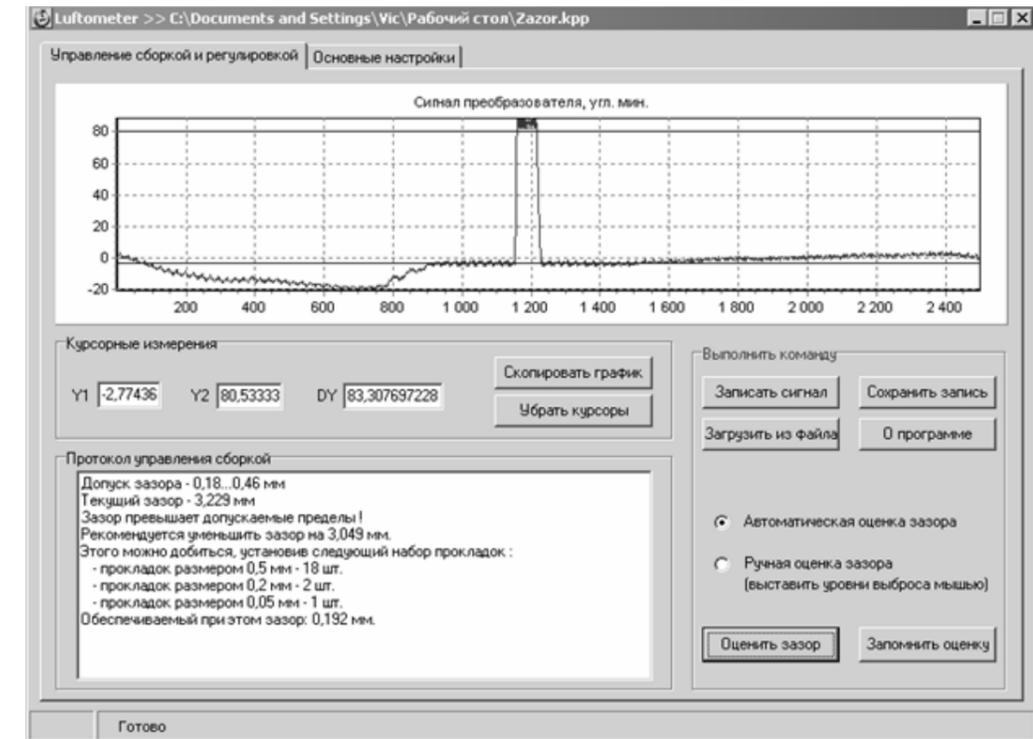


Рис. 1. Рабочая панель комплекса LUFTOMETER

Далее в автоматическом или ручном режиме (с выделением уровней выбросов мышью), выделяются уровни выброса, соответствующие процессу выборки бокового зазора, - верхний уровень A_{max} и нижний A_{min} .

Нахождение величин A_{min} и A_{max} в автоматическом режиме базируется на использовании статистических оценок кинематической погрешности. Так, например, учитывая, что кинематическая погрешность передачи представляет собой случайную функцию, а также условие, что длительность выброса невелика, положению A_{min} соответствует математическое ожидание кинематической погрешности F_i :

$$A_{min} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_i,$$

то есть средняя величина (математическое ожидание) функции.

В свою очередь, положение A_{max} может быть определено координатами точек, которые принадлежат выбросу, а не основной серии наблюдений. Очевидно, что положение этих точек характеризуется условием

$$\begin{aligned} |F_i - A_{min}| &> \frac{\omega}{2}; \\ \omega &= t_{p,n} \cdot S; \end{aligned} \quad (1)$$

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (F_i - A_{\min})^2}{n-1}},$$

где ω – ширина поля рассеивания кинематической погрешности; S – среднеквадратическое отклонение кинематической погрешности; $t_{p,n}$ – квантиль распределения Стьюдента, зависящий от принятой доверительной вероятности p и числа отсчетов (измерений) кинематической погрешности n .

По координатам n_1 измерений, принадлежащих выбросу (т.е. удовлетворяющих условию (1)), может быть определена величина уровня A_{\max} :

$$A_{\max} = \frac{1}{n_1} \sum_{i=1}^{n_1} F_i.$$

Соответствующий разности между верхним A_{\max} и нижним A_{\min} уровнями выбросов размах $\Delta\varphi$ пересчитывается в линейный боковой зазор передачи по формуле

$$j = \frac{\Delta\varphi}{360 \cdot 60} \pi m_n z_2 \cos \alpha,$$

где α – угол профиля исходного контура; m_n – модуль в нормальном сечении; z_2 – число зубьев ведомого колеса.

Затем рассчитывается необходимое осевое перемещение dx , которое требуется обеспечить за счет подбора необходимого числа компенсирующих элементов (прокладок) стандартного размера. При этом величина компенсируемого бокового зазора dx_2 пересчитывается в величину dx_1 перемещения основных конусов шестерен, а затем – в величину dx , равную толщине набора прокладок (рис. 2).

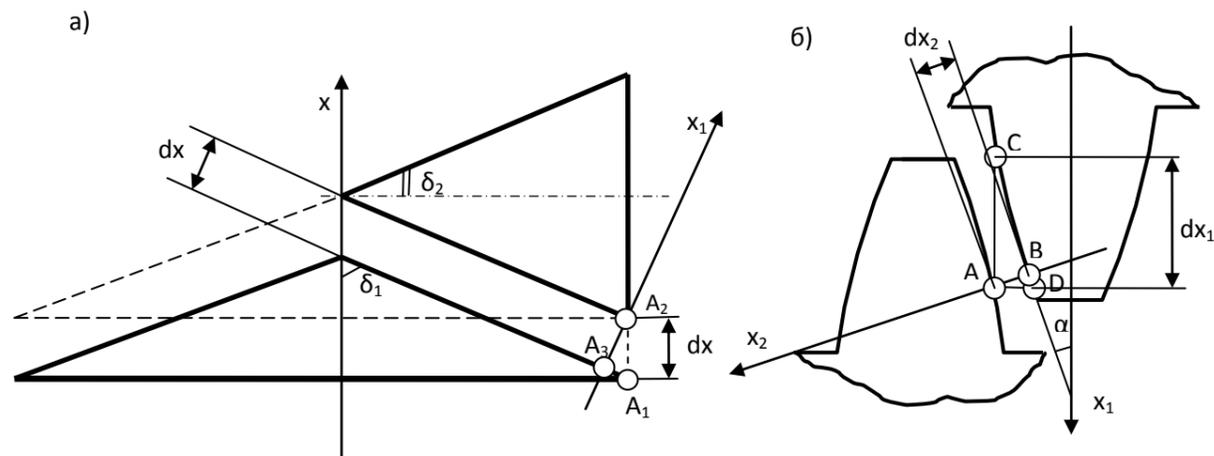


Рис. 2. Схемы преобразования координат для расчета бокового зазора конической передачи: а – для расчета сближения основных конусов; б – для расчета сближения зубьев в нормальном сечении

При этом используются зависимости:

$$dx_2 = j - j_{\min};$$

$$dx_1 = \frac{dx_2}{\sin \alpha};$$

$$dx = \frac{dx_1}{\sin \delta_2},$$

где j_{\min} – гарантируемый боковой зазор; δ_2 – угол основного конуса.

Полученная величина в автоматическом режиме пересчитывается в оптимальный набор регулирующих элементов (прокладок стандартных размеров) и выдает оператору инструкцию о количестве прокладок стандартного размера в оптимальном наборе.

Описанный статистический анализ кинематической погрешности позволяет находить величину бокового зазора передачи и для серии выбросов, вне зависимости от их количества. При этом такая оценка представляет собой оценку бокового зазора, усредненную по измерениям на различных участках зацепления.