

ISSN 2079-0791



ВІСНИК

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"**

31'2014

Харків

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут"

ВІСНИК

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"**

Серія: "Проблеми механічного приводу"

№ 31 (1074)'2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ "ХПІ", 2014

Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – 219с.

Державне видання. Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України КВ №5256 від 2 липня 2001 року.

Збірник виходить українською та російською мовами.

Вісник Національного технічного університету "ХПІ" внесено до "Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук", затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010р., №1-05/4 (Бюлетень ВАК України, №6, 2010р., с.3, №20).

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень і розробок в галузі зубчастих передач та редукторобудування, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій і підприємств. Статті містять матеріали доповідей 45-ї міжнародної науково-технічної конференції "Проблеми якості і довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей та вузлів" ЗП-2014.

Координаційна рада: Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (голова); К.О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (секретар); А.П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є.І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є.С. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.; Ф.Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М.Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; А.І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В.Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.; В.Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І.Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.; В.В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю.І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.; П.О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В.Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.; С.І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В.М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.; В.І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Г.В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О.К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В.І. НИКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П.Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.; В.А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М.І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В.Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г.М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.; Ю.В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.; М.А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії: В.С. Гапонов, д-р техн. наук, проф. (відповідальний редактор); М.А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф. (відповідальний редактор); О.В. УСТИНЕНКО, канд. техн. наук, доц. (заступник відповідального редактора); М.В. МАТЮШЕНКО, канд. техн. наук, доц. (відповідальний секретар); Г.І. ЛЬВОВ, д-р техн. наук, проф.; М.Е. ТЕРНЮК, д-р техн. наук, проф.; В.П. Шишов, д-р техн. наук, проф.; В.Г. ХРОМОВ, д-р техн. наук, проф.; С.С. ГУТИРЯ, д-р техн. наук, проф.; Б.І. КІНДРАЦЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В.М. СТРЕЛЬНИКОВ, д-р техн. наук; Д.Т. БАБІЧЕВ, д-р техн. наук, проф.; В.В. ШЕЛОФАСТ, д-р техн. наук, проф.; В.Є. СТАРЖИНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; Х.С. САМІДОВ, д-р техн. наук, проф.; М. БОШАНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В.М. ВЛАСЕНКО, канд. техн. наук, с.н.с.

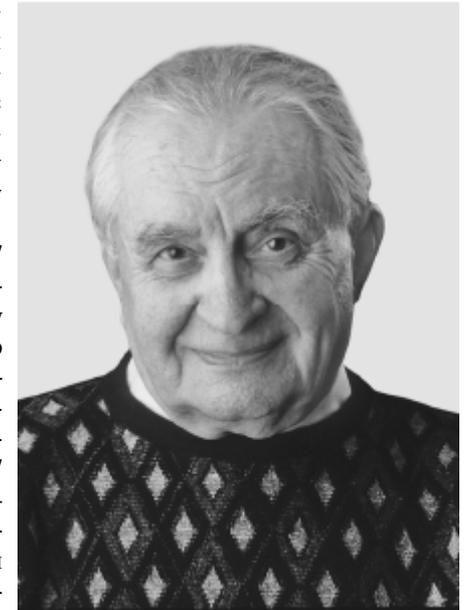
У квітні 2013р. Вісник Національного технічного університету "ХПІ", серія "Проблеми механічного приводу", включений у довідник періодичних видань бази даних *Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)*.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ".

Протокол №5 від 30 травня 2014 р.

© Національний технічний університет "ХПІ", 2014

21 января 2014 года исполнилось 100 лет со дня рождения известнейшему советскому и американскому ученому, патриарху с мировым именем в области теории передач зацеплением, доктору технических наук, профессору *Файдору Львовичу Литвину*.



Файдор Львович закончил в 1937 году Ленинградский политехнический институт (ЛПИ). В 1944 году защитил кандидатскую диссертацию в Томском политехническом институте. В 1954 году в ЛПИ защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук. С 1947 по 1964 годы работал в ЛПИ, а в 1964 году перешел в Ленинградский институт точной механики и оптики (ЛИТМО) где возглавил кафедру теории механизмов и деталей машин, которую реорганизовал в кафедру теории механизмов и деталей приборов (ТМ и ДП). В 1979 году переехал жить в США, где, несмотря на пенсионный возраст, продолжал работать профессором Иллинойского университета (Чикаго), а также в течение 30 лет руководил созданным им Центром исследования зубчатых передач.

Профессор Ф.Л. Литвин – автор множества статей, монографий, научный руководитель целой плеяды успешно защитившихся кандидатов и докторов технических наук. Из-за ограниченного объема публикации упомянем только о его знаменитой книге "Теория зубчатых зацеплений", второе издание которой (1968г.) и по сей день является "бестселлером" среди исследователей в области теории и практики зубчатых передач.

Искренне желаем Файдору Львовичу здоровья и выражаем уверенность, что и второе столетие свой жизни он проведен также насыщенно и творчески, вызывая восхищение у друзей и коллег.

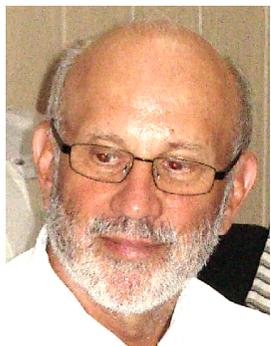
*Редакционная коллегия серии
"Проблемы механического привода"
Вестника НТУ "ХПІ"*

*Программно-организационный комитет
международной научно-технической
конференции ЗП-2014*

ПОЗДРАВЛЕНИЯ ЮБИЛЯРОВ



17 декабря 2013 года исполнилось 80 лет со дня рождения доктору технических наук, профессору, члену Международной Федерации по теории механизмов и машин IFToMM, члену оргкомитета международной научно-технической конференции "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов", члену редакционной коллегии серии "Проблемы механического привода" Вестника НТУ "ХПИ" *Виктору Евгеньевичу Старжинскому.*



31 декабря 2013 года исполнилось 60 лет со дня рождения доктору философии, профессору Института транспортной техники и конструирования Словацкого технического университета, члену оргкомитета международной научно-технической конференции "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов", члену редакционной коллегии серии "Проблемы механического привода" Вестника НТУ "ХПИ" *Мирославу Бошански.*

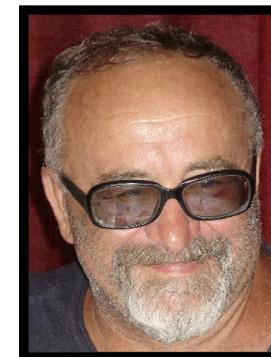


14 июля 2014 года исполнилось 50 лет со дня рождения кандидату технических наук, доценту, заместителю председателя оргкомитета международной научно-технической конференции "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов", заместителю ответственного редактора серии "Проблемы механического привода" Вестника НТУ "ХПИ" *Александрю Витальевичу Устиненко.*

Редакционная коллегия серии "Проблемы механического привода" Вестника НТУ "ХПИ" и оргкомитет международной научно-технической конференции "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов" желает юбилярам доброго здоровья, счастья и благополучия, успехов во всех начинаниях и надеется на дальнейшее плодотворное научное сотрудничество.

ПАМЯТИ КОЛЛЕГ И ЕДИНОМЫШЛЕННИКОВ

1 сентября 2013 года ушел из жизни наш коллега и друг, многолетний активный участник международной научно-технической конференции "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов", постоянный автор статей в Вестнике НТУ "ХПИ", профессор, кандидат технических наук *Александр Григорьевич Приймаков*, известнейший украинский специалист в области исследования и проектирования волновых передач и износоусталости.



18 ноября 2013 года ушел из жизни доктор технических наук, профессор Восточноевропейского Национального университета им. В. Даля, член оргкомитета международной научно-технической конференции "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов", член редакционной коллегии серии "Проблемы механического привода" Вестника НТУ "ХПИ" *Валентин Павлович Шишов*, известнейший в Украине и мире специалист в области теории и практики передач зацеплением.



19 ноября 2013 года ушел из жизни доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой деталей машин и прикладной механики Национального технического университета "Харьковский политехнический институт", заместитель председателя оргкомитета международной научно-технической конференции "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов", ответственный редактор серии "Проблемы механического привода" Вестника НТУ "ХПИ" *Владимир Степанович Гапонов.*



Память о них навсегда останется в сердцах друзей, коллег и единомышленников.

А.А. МУХОВАТЫЙ, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Луганск;

О.А. РЕВЯКИНА, к.т.н., доцент каф. технологий производства и профессионального образования ЛНУ им. Т.Г. Шевченко, Луганск;

П.Н. ТКАЧ, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля

ПАМЯТИ ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, ПРОФЕССОРА ШИШОВА ВАЛЕНТИНА ПАВЛОВИЧА

В статье рассказывается о творческом пути известного ученого-теоретика, посвятившего себя созданию новых видов передач зацеплением, доктора технических наук, профессора Шишова Валентина Павловича. Подробно освещены его основные достижения в области теории и практики исследования передач зацеплением.

Ключевые слова: зубчатая передача, зацепление Новикова, синтез.



Доктор технических наук, профессор Шишов В.П.

18 ноября 2013 года не стало известного ученого-"зубчатника" – доктора технических наук, профессора Валентина Павловича Шишова.

Он родился 19 августа 1934 года в Воронежской области. В 1952 году окончил среднюю школу и в этом же году поступил в Воронежский государственный

университет на физико-математический факультет, отделение механики. После окончания учебы в университете в 1957 году направлен на Луганский машиностроительный завод им. Пархоменко, где был принят на работу в специальное конструкторское бюро на должность инженера-конструктора в отдел отсадочных машин.

Начиная с 1958 года, Валентин Павлович активно участвует в разработке и внедрении цилиндрических передач Новикова в цилиндрические двух и трехступенчатые редукторы, выпускаемые Луганским машиностроительным заводом им. Пархоменко. В 1959 году он назначен ведущим инженером-конструктором по редукторостроению на заводе им. Пархоменко, а в 1961 году – на должность главного конструктора проектов, руководителя сектора технических расчетов и редукторов. Под его руководством в институте Гипромашуглеобогащение проводятся исследования по расчету, конструированию, технологии изготовления, лабораторным и промышленным испытаниям цилиндрических зубчатых передач.

В период с 1958 года по 1970 год были проведены работы по расчету и конструированию шести типов трехступенчатых цилиндрических редукторов с передачами Новикова с одной и двумя линиями зацепления. При этом были разработаны режущий инструмент, методика контроля зубчатых колес, разработаны и изготовлены различные по конструкции стенды с замкнутым силовым потоком для испытаний редукторов.

В течение 1965-1970 года были проведены сравнительные испытания редукторов с зацеплением Новикова и эвольвентным зацеплением. По результатам этих испытаний межведомственной комиссией было принято решение о серийном производстве на заводе им. Пархоменко цилиндрических редукторов с зацеплением Новикова (десять типоразмеров).

В 1962 году Валентин Павлович поступил в заочную аспирантуру кафедры "Детали машин и ПТМ" Ворошиловградского машиностроительного института по специальности "Машиноведение и детали машин", став первым аспирантом и учеником доктора технических наук, профессора Виталия Николаевича Севрюка.

Выпускник аспирантуры Харьковского политехнического института, В.Н. Севрюк (вначале к.т.н., доцент, затем д.т.н., проф., зав. кафедрой "Детали машин", проректор Луганского машиностроительного института) основал научное направление исследований "Повышение надежности, долговечности и нагрузочной способности зубчатых передач". В качестве объекта исследований по данному направлению были выбраны новые в то время передачи с зацеплением Новикова. Труды руководителя и учеников новой научной школы сыграли немаловажную роль в том, что разработанная М.Л. Новиковым принципиально новая система зубчатого зацепления получила дальнейшее развитие и начала активно внедряться в отечественное редукторостроение. Работа школы не только углубила и расширила теоретические основы зацепления Новикова, но и способствовала интенсивным экспериментальным исследованиям передач нового типа, как на лабораторном уровне, так и в производственных условиях.

Во многом такие результаты были достигнуты благодаря тесному сотрудничеству с учеными и производственниками в таких ведущих организациях, как МВТУ им. Н.Э. Баумана и ВВИА им. Н.Е. Жуковского в Москве, ВНИИ Редуктор в Киеве, Харьковский политехнический институт, проектный институт Гипромашуглеобогащение и завод угольного машиностроения им. Н.Я. Пархоменко в Луганске. С последним были связаны особенно активные работы по испытанию и промышленному внедрению редукторов с новыми модификациями зацепления Новикова в горнообогатительном оборудовании. В рамках этого сотрудничества была выполнена и кандидатская диссертация В.П. Шишова, в которой он исследовал

влияние параметров на изломную прочность зубьев передач Новикова. В 1967 году в Харьковском политехническом институте эта работа была успешно защищена.

Следующий этап развития научных исследований, проводимых В.П. Шишовым, связан с кафедрой "Детали машин" Луганского машиностроительного института, заведующим которой он был избран в 1974 году. Он продолжил традиции В.Н. Севрюка и развил заложенное им научное направление по исследованию зубчатых передач с зацеплением Новикова. Кроме этих исследований, ставших для школы традиционными, под руководством В.П. Шишова было создано новое научное направление, связанное с синтезом передач зацеплением по заданным критериям работоспособности.

В этом направлении в те годы работают его аспиранты, исследуя цилиндрические, конические, гиперболоидные, червячные, глобоидные, спироидные передачи, зубчатые передачи с переменным передаточным отношением. Например, глубокие исследования цилиндрических червячных передач под руководством В.П. Шишова были проведены аспирантом В.И. Подройко. Впервые был разработан метод синтеза цилиндрических червячных передач по заданным и экстремальным значениям геометро-кинематических показателей; для определения рациональной геометрии зацепления проведен анализ условий контакта рабочих поверхностей червячных передач, синтезированных по минимальной приведенной кривизне, и в результате определены параметры, обеспечивающие в рабочем зацеплении наилучшие расположения и форму линий контакта и повышенные критерии несущей способности; разработаны червячные передачи с ZT-червяком выпуклого профиля витков с геометрией, обеспечивающей отсутствие линий контакта с нулевым углом между ними и вектором относительной скорости; получены обобщенные условия для синтеза червячных передач без повторного контакта; разработаны способы локализации контакта рабочих поверхностей, а также изготовлены опытные передачи с новой геометрией и произведена оценка их несущей способности в лабораторных и промышленных условиях, чем подтверждена высокая нагрузочная способность разработанных червячных передач.

Исследования зубчатых передач Новикова продолжил В.М. Грибанов, став впоследствии основателем нового научного направления. Впервые в Советском Союзе им была выполнена работа по исследованию норм точности и допусков этих передач. При этом построена математическая модель цилиндрических зубчатых передач с учетом погрешностей их изготовления и монтажа, а также с учетом погрешностей изготовления режущего инструмента, разработана методика определения положения точек контакта рабочих поверхностей зубьев в зависимости от величин погрешностей, даны рекомендации по выбору величин допусков на изготовление передач, разработаны нормы точности передач, изготовленных инструментом, спрофилированным в соответствии с геометрией различных исходных контуров. При этом рассмотрены зубчатые передачи Новикова с одной и двумя линиями зацепления. По данной тематике В.М. Грибановым в МВТУ им. Баумана (г. Москва) в 1979 году защищена кандидатская диссертация. Исследования в этом направлении были продолжены, и в 1989 году В.М. Грибановым в МВТУ им. Баумана защищена докторская диссертация.

Границы между названными научными направлениями и темами иногда имели весьма условный характер. Примером может служить работа по синтезу высоконагруженных зубчатых передач Новикова с почти линейным контактом и разработка технологического процесса их изготовления. Работа выполнялась М.О. Морневой под руководством проф. В.П. Шишова и проф. В.И. Дорошко. При выполнении работы разработаны практические методы синтеза, математи-

ческая модель и алгоритм синтеза передач Новикова с почти линейным контактом зубьев, синтезирован исходный контур режущего инструмента, разработана технология штамповки таких зубчатых колес с достаточной прочностью.

Все исследования проводились как по госбюджетной, так и по хоздоговорной тематике. Хоздоговорные работы проводились с заводом им. Пархоменко, объединением "Луганскуглеобогатение", проектно-конструкторским институтом "Гипромашуглеобогатение", "Луганскгеология". Исследовались и внедрялись зубчатые передачи приводов вагоноопрокидывателей, толкателей вагонов, малогабаритная зубчатая трансмиссия забойного редуктора двойных бурильных колонн. В этих работах приняли активное участие все сотрудники кафедры "Детали машин".

С 1985 по 1990 гг. Валентин Павлович работал в должности профессора кафедры "Детали машин". С 1990 года по 1996 гг. проф. В.П. Шишов – снова заведующий кафедрой "Детали машин", а с 1996 по 2001 гг. – заведующий кафедрой "Машиноведение".

К 1994 году Валентин Павлович завершил работу по созданию метода синтеза передач зацеплением по заданным критериям их работоспособности, разработке теории передач зацеплением полученных на базе огибающей многопараметрического семейства поверхностей. Были созданы математические модели синтеза зацеплений гиперболоидных, червячных, глобоидных червячных передач, спироидных червячных передач, цилиндрических зубчатых передач по заданным геометро-кинематическим критериям несущей способности зацепляющейся пары. При этом получены дифференциальные уравнения для синтеза зацеплений, установлены границы изменения критериев при синтезе передач, синтезированы конкретные виды передач с повышенной нагрузочной способностью. Все эти исследования обобщены в докторской диссертации, которую Валентин Павлович защитил в Восточноукраинском государственном университете в 1995 году.

После защиты его диссертации методы синтеза рабочих поверхностей зацепляющихся зубьев по заданным критериям работоспособности получили дальнейшее развитие. Помимо синтезированных по постоянным или экстремальным показателям работоспособности исходных контуров исследуются передачи на базе исходных контуров, очерченных отрезками постоянной кривизны – дугами окружности. В работах, проведенных под руководством проф. В.П. Шишова с 1999 года, развита и углублена методика синтеза высоконагруженных цилиндрических передач с линейчатым контактом, образованных исходным контуром, очерченным отрезками дуг окружности.

Разработана обобщенная математическая модель таких зубчатых передач, определен главный критерий синтеза передач (приведенная кривизна рабочих поверхностей зубьев), синтезированы исходные контуры режущего инструмента для изготовления таких передач с высокими значениями критериев работоспособности, исследовано влияние смещения исходного контура.

Таким образом, были созданы теоретические основы создания цилиндрических конхoidalных зубчатых передач со смещением исходного контура. Определены его параметры, обеспечивающие контакт выпуклых зубьев зацепляющихся колес. При таком контакте одновременно с повышенными показателями работоспособности по полю зацепления имеет место меньшая чувствительность к погрешностям взаимного расположения зубьев.

Одновременно описанный подход был применен и для полуобкатных цилиндрических зубчатых передач, а также цевочных передач. В математических моделях таких передач учитывалось влияние на показатели работоспособности параметров профилирующей окружности и смещения исходного контура. Параллельно разрабатывалась и исследовалась новая разновидность

червячных передач с выпукло-вогнутыми витками червяков, шлифуемых шлифовальным кругом, профиль которого очерчен окружностью.

В последние годы стало развиваться новое направление для цилиндрических зубчатых передач – математическое описание связей между геометрией исходного контура инструмента для нарезания зубьев с критериями их работоспособности и разработка дифференциальных уравнений для синтеза геометрии зубьев передач по геометро-кинематическим и комплексным критериям работоспособности с применением зависимостей полиномов, которые позволяют упростить производство и понизить энергоёмкость данных передач.

Результаты научных исследований проф. В.П. Шишова обобщены в шести монографиях, более 250 научных работах и 40 авторских свидетельствах и патентах на изобретения. Среди его учеников – два доктора наук, профессора и 17 кандидатов технических наук, доцентов, работающих на различных кафедрах Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля.

К сожалению, из-за внезапной смерти Валентина Павловича еще десятки работ остались незавершенными. В последние годы он совместно с учениками активно исследовал цилиндрические передачи с линейчатым контактом, зубья которых образованы несимметричными исходными контурами (т.н. передачи смешанного зацепления); передачи с колесами, имеющими прямобоочные зубья; арочные передачи с точечным контактом рабочих поверхностей. Были в сфере его интересов и приближенные цилиндрические передачи с заданной функцией передаточного отношения, исследовались цилиндрико-гиперболоидные передачи с локализованным контактом зубьев.

Светлая память о Валентине Павловиче будет вечно жить в сердцах его коллег и учеников, считающих развитие основанных им научных направлений своей приоритетной задачей в науке.

Поступила (received) 05.02.2014

УДК 621.85

С.В. АНДРИЕНКО, аспирант каф. ИКГ ХНАДУ "ХАДИ", Харьков;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник
каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
Р.В. ПРОТАСОВ, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ СИНТЕЗА ПРОФИЛЯ ЗУБА ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье рассмотрено построение Бобилье, которое заключается в замене зубчатого механизма эквивалентным шарнирно-рычажным. На его основе предложен способ нахождения рабочего профиля зубьев звездочки цепной передачи. Преимущество этого способа заключается в возможности управлять качественными показателями цепного зацепления на этапе синтеза. Выполнено численное решение задачи синтеза решением дифференциального уравнения, которое описывает профиль зуба звездочки, методом Рунге-Кутты.

Ключевые слова: цепная передача, звездочка, зуб, износ.

Введение. Актуальность задачи. Одной из распространенных причин выхода из строя звездочек цепных передач, характерной для сельскохозяйственного и горного машиностроения и для ведущих колес гусеничной техники [1, 2] является интенсивный абразивный износ. В настоящее время рабочей профилей

зуба звездочки втулочно-роликовой цепи стандартизован по ГОСТ 591-69 [3]. По этому стандарту он описывается дугами окружностей, которые образуют выпуклый профиль на головке зуба и вогнутый во впадине, что не является оптимальным геометро-конструктивным решением с точки зрения износостойкости.

Поэтому разработка новых профилей зубьев звездочек цепных передач и ведущих колес, обеспечивающих уменьшение проскальзывания ролика (или цевки для гусеничного движителя) и, соответственно снижение интенсивности износа, является актуальной научно-практической задачей современного машиностроения.

Постановка задачи. Цепные втулочно-роликовые передачи (также как и цевочные) относятся к передачам зацеплением, особенностью которых является известная заранее форма контактирующей поверхности (круглая) элементов зацепления, принадлежащих одному из тел передачи. Для цевочной передачи это цевочное колесо, а для цепной – это цепь. Особенностью цепной передачи помимо фаз входа и выхода зуба из зацепления является наличие фазы выстоя. Для осуществления правильного зацепления в передаче должно выполняться не только основное уравнение зацепления [4], но и соблюдаться условие плавного пересопряжения зубьев.

Цель исследований – построение профиля боковой поверхности зуба звездочки цепной передачи, обладающей лучшими рабочими характеристиками по сравнению со стандартным, в частности, меньшим износом. Для решения поставленной задачи воспользуемся последними достижениями в области теории зацеплений, в частности, методом синтеза эволютного зацепления на основе построения Бобилье [5, 6].

Построение Бобилье для цепной передачи. Как известно [5, 6], построение Бобилье заключается в замене зубчатого зацепления эквивалентным четырехзвенным шарнирно-рычажным механизмом, исследование которого существенно упрощает задачу синтеза зубчатого зацепления. На рисунке 1 оно приведено в общем виде для двух зубчатых колес наружного зацепления. Центры радиусов кривизны контактирующих в точке P' поверхностей находятся в точках C_1 и C_2 ; P – полюс зацепления.

Касательная к рабочим поверхностям при контакте в полюсе, проведенная до пересечения с лучами из центров вращения O_1 и O_2 , дает положения мгновенного центра скоростей D шатуна C_1C_2 и определяет радиусы кривизны C_1C' и C_2C' контактирующих поверхностей. Для прямозубой передачи положение точки D может быть любым и в каждый момент времени иным. Один из важнейших параметров, позволяющий управлять геометрическими характеристиками синтезируемой передачи – коэффициент разновидности k , определяемый по зависимости

$$k = h \sin \alpha,$$

где h – расстояние между полюсом зацепления P и центром вращения шатуна D заменяющего механизма.

Заменим одно из зубчатых колес цевочным и придадим цевке движение, характерное ролику цепи, с учетом фазы выстоя и условия контакта ролика с дном впадины между зубьями в этой фазе.

В этом случае мы получаем построение, приведенное на рисунке 2. На нем показано текущее положение, соответствующее перемещению ролика по профилю зуба до момента начала фазы выстоя. Расстояние KC между точкой контакта K и центром кривизны боковой поверхности C состоит из суммы полюсного расстояния KP и отрезка CP ,

$$KC = KP + CP.$$

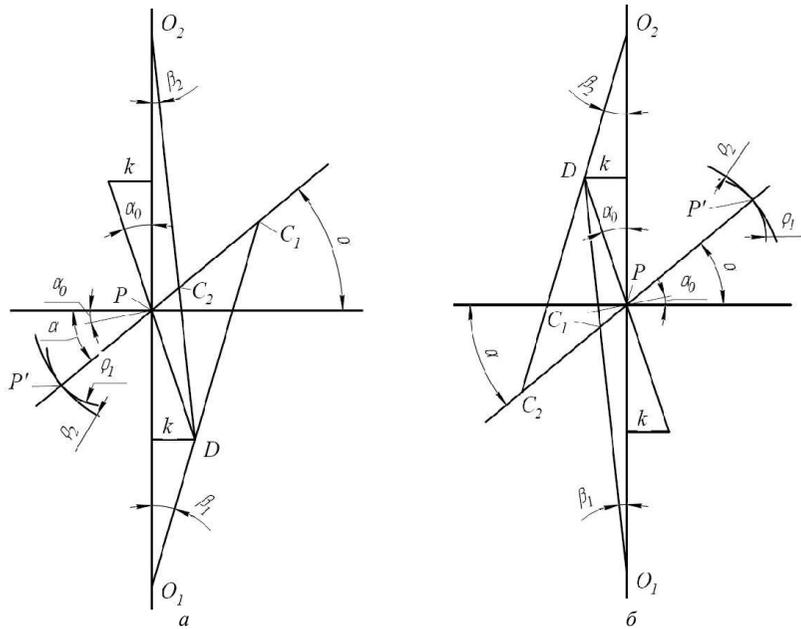


Рисунок 1 – Построение Бобилеве в общем виде:

a – дополнительное зацепление; *б* – полное зацепление;

$|OP_1|=r_1$; $|OP_2|=r_2$; $|KP|=l$; $\rho_1=l+|PC_1|$; $\rho_2=l+|PC_2|$;

P' – текущая точка контакта; *P* – полюс зацепления; *k* – коэффициент разновидности;

α – текущий угол зацепления; β_1, β_2 – углы смещения

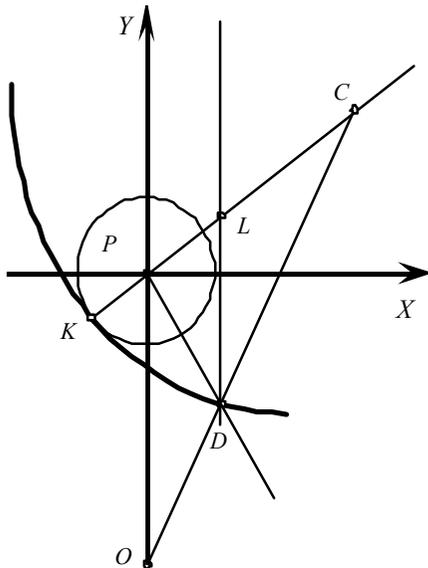


Рисунок 2 – Построение Бобилеве для зацепления зуба звездочки с роликом цепи

Эти величины определяются по зависимостям (подробнее см. [7]):

$$KC = \frac{(1+y'^2)^{3/2}}{y''}; \quad (1)$$

$$KP = \frac{x}{y} \sqrt{1+y'^2}; \quad (2)$$

$$CP = \frac{r \cdot \sin \beta}{\cos(\alpha + \beta)}, \quad (3)$$

где *x, y* – координаты текущей точки контакта профиля зуба и ролика; *r* – радиус делительной окружности звездочки, α – текущий угол зацепления, β – угол трения в полное зацепления:

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1+y'^2}}; \quad \sin \alpha = \frac{y'}{\sqrt{1+y'^2}};$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{k}{r-k/f}; \quad \sin \beta = \frac{k}{\sqrt{(r-k/f)^2+k^2}}.$$

Тогда для отрезка *CP* можно записать,

$$CP = \frac{rkf \sqrt{1+y'^2}}{(rf-k) \left[-y' \frac{k}{\sqrt{(r-k/f)+k^2}} \right]}, \quad (4)$$

где *f* – коэффициент трения скольжения в зацеплении.

После подстановки всех записанных выше выражений и элементарных преобразований получаем обыкновенное дифференциальное уравнение (ОДУ) 2-го порядка

$$\frac{1+y'^2}{y''} = \frac{x}{y'} + \frac{rkf}{(rf-k)(1-Ay')}, \quad (5)$$

где

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r-k/f)^2+k^2}}.$$

Для удобства решения с помощью программных средств запишем ОДУ (5) в форме Коши,

$$y'' = \frac{y' \cdot (1+y'^2) \cdot (rf-k) \cdot (1-Ay')}{x(rf-k)(1-Ay') + y'rkf}. \quad (6)$$

Решение дифференциального уравнения (6). В работах [5, 8] предложено приближенное решение уравнения (6) в виде полинома с помощью программного комплекса Vissim. В качестве начальных условий использовано прохождение кривой, описывающей профиль зуба звездочки, в начальный момент зацепления через полюс зацепления. Преимуществом такого метода решения является получение уравнения профиля зуба звездочки в явном виде, что позволяет достаточно просто профилировать зуборезный инструмент и находить радиус кривизны профиля зуба, необходимы для определения контактных напряжений по формуле Герца. Однако аппроксимация профиля полиномами высокой степени (чаще всего 7-й) часто приводит к погрешностям профиля и неустойчивости решения.

Поэтому представляется целесообразным применить альтернативное решение дифференциального уравнения (6) численными методами. В этом случае мы получаем набор координат точек профиля зуба, что не позволит применить аналитические методы для исследования геометрии и контактной прочности передачи. Однако в наше время все большее распространение получает исследование контактного взаимодействия деталей методом конечных элементов (МКЭ), опираясь на возможности современных САЕ-систем. Для этого необходимо лишь задать координатную сетку соответствующей плотности, зависящей от требуемой точности решения. Аналогично, для профилирования зуборезного инструмента на современных станках с ЧПУ требуются только координаты нарезаемого профиля.

Выполним численное нахождение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи методом Рунге-Кутты четвертого порядка [9], как наиболее распространенного в наше время при решении ОДУ в связи с достаточной точностью и относительной простотой. Решение будем выполнять в системе MathCAD [10] при помощи встроенной функции **Rkadapt**, основанной на методе Рунге-Кутты четвертого порядка с адаптивной подстройкой шага интегрирования по требуемой точности решения,

$Rkadapt(y, x_1, x_2, m, F)$,

яка повертає матрицю рішень методом Рунге-Кутта з перемінним кроком. Тут y – вектор початкових умов розмірності n (n – порядок ОДУ або кількість рівнянь в системі); x_1, x_2 – початок і кінець інтервала інтегрування, на якому шукається рішення; m – кількість точок (не враховуючи початку), в яких шукається рішення; F – вектор правих частин рівнянь.

Як приклад розглянемо синтез передачі, для якої в роботі [11] було отримано наближене рішення з допомогою програмного комплексу Vissim. Як базові параметри при синтезі профіля зуба зірочки були прийняті: кількість зубів $z=20$, коефіцієнт тертя ковзання $f=0,2$; коефіцієнт різновидності $k=-5$. Значення коефіцієнта різновидності k обрано з рекомендацій [7].

На рисунку 3 показані отримані в результаті такого рішення робочі профілі зубів.

Синтезований профіль зуба зірочки дозволяє мати в зацепленні випукло-вогнутий контакт, що знижує контактні напруження. Зростає коефіцієнт перекриття передачі, що призводить до зниження навантаження на зуб. Також зменшується удільне ковзання в зацепленні, що дозволяє знизити знос і збільшити термін служби передачі.

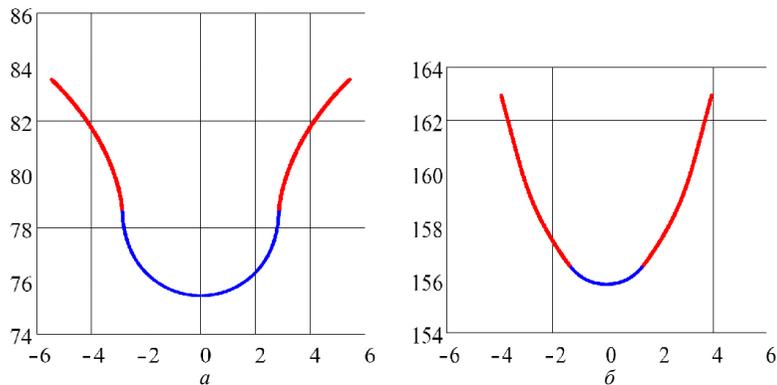


Рисунок 3 – Синтезовані профілі зуба зірочки:

a – з двома випуклими контактами зуба і ролика; b – з випукло-вогнутим контактом

Висновки. Розроблено чисельний метод побудови профіля зуба зірочки ланцюгової передачі на основі побудови Бобильє. Її перевага полягає в простоті отримання рішення і можливості керувати його точністю.

В подальшому планується її застосування в процесі дослідження контактної взаємодії зуба з роликом методом кінцевих елементів.

Список літератури: 1. Глуценко І.П. Основи проектування ланцюгових передач з втулково-роликовими ланцюгами. – Львів: Вид-во Львівського університету, 1964. – 226 с. 2. Платонов В.Ф., Левицький Г.Р. Гусеничні та колесні транспортно-тягові машини. – М.: Машинобудування, 1986. – 296 с. 3. ГОСТ 591-69. Зірочки к приводним роликовим і втулковим ланцюгам. Методи розрахунку та побудови профіля зуба і інструмента. Допуски. – М.: Вид-во стандартів, 2001. – 70 с. 4. Литвин Ф.Л. Теорія зубчастих зацеплень. М.: Наука, – 1968. – 584 с. 5. Павлов А.І. Сучасна теорія зубчастих зацеплень. – Харків: ХНАДУ, 2005. – 100 с. 6. Павлов А.І. Синтез високонавантажених передач на основі лінійчастих зубчастих зацеплень з опукло-вогнутим контактом робочих поверхонь: Автореф. дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство. – Луганськ, 2009. – 42 с. 7. Павлов А.І. Обкатна ланцюгова передача // Труды междунар. конф. "MicroCAD-98". – Харків, 1998. – С.127-129. 8. Павлов А.І., Чайка Э.Г. Исследование приведенного радиуса кривизны в нормальном сечении зацепления с выпукло-вогнутым контактом обкатной косо-

зубой цилиндрической зубчатой передачи с помощью программного комплекса VISSIM // 36. "Геометричне та комп'ютерне моделювання". – Харків, 2002. – Вип.2. – С.108-111. 9. Турчак Л.І., Плотников П.В. Основи чисельних методів. – М.: ФІЗМАТЛІТ, 2002. – 304 с. 10. Дьяконов В.П. Энциклопедия MathCAD 2001i, 11. Библиотека профессионала. – М.: Солон-Пресс, 2004. – 832 с. 11. Андриенко С.В., Устиненко А.В. Моделирование профиля зуба зірочки ланцюгової передачі на основі побудови Бобильє // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2013. – №40(1013). – С.5-8.

Поступила (received) 12.02.2014

УДК 62-23+519.863

О.В. БОНДАРЕНКО, к.т.н., старший викладач каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ"

ПІДХОДИ ДО ПСЕВДОВИПАДКОВОГО ПОШУКУ ПРИ РАЦІОНАЛЬНОМУ ПРОЕКТУВАННІ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

Розглянута задача проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів. Надана постановка задачі та вказані параметри проектування. Записані критерії та обмеження на параметри проектування. Розроблені методики та алгоритми розв'язання задачі двома підходами. Проведені тестові розрахунки.

Ключові слова: проектування, редуктор, раціональні параметри, алгоритм.

Актуальність задачі. Широке застосування у машинобудуванні набули зубчасті редуктори, які використовуються для зміни обертового моменту та частоти обертання, найбільш яскравими та розповсюдженими представниками яких є циліндричні редуктори. Більш часто застосовуються двоступінчасті редуктори, які можуть бути виконані як у розгорнутій так і у співвісній компоновках.

Складністю проектування такого типу приводів є розподілення передавальних чисел між ступіннями редуктора, а, як наслідок, обрання відповідних конструктивних параметрів. Також у ході проектування необхідно забезпечити рівномірність зубчастих зацеплень при головній вимозі – поліпшенні масогабаритних характеристик. З точки зору проектування редуктора, зазвичай, виділяють наступні найбільш значущі масогабаритні характеристики: міжосьова відстань (співвісний редуктори) чи сумарна міжосьова відстань, довжина та маса редуктору. Досягнення кращих масогабаритних характеристик майже завжди є суперечливим, складним та суб'єктивним процесом, тому доцільно використати підходи до проектування, які включають в себе деякі аспекти математичної оптимізації. Більшість задач раціонального проектування є винятковими, тому не кожен з існуючого різноманіття методів може бути використаний для їх розв'язання.

З усього різноманіття методів було обрано псевдовипадковий пошук, що базується на зондуванні простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПТ-послідовності [1]. Але проводити псевдовипадковий пошук можливо декількома шляхами, що, зазвичай, дає різні розв'язання однієї задачі.

Таким чином, розробка підходів псевдовипадкового пошуку, що дають змогу знайти раціональні конструктивні параметри редуктора з мінімальною міжосьовою відстанню, є актуальним.

Конструктивні параметри проектування та критерії проектування. Розглянемо кінематичну схему редуктора (рисунки 1). На ньому прийняті наступні позначення: m_{μ} – відповідні модулі пар зубчастих коліс ($\mu=1,2$); $z_{\mu,k}$ –

© О.В. Бондаренко, 2014

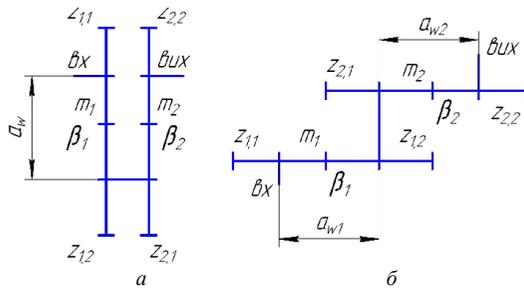


Рисунок 1 – Схема двоступінчастого редуктору:
а – співвісна схема; б – розгорнута схема

відповідні числа зубців коліс, k – номер колеса у зачепленні ($k=1$ – ведуче колесо, $k=2$ – ведене колесо); β_{μ} – кути нахилу зубців у зачепленнях.

Функцію критерію представимо у вигляді [2, 3]:

- для розгорнутої компоновки, як суму міжосьових відстаней (при сумарному коефіцієнті зміщення $x_{\Sigma}=0$) окремих зачеплень:

$$F_a = \sum_{\mu=1}^2 a_{w\mu} = \sum_{\mu=1}^2 0.5 \cdot m_{\mu} \cdot (z_{\mu,1} + z_{\mu,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{\mu})}, F_a \rightarrow \min; \quad (1)$$

- для співвісної компоновки:

$$F_a = a_{w1} = a_{w2} = 0.5 \cdot m_1 \cdot (z_{1,1} + z_{1,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_1)} = 0.5 \cdot m_2 \cdot (z_{2,1} + z_{2,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_2)}, \quad (2)$$

$$F_a \rightarrow \min.$$

Такий вигляд цільової функції дає змогу зменшити міжосьову відстань (чи сумарну міжосьову відстань) редуктора.

Обмеження та функціональні залежності між конструктивними параметрами.

1) Міжосьові відстані зачеплень при співвісній компоновці повинні бути рівні між собою, тобто:

$$a_{w1} = a_{w2}. \quad (3)$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість:

$$\sigma_{H\mu} \leq \sigma_{HP\mu}. \quad (4)$$

3) Зубці коліс повинні мати необхідну згинну міцність:

$$\sigma_{F\mu,k} \leq \sigma_{FP\mu,k}. \quad (5)$$

4) Модуль зубців є основним параметром зубчастого зачеплення. Вони стандартизовані (ГОСТ 9563–80). Приймаємо для розрахунків наступний ряд:

$$m_{\mu} = 1; \dots; 6 \text{ мм}. \quad (6)$$

5) Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім та нижнім значенням з міркувань технології виготовлення:

$$z_{\mu,k} \in N; \quad z_{\min} \leq z_{\mu,k} \leq z_{\max}. \quad (7)$$

6) З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні числа не повинні перевищувати певне значення (u_{\max}):

$$u_{\mu} = \frac{\max(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})}{\min(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})} \leq u_{\max}. \quad (8)$$

7) Кути нахилу зубців зубчастих коліс повинні бути у межах від β_{\min} до β_{\max} :

$$\beta_{\min} \leq \beta_{\mu} \leq \beta_{\max}. \quad (9)$$

8) Коефіцієнт ширини вінця також обмежується крайнім значенням:

$$\Psi_{bd\mu} \leq \Psi_{bd\mu_{\max}}. \quad (10)$$

9) Повинна виконуватися умова відсутності загострення вершин зубців:

$$S_{a\mu} \leq 0.4 \cdot m_{\mu}. \quad (11)$$

Підходи та алгоритми розв'язання задачі. Як відомо з [1], метод ЛПТ-пошуку базується на ЛПТ-рівномірно-розподілених послідовностях та дає змогу оперувати значною кількістю параметрів (до 51) та кількістю рівномірно-розподілених пробних точок (до 2^{20}).

Задача проектування редуктора з мінімальною міжосьовою відстанню може бути розв'язана різними підходами з застосуванням вказаного вище методу. У межах даної статті розглядається два підходи.

Перший підхід (рисунок 2) базується на концепції поступового зменшення міжосьової відстані на фіксовану величину Δa_w , тобто

$$a_{wj} = a_{w(j-1)} - \Delta a_w, j=1..N, \quad (12)$$

визначення для неї простору параметрів G_j (j – номер кроку), знаходження (зондуванням пробними ЛПТ-точками) та дослідження при цій міжосьовій відстані можливих комбінацій параметрів проектування. З множини точок обирається краща точка за додатковим критерієм – максимально однакове занурення коліс у масляну ванну (H_o):

$$H_o = \frac{\max(\max(d_{1,1}, d_{1,2}), \max(d_{2,1}, d_{2,2}))}{\min(\max(d_{1,1}, d_{1,2}), \max(d_{2,1}, d_{2,2}))} \rightarrow \min. \quad (13)$$

Представлений підхід може бути реалізований у вигляді схематичного алгоритму проектування редукторів з раціональними конструктивними параметрами (рисунок 3).

Вкажемо на змінні проектування. Це: m_{μ} – відповідні модулі пар зубчастих, $z_{\mu,k}$ – відповідні числа зубців коліс, β_{μ} – кути нахилу зубців у зачепленнях. Деякі з параметрів ($z_{2,2}$, β_{μ}) розраховувати через інші змінні (дивись алгоритм). Тоді кількість змінних проектування для даного типу редуктора буде дорівнювати 5.

Більш докладно стосовно реалізації наданого алгоритму дивись в [2].

Слід зазначити, що псевдовипадковий пошук не дає змоги знайти абсолютний мінімум за критерієм якості, бо простір між пробними точками не досліджується. У зв'язку з чим, рекомендується після знаходження раціонального розв'язання провести розрахунки ще раз, але звизити простір параметрів околom вказаної точки [3], а початкову міжосьову відстань дорівняти відповідній цій точки. Цей крок іноді дає змогу поліпшити розв'язання задачі.

Другий підхід (рисунок 4) побудовано на позиції дослідження точками ЛПТ-рівномірно-розподіленої (A_i) послідовності усього можливого простору параметрів (W), що визначається технічними та технологічними вимогами до типу привода, що розглядається.

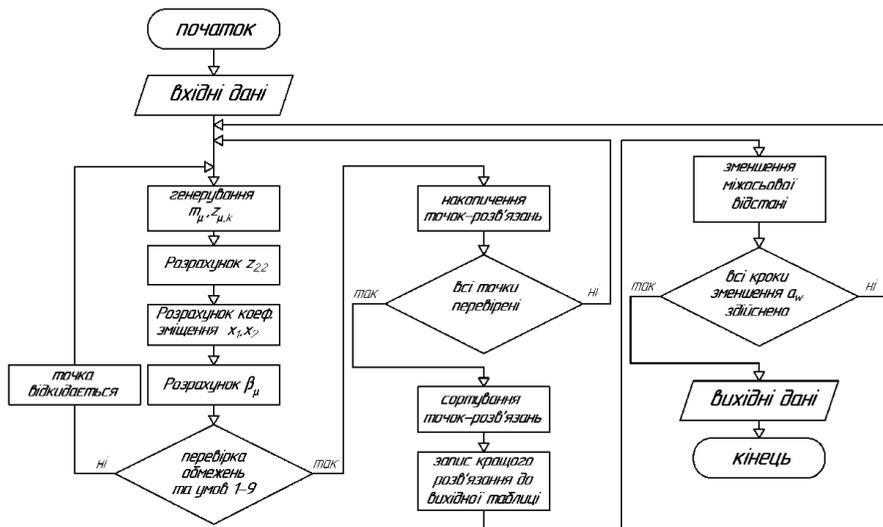


Рисунок 3 – Схема алгоритму проектування першого підходу

Потім точки проходять перевірку у певній послідовності, яка дає змогу вчасно відсіяти "непридатні" точки, і тим самим скоротити час машинних розрахунків. З точок, що пройшли перевірку, складається множина, що задовольняє умовам проектування ($Q, Q \in W$).

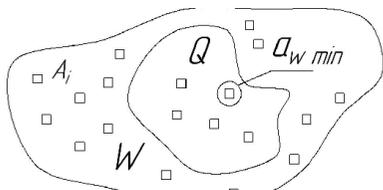


Рисунок 4 – Ілюстрація другого підходу

Пошук найкращого варіанту здійснюється методом сортування множини точок за значенням цільової функції, при мінімальному значенні цільової функції маємо найкращу комбінацію параметрів проектування. Потім проводиться уточнення значень параметрів. Це обумовлено необхідністю "зм'якчити" умову (3) і введенням у неї допустимої похибки. У відповідності до отриманої міжосьової відстані уточнюються значення кутів нахилу зубців зубчастих коліс та проводяться перевірячі розрахунки деталей коробки передач (рисунок 5).

У даному випадку залучені усі змінні проектування – $m_{\mu}, z_{\mu,k}, \beta_{\mu}$.

Приклад розв'язання задачі проектування редуктора з раціональними параметрами. У якості приклада розв'язання задачі наведено циліндричний двоступінчастий співвісний редуктор до фланцевого електродвигуна, КРЗ. Він має наступні конструктивні параметри: $m_1=1,25, m_2=1,5, \beta_1=16^{\circ}16', \beta_2=8^{\circ}07', z_{11}=35, z_{12}=87, z_{21}=21, z_{22}=84, a_w=80$. Відповідно до особливостей конструкції, технологічних та технічних обмежень, що на неї накладено, прийняті наступні основні вхідні дані для числового експерименту.

Числові обмеження на змінні проектування:

m_{μ} згідно умові (7); $z_{\mu,k} \min=13, z_{\mu,k} \max=100; \beta_{\mu} \min=0^{\circ}, \beta_{\mu} \max=30^{\circ}$;

Вхідні дані, що відповідають конструкторським та технологічним вимогам:

$T_{\text{вх}}=5\text{Н}\cdot\text{м}$ – обертовий момент на вхідному валі; $n_{\text{вх}}=1500\text{об/хв}$ – частота обертання вхідного валу; $i_{\text{ред}}=9,9428$ – передавальне відношення редуктора за аб

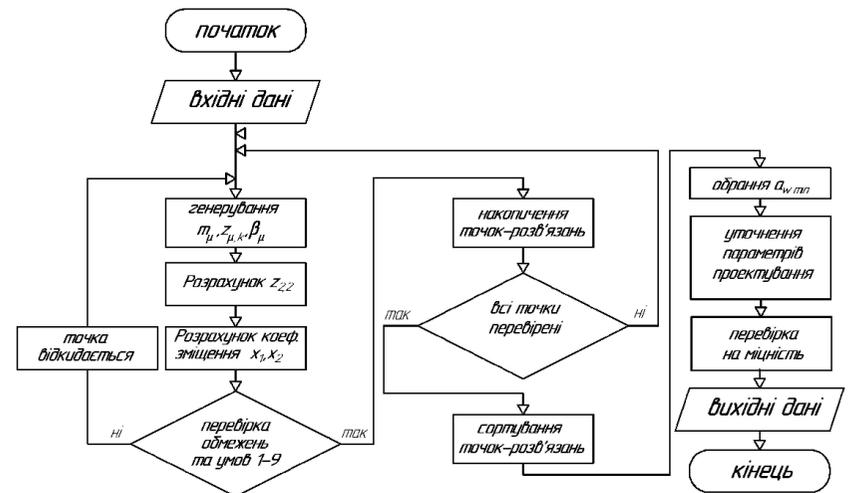


Рисунок 5 – Схема алгоритму проектування другого підходу

солотною величиною; $H\beta_{\mu}=350$ – твердість зубчастих коліс для всіх зачеплень за Бринелем; ступінь точності для всіх зубчастих зачеплень – 8; ресурс – 10000г.; крок зменшення міжосьової відстані (для першого підходу) – $\Delta a_w=1\text{мм}$.

Результати числового експерименту **першого підходу** зведено у таблицю 1.

Таблиця 1 – Значення міжосьової відстані та параметрів проектування першого етапу

a_w	z_{11}	z_{12}	z_{21}	z_{22}	m_1	m_2	β_1	β_2	x_1	x_2	b_{w1}	b_{w2}
80	27	85	17	54	1,375	2,25	15,74	3,2	0,514	0,317	30	42
79	18	59	26	79	2	1,5	12,92	4,56	0,51	0,32	25	58
78	26	75	20	69	1,5	1,75	13,8	3,24	0,51	0,36	25	48
77	31	88	15	53	1,25	2,25	15,01	6,53	0,514	0,294	28	50
76	15	60	29	72	2	1,5	9,3	4,65	0,41	0,28	38	65
73	15	68	26	57	1,75	1,75	5,81	5,81	0,41	0,25	35	68
71	24	89	17	46	1,25	2,25	5,89	3,4	0,514	0,28	40	50

Після знаходження раціональної міжосьової відстані проведено звузнення простору розв'язань навколо знайдених параметрів проектування та знову застосовано вказаний підхід, результати зведено у таблицю 2.

Таблиця 2 – Значення міжосьової відстані та параметрів проектування другого етапу

a_w	z_{11}	z_{12}	z_{21}	z_{22}	m_1	m_2	β_1	β_2	x_1	x_2	b_{w1}	b_{w2}
71	27	99	17	46	1,125	2,25	3,4	3,4	0,51	0,28	28	50
70	26	98	17	45	1,125	2,25	4,84	4,84	0,51	0,27	42	57

Таким чином, бачимо, що у результаті проведених розрахунків отримали нові параметри редуктора та міжосьову відстань $a_w=70\text{мм}$ проти базового значення $a_w=80$.

Результати числового експерименту **другого підходу** зведено у таблицю 3.

Таблиця 3 – Значення міжосьової відстані та параметрів проектування першого етапу

a_w	z_{11}	z_{12}	z_{21}	z_{22}	m_1	m_2	β_1	β_2	x_1	x_2	b_{w1}	b_{w2}
64	14	70	25	50	1,5	1,75	4	4	0,38	0,23	31	65

У результаті проведених розрахунків отримали нові параметри редуктора та міжосьову відстань $a_w=64\text{мм}$ проти базового значення $a_w=80$.

Висновки:

1. Розглянута актуальність поставленої задачі та доведена необхідність розробки підходу до проектування редукторів з раціональними.

2. Записана цільова функція критерію та обмеження на мінімі проектування. Структура цільової функції дає змогу зменшити суму міжосьових відстаней усіх зачеплень, а при наявності умови їх рівності між собою зберегти їхнє конструктивне розташування.

3. Розроблено методики та алгоритми двох підходів проектування редукторів, що базується на використанні ЛПТ-пошуку, що дають змогу якісно та з мінімальними витратами часу проводити розв'язання задачі.

4. Результати розрахунків на прикладі співвісного редуктора підтверджують коректність приведених підходу: знайдене менше значення міжосьової відстані відносно прототипу при виконанні умов навантажувальної здатності зачеплень.

Список літератури: 1. *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107с. 2. *Бондаренко О.В.* Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок передач / *Олексій Бондаренко, Олександр Устиченко* // Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №22. – С.16-27. 3. *Бондаренко О.В.* Суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач / *Олексій Бондаренко* // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №1. – С.78-84.

Надійшла (received) 28.02.2014

УДК 621.833

В.В. ГОЛОВАНОВ, начальник отдела авиационных приводов ФГУП

ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия;

В.Л. ДОРОФЕЕВ, д.т.н., главный научный сотрудник ФГУП ЦИАМ

им. П.И. Баранова;

Д.В. ДОРОФЕЕВ, к.т.н., программист ФГУП ЦИАМ;

В.С. НОВИКОВ, к.т.н., начальник лаборатории зубчатых передач ФГУП НПП газотурбостроения "Салют", Москва, Россия;

Ю.М. ПАВЛЕНКО, ведущий технолог ФГУП НПП газотурбостроения "Салют"

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ ОТ СТЕПЕНИ ЛОКАЛИЗАЦИИ КОНТАКТА

Рассмотрено влияние степени локализации контакта зубьев, выраженное глубиной "отводов" от номинальной сферической эвольвенты, на контактные напряжения в конической зубчатой передаче с круговыми зубьями. Показано, что контактные напряжения увеличиваются пропорционально величине отвода реальной поверхности от номинальной.

Ключевые слова: конические зубчатые передачи, локализация контакта, контактные напряжения.

Введение. Актуальность задачи. Известно [1], что неправильно назначенная степень локализации контакта зубьев конических колес может быть причиной разрушения не только зубчатых колес, но и всего авиационного двигателя.

Постановка задачи. Современные станки для шлифования конических зубчатых колес с круговыми зубьями позволяют в широких пределах изменять степень локализации контакта зубьев в зацеплении путем изменения, на-

© В.В. Голованов, В.Л. Дорофеев, Д.В. Дорофеев, В.С. Новиков, Ю.М. Павленко, 2014

пример, формы боковой поверхности зубьев. Поэтому требуется технология назначения оптимальной локализации.

Но прежде нужно исследовать зависимость контактных напряжений от степени локализации контакта. Решению именно этой задачи посвящена настоящая работа.

Метод решения задачи. В качестве параметров локализации удобно пользоваться понятием "отвода". Отводом называется заданная функция, определяющая отклонение от поверхности зубьев. Координаты функции отвода отсчитываются в направлении нормали к номинальной поверхности. Номинальной поверхностью профиля зубьев конического зубчатого колеса является эвольвентно-сферическая поверхность. Изменяя глубину отвода, будем получать зависимость контактных напряжений от степени локализации контакта.

Часто применяется симметричный отвод по направлению зубьев и отвод по высоте зубьев. В таком случае требуется всего два параметра, при этом предполагается, что в центре зуба отвод равен нулю.

Для исследования выбрана ортогональная коническая зубчатая передача с параметрами: $z_1=29$, $z_2=45$, $m_n=3,4402$, $b=25$ мм, $\beta=25^\circ$, $d_0=200$ мм, $I=1,95$. Крутящий момент $T=400$ Н·м на ведущем валу. Форма зубьев конических колес, построенная с помощью программы AEROFLANK, показана на рисунке 1.

Параметры наладки зубошлифовального станка определялись с помощью программы KIMOS. Форма линий отвода назначалась в средней части профиля зубьев (рисунок 2).

Параметры глубины и формы линии отвода, в виде погрешности профиля и погрешности направления зубьев см. рисунок 3 и рисунок 4.

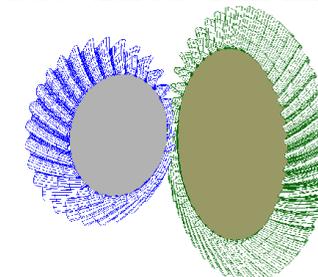


Рисунок 1 – Форма зубьев и венцов конических колес

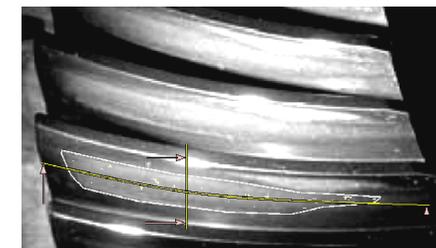


Рисунок 2 – Расположение линий с назначенными "отводами"

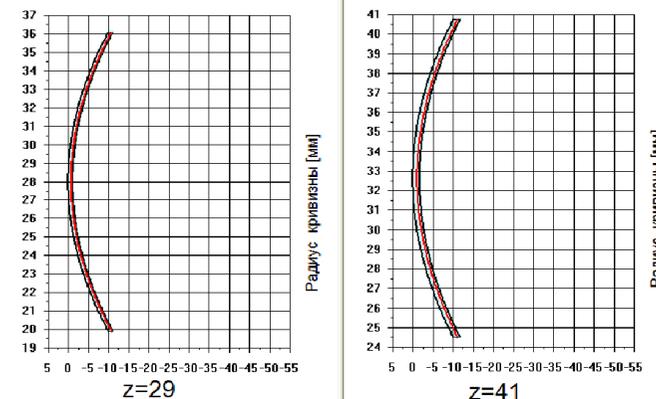


Рисунок 3 – Эвольвентограммы, как исходные данные, обеспечивающие суммарный отвод профилей в крайних точках линии зацепления – 20 мкм

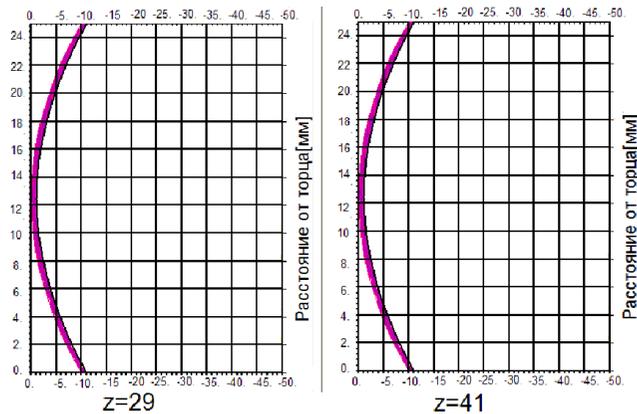


Рисунок 4 – Диаграммы направления линии зубьев, обеспечивающие суммарный отвод профилей в крайних точках продольной линии контакта зубьев – 20 мкм

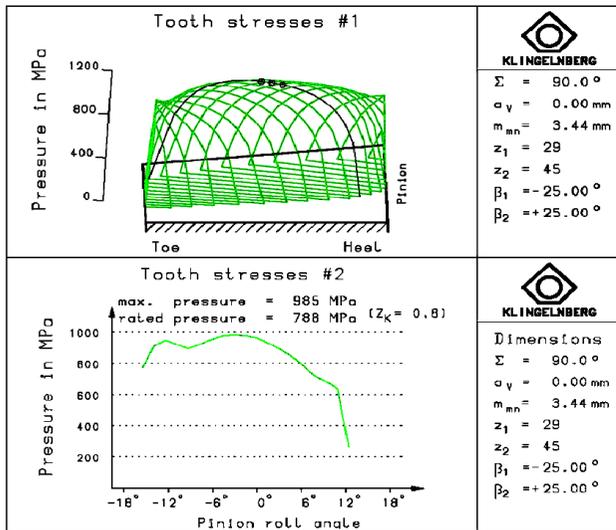


Рисунок 5 – Вид результатов расчета контактных напряжений по программе Kimos/Becal

Выводы:

1. Контактные напряжения практически линейно зависят от глубины отвода, увеличиваясь на 50% при отводах, которые часто применяются на практике. Несущая способность при этом уменьшается в два раза.

2. Результаты расчета контактных напряжений с помощью программ KIMIS/BECAL и AEROFLANK для околополюсной зоны зацепления отличаются незначительно.

3. Программа AEROFLANK позволяет определить напряжения на краевых участках площадки контакта, а также с учетом динамики, т.е. отразить влияние частоты вращения колес.

Замечания к расчетам.

1. Все расчеты выполнены для абсолютно жестких валов и опор.

2. Результаты расчетов, см. рисунок 6 выполнены при $n=17500$ об/мин. Однако при отводе 11 мкм и $n=17500$ об/мин имели место интенсивные вибрации с отрывом зубьев, что делало невозможным выполнить сопоставление результатов на этой скорости. По этой причине расчет выполнялся при $n=500$ об/мин. На практике такое явление имеет место [1].

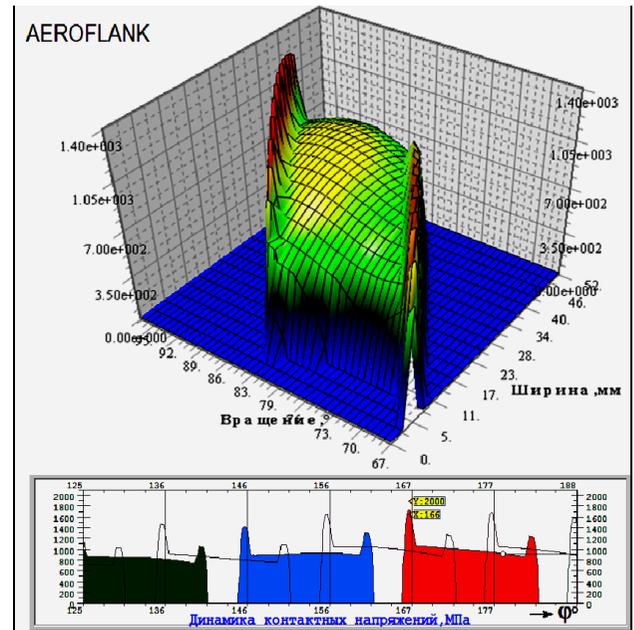


Рисунок 6 – Вид результатов расчета контактных напряжений по программе AEROFLANK

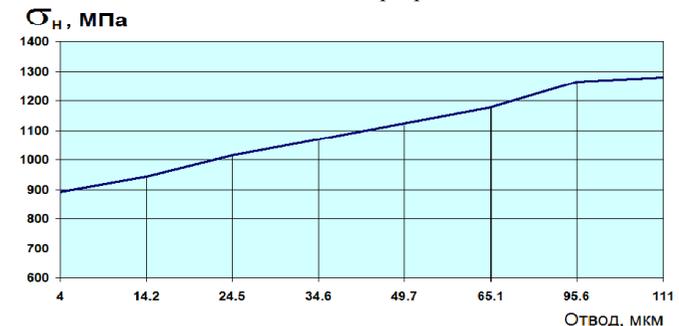


Рисунок 7 – График зависимости контактных напряжений от глубины отвода

3. При пользовании программой KIMIS/BECAL следует учитывать, что эта программа позволяет выполнять расчет только в статике, без учета динамических процессов, поэтому процессы с отрывами зубьев могут быть незамеченными.

Список литературы: 1. Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Нежурич И.П., Новиков В.С. и др. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей: Произв.-практ. издание; Под ред. Ю.С. Елисеева. – М.: Высш. шк., 2001. – 493с.; ил.

Поступила (received) 10.03.2014

С.І. ГРОМНЮК, ген.директор ТЗоВ "СПР-Енерго", Львів;
І.Є. ГРИЦАЙ, д.т.н., проф., завідувач каф. "Технологія машинобудування" НУ "Львівська політехніка", Львів

МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДОВИХ СУМАРНОЇ ПОХИБКИ І ТОЧНОСТІ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС В РАДІАЛЬНО-КОЛОВОМУ СПОСОБІ ЗУБОНАРИЗАННЯ

Досліджено основні елементарні кінематичні та геометричні похибки технологічного процесу в радіально-коловому способі нарізання зубчастих коліс дисковою фрезою в умовах непевного обточування. Встановлено закономірності їх перенесення на профілі та викликані ними похибки зубообробки, які створюють теоретичні передумови керування якістю і точністю виготовлення зубчастих коліс.

Ключові слова: нарізання, зубообробка, зубчасті колеса, точність, похибка, елементарні похибки, радіально-коловий спосіб.

Вступ. В продукції машинобудування значну його частку складають зубчасті колеса та передачі, які є невід’ємними компонентами сучасних машин і технологічних систем. Вимоги до якості виготовлення їх робочих поверхонь, які визначають експлуатаційні параметри цих деталей постійно підвищуються. Зростання цих вимог зумовлене, насамперед, неухильним збільшенням робочих швидкостей, передаванням все більших обертових моментів та енергій, зростанням питомих навантажень на контактні поверхні коліс, функціонуванням передач у різноманітних несприятливих і агресивних середовищах.

В наш час у виробництві використовують велику кількість технологічних методів та способів формоутворення зубчастих поверхонь. Одним із перспективних напрямків удосконалення зубообробки та підвищення ефективності цих процесів є радіально-коловий спосіб (далі – РК-спосіб). Його суть полягає в нарізанні зубчастих поверхонь дисковим інструментом – тонкою відрізною фрезою при неперервному обточуванні, як це є у черв’ячному зубофрезеруванні, на аналогічному обладнанні. Проте, на відміну від черв’ячної фрези, яка повинна мати той же модуль, що й нарізувана нею зубчасті колеса, одну дискову фрезу можна використовувати для широкого діапазону модулів шляхом зміни ексцентриситету при її установці.

Аналіз літератури. Проблемі теоретичного обґрунтування і моделювання формоутворення в РК-способі присвячено значну кількість наукових праць, зокрема [1-5]. Разом з тим, питання дослідження точності в цьому способі, які наведені у роботах [6, 7] розроблені недостатньо. Так, відсутня класифікація початкових похибок, не встановлено структуру сумарної похибки та роль первинних чинників у формуванні заданих параметрів, не досліджено, як змінюється похибка обробки по куту повороту фрези та не розроблено рекомендацій щодо керування точністю.

Актуальність проблеми. Оскільки РК-спосіб є простим у технічному виконанні, не вимагає спеціального і дорогого обладнання та оснащення, характеризується широкою універсальністю і найменшими витратами на різальні інструменти, задачі, які б забезпечили його удосконалення є актуальними для сучасного виробництва.

Мета статті – встановити основні геометричні і кінематичні похибки зубообробки, які впливають на точність нарізання зубчастих коліс в радіально-коловому способі та їх вплив на відхилення профілів нарізуваних коліс.

© С.І. Громнюк, І.Є. Грицай, 2014

Матеріали досліджень.

1. Вихідні положення, на яких базується моделювання точності обробки зубчастих коліс в РК-способі.

1. Модель розробляється на засадах детермінування, що передбачає визначення її складових як невинуватих величин та можливості встановлення функціональних залежностей між початковими чинниками і елементарними похибкам зубооброблення.

2. В процесі зубонарізання в технологічній системі зубофрезерного верстата діють початкові чинники, які характеризують неточності самої системи ВПД, вплив робочих режимів, параметрів верстата, різального інструменту і спорядження на параметри точності та якості обробки.

3. Початкові технологічні і конструктивні чинники викликають похибки нарізуваного зубчастого колеса, впливають на вид та значення часткових (елементарних) похибок. Сумарна похибка зубообробки визначається як середнє квадратичне суми елементарних похибок.

4. Усі початкові чинники та їх вплив на відхилення в процесі зубообробки приведені до профілю колеса, оскільки лінія синусоїдального зачеплення не є прямою.

5. Відповідно до положень теорії точності нарізання зубчастих коліс [1] всі початкові чинники, які викликають похибку оброблення можна поділити за такими ознаками:

- радіальні, які викликають відхилення в радіальному для колеса напрямку;
- тангенціальні, що діють дотично до ділильного кола зубчастого колеса;
- кінематичні, які викликають відхилення у взаємних переміщеннях інструменту і заготовки (рисунок 1).

6. В структурі сумарної похибки можна виділити ті складові – технологічні та конструкторські фактори, які найбільше впливають на точність, що досягається при виготовленні зубчастого колеса, та якість робочих поверхонь його зубців.

7. Виходячи із встановленого з допомогою моделі зв’язку між найбільш суттєвими чинниками та змінними початковими параметрами процесу зубонарізання можна визначити такі значення початкових чинників, які задовольняють умову досягнення необхідної якості та точності одночасно з мінімізацією витрат на технологічну операцію зубонарізання та керувати процесом зубонарізання як на етапі його проектування, так і в режимі реального часу на зубофрезерному верстаті.

2. Елементарні похибки зубонарізання. Розглянемо складові похибки зубообробки, викликані кінематичними і геометричними початковими відхиленнями в системі ВПД зубофрезерного верстата.

2.1. Радіальні похибки.

1. Радіальне биття дискової фрези як сумарне зміщення її зовнішнього діаметра в радіальному напрямку виникає внаслідок биття інструментального шпинделя та його підшипників, зазору між валом та базовим отвором фрези, власним зміщенням зовнішнього діаметру фрези відносно осі її базового

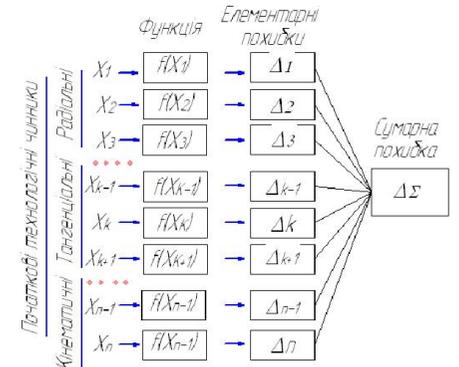


Рисунок 1 – Загальна схема виникнення та структура сумарної похибки обробки на основі детермінованої моделі

отвору як похибки виготовлення інструмента.

Внаслідок радіального зміщення Δe осі фрези отримує прирощення сумарного ексцентриситету e , який впливає на величину модуля та похибку основного кроку:

$$\Delta p = \pi \cdot \Delta m = 2\pi \cdot (\sqrt{e^2 + \Delta e^2} - e) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\omega}, \quad (1)$$

де α_{ω} – кут зачеплення передачі.

Вплив цієї похибки зменшується із збільшенням модуля та основного кроку (рисунок 2).

Радіальне биття зубчастого колеса також є циклічною похибкою, з періодом, рівним часу обертку стола верстата. Її величина Δr , яка переноситься на зубець в процесі обробки залежить від кута між віссю симетрії впадини цього зубця і вектором радіального биття стола. Профілі зубців з відхиленнями в радіальному і тангенційному напрямках, які відповідають величині радіального биття колеса 0,5 мм, та номінального профілю показано на рисунку 3. Величина Δr слабо залежить від кількості зубців колеса, яке нарізають і практично не залежить від інших чинників.

2.2. Тангенційні похибки діють в дотичному напрямку для колеса та є осьовими для системи координат фрези.

Похибка установки фрези в осьовому напрямку визначається зміщенням положення дискової фрези на осі інструментального шпинделя, тобто, зміщенням площини фрези стосовно площини міжосьового перпендикуляру.

На рисунку 4 наведено номінальний профіль (1) і профіль, на якому відображається вказана похибка (2). Її дія призводить до асиметричності форми зубців і впадин по правій і лівій системах профілів.

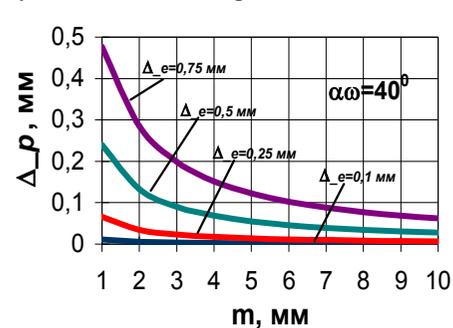


Рисунок 2 – Похибка основного кроку колеса залежно від модуля і похибки ексцентриситету

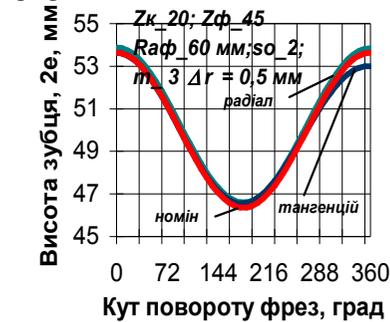


Рисунок 3 – Профілі з урахуванням відхилення колеса в радіальному і тангенційному напрямках внаслідок радіального биття стола, та номінальний профіль зубця

Торцеве биття фрези внаслідок кутового зміщення її площини (перекосування). Дана похибка викликана кутовим відхиленням площини, в якій лежить фреза, відносно міжосьової площини, що проходить через вісь симетрії центрального зубця. Її перенесення на нарізоване колесо відбувається циклічно з частотою, кратною кількості зубців колеса.

Якщо кутове зміщення площини міжосьового перпендикуляру становить λ , то при зовнішньому діаметрі фрези $D_{a_фр}$ максимальне осьове відхилення буде рівне:

$$\Delta x_{\lambda} = \frac{D_{a_фр}}{2 \cdot \operatorname{tg} \lambda}. \quad (2)$$

На рисунку 4 наведено номінальний та фактичний профілі з урахуванням похибки кутового відхилення площини осі 5° при діаметрі фрези 120 мм і модулі колеса 3 мм. На рисунку 5 показано графік зміни похибки Δx_{λ} профілю по куту повороту колеса для діаметрів фрези 60 мм і 120 мм. Як видно з цього графіка, максимальна похибка кутового положення практично не залежить від зовнішнього діаметра фрези.

Похибка, викликана відхиленням кута зачеплення. Вплив похибки $\Delta \alpha_{\omega}$ кута зачеплення на точність зубообробки можна встановити на основі залежності (1), з якої випливає, що

$$\Delta p_{\alpha_{\omega}} = \pi \cdot \Delta m = 2\pi \cdot e \cdot [\operatorname{tg} \alpha_{\omega} - \operatorname{tg}(\alpha_{\omega} + \Delta \alpha_{\omega})]. \quad (3)$$

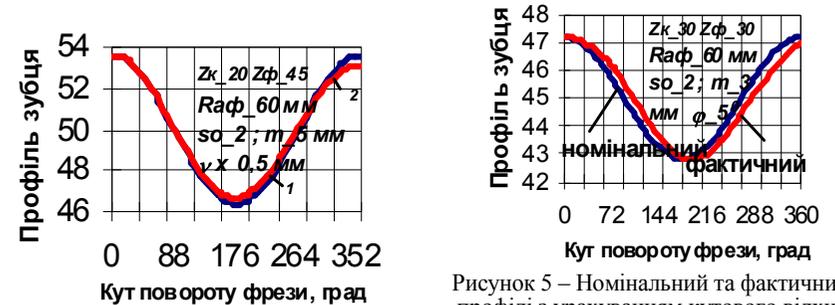


Рисунок 4 – Профілі зубця номінальний (1) та внаслідок осьового зміщення фрези (2)

Рисунок 5 – Номінальний та фактичний профілі з урахуванням кутового відхилення площини фрези: похибка кута осі 5° , діаметр фрези 120 мм, модуль 3 мм

2.3. Кінематичні похибки. Ця група похибок відображає результуюче модульоване коливання, яке містить відхилення різних частот. Найвища частота відповідає частоті обертання фрези, а найнижча – частоті обертання зубчастого колеса зі столом верстата.

Нерівномірність швидкості різання та порушення узгодженого руху інструменту і заготовки з частотою обертання фрези зумовлене похибками ланцюга приводу інструментального шпинделя верстата і призводить до почергового відставання та випередження обертання дискової фрези відносно номінального (рівномірного) руху різання. За своїм впливом на точність зубчастого колеса вона аналогічна до попередньої похибки – діє в тангенційному напрямку та викликає зміну миттєвого радіус-вектора синусоїди.

Графічно похибка основного кроку при значенні кута зачеплення 20° наведена на рисунку 6.

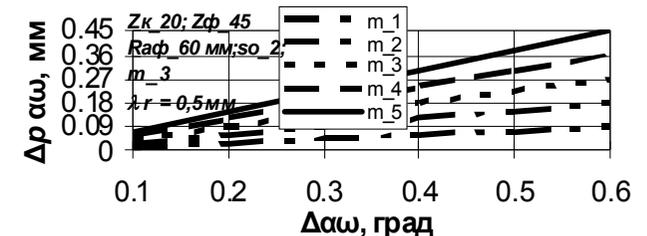


Рисунок 6 – Похибки профілів внаслідок відхилення кута зачеплення

На рисунку 7,а наведено графіки переміщення фрези по осях OX і OY за один оберт фрези при частоті її обертання 120 хв^{-1} , що відповідає періоду 0,5 с. Якщо допустити, що похибка швидкості різання становить 5% від номінальної, то фактичний профіль зубця в порівнянні з номінальним буде таким, як показано на рисунку 7,б.

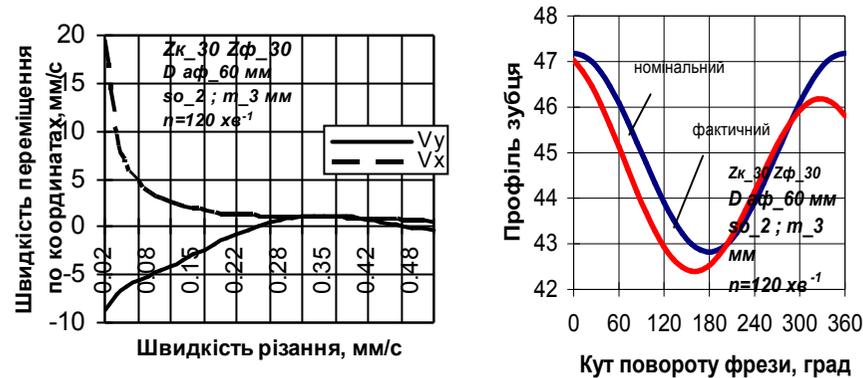


Рисунок 7 – Номінальний та фактичний профіль зубця внаслідок нерівномірності швидкості різання

Нерівномірність швидкості різання та порушення узгодженого руху інструменту і заготовки з частотою обертання колеса зі столом верстата. Ця похибка теж є циклічною, проте низькочастотною; її частота меншавід частоти попередньої похибки в кількості разів, яка дорівнює кількості зубців колеса. Виходячи з цього її частка, яка переноситься на один зубець буде більш, на порядок меншою від похибки внаслідок нерівномірності швидкості різання. Приймаючи це до уваги, даною похибкою в розрахунках знехтуємо.

Висновки. Визначено структуру сумарної похибки нарізання зубчастих коліс в радіально-коловому способі. Встановлено аналітичні залежності між початковими елементарними відхиленнями елементів технологічної системи зубофрезерного верстата та відхиленнями зубчастих профілів. Отримані залежності дають змогу виявити найбільш істотні початкові відхилення та розробити заходи для зменшення їх впливу на точність обробки.

Список літератури: 1. Тайц Б.А. Точность и контроль зубчатых колес. – М.: Машиностроение, 1978. – 362с. 2. Грицай І.С., Литвиняк Я.М. Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення // Вісник Національного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.43-53. 3. Грицай І.Е., Благут Е.Н. Зубчатые передачи и технологии их изготовления: новое в традиционном // Оборудование и инструмент: Международный информационно-технический журнал. – №2(61). – 2005. – С.36-40. 4. Грицай І.С., Благут Е.Н., Яворський В.З. Синусоїдальні зубчасті колеса та новий ефективний метод їх виготовлення // Эффективность реализации научного, ресурсного и промышленного потенциала с международным участием. – Славск, 21-25 февраля 2005. – С.47-50. 5. Грицай І.С. Зубчасті передачі синусоїдального зачеплення і новітня технологія їх виготовлення // Машиностроение и техносфера XXI века. Сб. трудов XII международ. науч.-техн. конференции. – Севастополь, 12-17 сентября 2005. – С.230-234. 6. Грицай І.С. Підвищення технічного рівня передач приладів на основі зубчастого зачеплення синусоїдального профілю // Тези доповідей 6-ї науково-технічної конференції "Приладобудування 2007: стан і перспективи". – 24-25 квітня 2007 р., м.Київ. – С.108-109. 7. Грицай І.С., Литвиняк Я.М., Кук А.М. Застосування дискових фрез із рухомою віссю обертання для покращення техніко-економічних показників виготовлення циліндричних зубчастих коліс // Інструменти та інструментальне виробництво: Матеріали першої науково-практичної конференції. Львів, 24-25 жовтня. Зб. наук. статей. – Львів, ЛьвівНТЕІ, 2007. – С.31-32. 7. I. Gritsay. Sinusoidale Zahnradubersetzung als Alternative zur traditionellen ubersetzung und die Neue Schneidmethode von Zahnradem // "European Applied Sciences". Stuttgart, Germany. № 5-2, 2013. – S.3-5.

Надійшла (received) 10.02.2014

УДК 629.45

С.С. ГУТЫРЯ, д.т.н., профессор каф. машиноведения и деталей машин ОНПУ, Одесса;
Ю.М. ХОМЯК, к.т.н., доцент каф. нефтегазового и химического машиностроения ОНПУ;
Й. АРИЗА ДЕ МИГЕЛЬ, магистр, аспирант каф. машиноведения и деталей машин ОНПУ, Бильбао, Испания

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН В ТРУБЧАТЫХ ОСЯХ ПРИ ИЗГИБЕ С ВРАЩЕНИЕМ

Разработана конечно-элементная модель и алгоритм определения коэффициента концентрации напряжений для трубчатых осей колесных пар с галтельными переходами произвольной формы. Исследованы закономерности изменения формы фронта усталостной трещины, подтвержден эффект снижения кривизны линии фронта по мере приближения к внутренней поверхности трубчатой оси.

Ключевые слова: галтель, концентрация напряжений, глубина трещины.

Актуальность задачи. Высокие нормативные требования к надежности колесных осей грузовых и пассажирских поездов обеспечиваются подбором материала с однородными свойствами и высокими характеристиками усталостной прочности, точностью расчетных схем и совершенством конструкции, технологией изготовления и др. Объективная тенденция значительного повышения скорости движения современных пассажирских поездов (до 500км/ч и более) обуславливает необходимости поиска новых конструктивных решений для колесных осей, дальнейшего уточнения расчетных моделей с целью повышения их адекватности, а также повышения надежности технологий диагностики возникновения трещин различной природы [1, 2].

В частности, для всех электропоездов со скоростями движения более 210км/ч мировым лидером – фирмой *Shincansen*, обосновано применение колесных осей трубчатой конструкции из углеродистой стали, подвергаемых индукционной закалке. При этом наличие центрального отверстия $d=60$ мм, предназначенного для периодического контроля отсутствия трещин, обеспечивает также повышение усталостной прочности оси за счет улучшения обрабатываемости детали. Расчетный коэффициент безопасности для трубчатых осей повышен по сравнению со сплошной осью от 1,5 до 2,39...2,58 [3].

Из опыта эксплуатации колесных пар скоростных электропоездов установлено, что основными причинами возникновения усталостных трещин в осях являются [4]:

- сочетание высоких изгибных напряжений с контактными, а также фреттинг-коррозия на участках прессовых соединений;
- концентрация изгибных напряжений на участках осей вблизи кольцевых канавок и галтельных переходов.

Цель исследования. Учитывая, что вероятность ускоренного развития локальных глубоких трещин в трубчатых осях гораздо выше, чем в сплошных из-за пониженного сопротивления сечения по мере приближения к внутренней поверхности, исследование особенностей развития эллиптических трещин в таких конструкциях представляется актуальным. Наличие соответствующих моделей позволяет не только уточнить прогноз зарождения трещины и оптимизировать периодичность контроля осей в эксплуатации, но также

© С.С. Гутьря, Ю.М. Хомяк, Й. Ариза Де Мигель, 2014

уточнить расчетные значения коэффициентов безопасности колесных осей для первых скоростных отечественных электропоездов типа ЭКр.

Методы решения. Для обоснования расчетных моделей и верификации их точности путем сопоставления с результатами испытаний на опытных образцах наибольшее распространение в практике проектирования вагонных осей производства ведущих фирм Японии, США, ЕС, Южной Кореи и др. получил метод конечно-элементного анализа (МКЭ) с применением различных программных комплексов, например, *ABACUS*, *ANSYS* и др. [4, 5].

Характерные размеры оси *Shincansen* серии 500 на участке с галтелью (рисунк 1): $D_1=194\text{мм}$, $D=174\text{мм}$, $d=60\text{мм}$, радиус галтели $\rho=100\text{мм}$, коэффициент пустотелости $k_h=d/D=0,345$. Для моделирования трещины на КЭ-модели выполнен узкий надрез шириной 1мм. Разрез расположен на границе между торидальной и цилиндрической поверхностями оси (точка *K* на рисунке 1).

Форма линии "фронта" принята эллиптической, что характерно для высоконагруженных конструкций валов и осей с незначительной концентрацией напряжений у ступенчатой оси с галтельным переходом большого радиуса. Типовая геометрия аналогичных усталостных трещин обоснована результатами макрофрактографического анализа (рисунк 2).

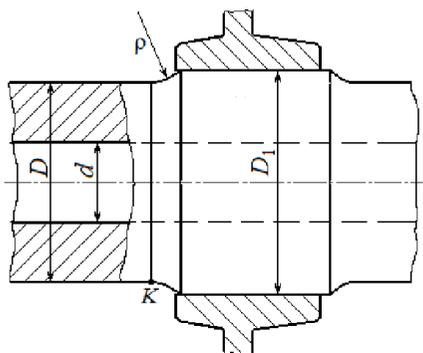


Рисунок 1 – Расчетная схема фрагмента трубчатой оси с галтелью

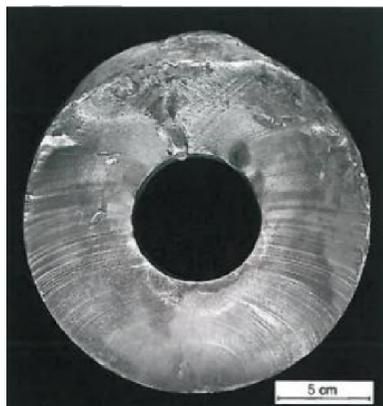


Рисунок 2 – Фрактограмма усталостного излома колесной оси электропоезда [4]

Материалы исследований. Максимальный изгибающий момент возникает на участке оси между колесной парой, где наблюдается деформация чистого изгиба с вращением и действуют нормальные напряжения σ_b , изменяющиеся по симметричному циклу до момента возникновения трещины.

Расчетный изгибающий момент M_p в т. *K* включает слагаемые, учитывающие основные геометрические параметры колесной пары, нагрузочные характеристики (рисунк 3) и эксплуатационные факторы при скорости поезда до 350км/ч [3]:

$$M_p = M_1 + M_2 + M_3;$$

$$M_1 = 0,25(j-g)W; \quad M_2 = \alpha_v \cdot M_1; \quad M_3 = P \cdot r + Q_0 \cdot (a+l) - R_0 \cdot y;$$

$$\sigma_b = m \cdot (M_1 + M_2 + M_3) / Z; \quad Q_0 = P \cdot (h-j); \quad R_0 = (h+r) \cdot P / g; \quad P = W \cdot \alpha_L, \quad (1)$$

где m – нормативный коэффициент безопасности.

Значения коэффициентов, учитывающих вертикальные и горизонтальные ускорения для скоростей движения $V=200...350\text{км/ч}$, приняты линейно зависящими от скорости V [3]:

$$\alpha_v = 0,0027 \cdot V = 0,540...0,945; \quad \alpha_L = 0,0030 + 0,00060 \cdot V = 0,15...0,24.$$

Осевой момент сопротивления поперечного сечения трубчатой оси равен

$$Z = \pi D^3 (1 - k_h^4) / 32, \quad (2)$$

где $k_h = d/D$ – коэффициент пустотелости.

При указанных значениях диаметров оси получено $Z=509875\text{мм}^3$.

Для скорости 300км/ч при нормативной нагрузке вагона получен расчетный изгибающий момент в оси $M_p=16670\text{Н}\cdot\text{м}$. При коэффициенте безопасности $m=2,4$ принято в расчет значение $M_{из}=40000\text{Н}\cdot\text{м}$. Соответствующие номинальные напряжения изгиба равны $\sigma_b=78,5\text{МПа}$.

Для вычисления истинных значений напряжений в окрестности галтели с учетом эффекта концентрации использован программный комплекс *Autodesk Inventor 2011*. Для расчета взят фрагмент оси длиной $L=350\text{мм}$. Граничные условия: неподвижное закрепление на левом торце и нагружение распределенным моментом $M_{из}=40\text{кН}\cdot\text{м}$ на правом торце. Форма конечных элементов – шестигранные призмы с 20-ю узлами, количество которых – 2750 (рисунк 4).

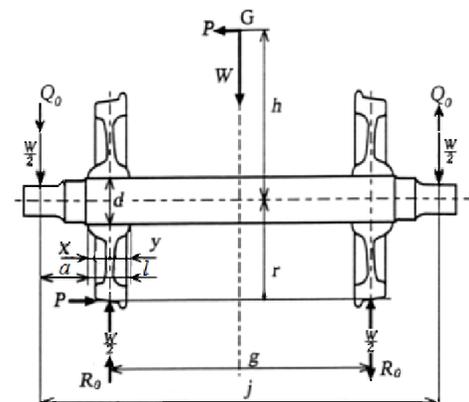


Рисунок 3 – Схема геометрических и нагрузочных параметров колесной пары

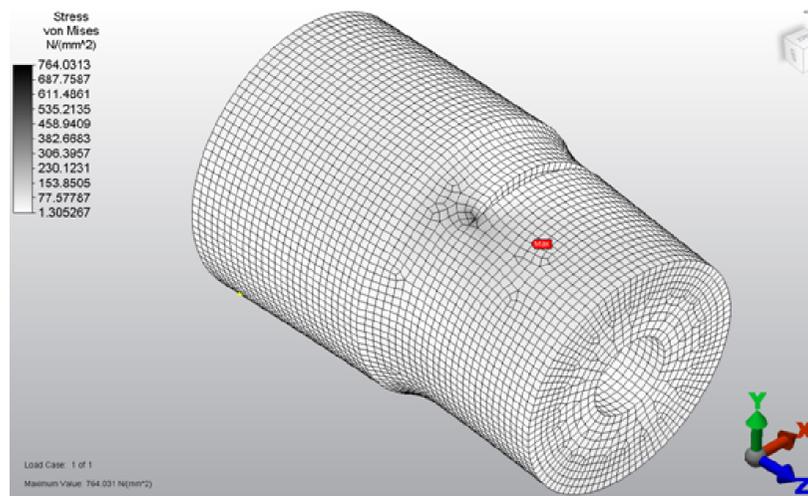


Рисунок 4 – МКЭ-модель участка галтельного перехода трубчатой оси с трещиной

Максимальная величина напряжений в галтели оси в результате расчетов по КЭ-модели составила $\sigma_b=91,8$ МПа. Таким образом, коэффициент концентрации напряжений в галтели данной оси $\alpha_c=91,8/78,5=1,17$. Этот факт обоснован принципом Сен-Венана. Анализ фрагмента вместо целой оси упростило моделирование, сократил время вычислений и обеспечил наглядность решения.

Для оценки адекватности КЭ-модели использована известная зависимость Г. Нейбера для вычисления коэффициента α_c в галтелях сплошных валов в виде

$$\alpha_c = 1 + \left[\frac{0,62}{(t/\rho)} + 5,8 \frac{(1+a/\rho)^2}{(a/\rho)^3} + \frac{0,2}{(t/\rho)^3} \cdot \frac{a/\rho}{a/\rho+t/\rho} \right]^{-1/2} = 1,07, \quad (3)$$

где $a=0,5D=87$ мм; $t=0,5(D_1-D)=10$ мм; $a/\rho=0,87$; $t/\rho=0,1$.

Формула (3) по отношению к полученному численному результату дает погрешность 9,3% в сторону занижения.

Возникновение и развитие усталостных трещин резко увеличивает концентрацию напряжений, т.к. трещина является острым концентратором и в ее вершине теоретическое решение линейной механики разрушения дает бесконечно большие напряжения. В связи с этим выполнен сравнительный КЭ-анализ поврежденности трубчатой оси при различных размерах тупой трещины с эллиптической формой фронта.

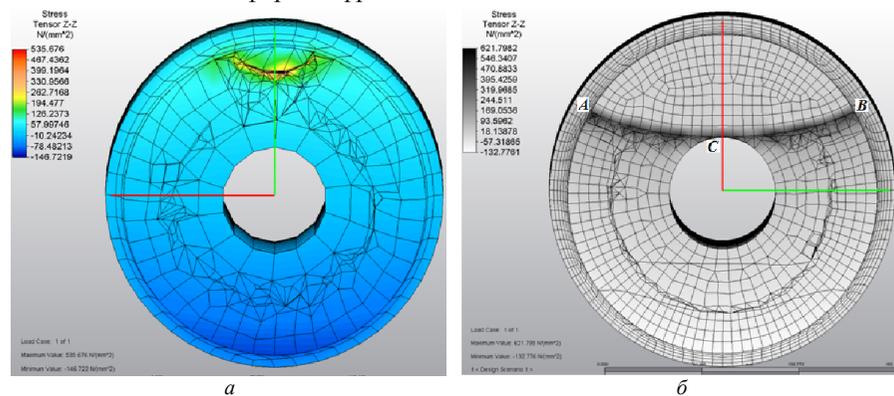


Рисунок 5 – КЭ-модель трубчатой оси с эллиптической трещиной в сечении с галтелью:

a – при глубине трещины 15 мм; b – 57 мм

Глубина трещины принята ступенчато возрастающей: $b=15$ мм; 30 мм; 57 мм. Форма КЭ – шестигранные призмы и тетраэдры с 20-ю и 10-ю узлами соответственно. Выполнена оценка влияния вращения оси на величину напряжений в характерных точках фронта трещины. Установлено, что при вращении по часовой стрелке напряжения в т. А трещины заметно возрастают, а при достижении угла поворота $\gamma=90^\circ$ становятся меньше, чем для начального положения 0° (рисунок 6). Напряжения в точках В и С при этом уменьшаются, оставаясь меньше, чем в т. А. Для положения трещины при повороте на угол более 270° напряжения в т. В достигают такого же максимума, как на кривой 1 для т. А. При этом в т. С напряжения не возрастают более их максимального значения при 0° . Аналогичная закономерность установлена и для трещин с глубинами 15 мм и 30 мм. Следовательно, скорость развития трещины на флангах (вблизи точек А и В) при усталостном разрушении выше, чем в

центре и ее фронт постепенно выпрямляется. Этот эффект проявляется слабее для трубчатых осей по сравнению со сплошными, т.к жесткость “живого сечения” в центре фронта трещины при подходе к внутренней поверхности снижается. После пересечения внутренней поверхности оси трещина распространяется по двум эллиптическим линиям фронта (рисунок 2).



Рисунок 6 – Графики напряжений в характерных точках линии фронта трещины для трубчатой оси при изгибе с вращением: кривая 1 для т. А; 2 – т. В; 3 – т. С

Алгоритм расчета коэффициента концентрации напряжений в галтелях трубчатых колесных осей, основанный на использовании МКЭ, является точным и достаточно универсальным, следовательно, может применяться для определения коэффициента α_c в галтелях осей производства фирм ЕС, у которых поверхность перехода имеет более плавную геометрию с переменной кривизной [6].

Выводы:

1. Разработан алгоритм численно-аналитического определения теоретического коэффициента концентрации напряжений для трубчатых осей колесных пар с галтелями перехода произвольной формы.
2. Обоснована возможность фрагментации колесной оси на участки относительно небольшой длины, что практически не влияет на точность результатов расчетов.
3. На основе предложенной КЭ-модели исследован характер изменения скорости распространения в различных точках фронта усталостной трещины, в результате подтвержден эффект снижения кривизны линии фронта по мере приближения к внутренней поверхности трубчатой оси.

Список литературы: 1. Ariza De Miguel, J. Tensiones en ejes huecos con una grieta superficial bajo flexion rotativa / J. Ariza De Miguel, S.S. Gutyrva, Yu.M. Jomyak // Revista de Ingenieria DYNA, Bilbao, Spain, Enero-Febrero 2014. – Vol.91, №1. – P.10-14. 2. Hirakawa K. The analysis and prevention of failure in railway axles / K. Hirakawa, K. Toyama, M. Kubota // Int. J. Fatigue, 1998. – Vol.20, No.2. – P.135-144. 3. Makino T. Review of the fatigue damage tolerance of high speed railway axles in Japan / Makino, T., Kato, T., Hirakawa, K. // Engineering Fracture Mechanics. – 2009. – 24p. 4. Madia M. An investigation on the influence of rotary bending and press fitting on stress intensity factors and fatigue crack growth in railway axles / M. Madia, S. Beretta, U. Zerbst // Engineering Fracture Mechanics. – 2008. – Vol.75. – P.1906-1920. 5. Zerbst, U. Safe life and damage tolerance aspects of railway axles / U. Zerbst, S. Beretta, G. Köhler, etc. // Engineering Fracture Mechanics. – 2012. – 99p. 6. EN 13103:2009+A2. European standard. Railway applications. – Wheelsets and bogies. – Non powered axles. – Design method. – Brussels, 2013. – 46p.

Поступила (received) 15.02.2014

И.В. ДОБРОВОЛЬСКАЯ, аспирантка Института подготовки кадров Государственной службы занятости Украины, Киев

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ – ЭФФЕКТИВНЫЙ ИНСТРУМЕНТ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

Работа посвящена созданию объектов интеллектуальной собственности на основе комплекса работ по испытанию машиностроительной продукции. Рассмотрен комплекс работ по разработке методов испытаний механических приводов силами специалистов технического комитета ТК-47 "Механические приводы".

Ключевые слова: интеллектуальная собственность, методы испытаний, механический привод.

Актуальность задачи. Связана с усилением конкурентной борьбы на машиностроительном рынке и увеличении влияния на нее интеллектуальной собственности на основе работ по испытанию выпускаемой продукции.

Основной материал. При разработке конструкторско-технологической документации на машиностроительную продукцию, последующей постановке ее на серийное производство, а также дальнейшего изготовления необходимо провести комплекс испытаний на соответствие предъявляемым требованиям к указанной продукции.

В зависимости от этапов существования продукции испытания подразделяются на исследовательские, приемочные, контрольные, периодические, приемо-сдаточные, сертификационные.

Порядок проведения испытаний описывается в программах и методиках (ПМ) испытаний с учетом технических требований представленных в технических условиях (ТУ) или государственных стандартах (ГОСТ, ДСТУ, ДСТУ ISO).

Основные требования, которым должна соответствовать методика испытаний (МИ), сводятся к следующему:

- предсказуемость, т.е. возможность принятия решения о работоспособности продукции на протяжении срока службы изделия на основе результатов испытаний;
- проведение испытаний на протяжении, возможно, более короткого времени (ускоренные испытания);
- выбор минимально достаточного количества диагностических сигналов;
- минимизация затрат по энергоемкости стендового оборудования (испытания на стендах с замкнутым контуром).

В современных условиях глобализации общественных процессов и возрастающей конкурентной борьбе производителей общемашиностроительной продукции значительное место в занятии лидирующего положения в борьбе за потребителя приобретают работы по внедрению передовых методов испытаний.

При защите прав на интеллектуальную собственность в основном используют два направления:

- патентную защиту конструкций и способов испытательных стендов и контрольно-измерительных комплексов;
- разработку конструкторско-технологической документации на стендовое оборудование с обеспечением предприятием защиты разработок от несанкционированного использования.

Учитывая пробелы в отечественном законодательстве в вопросах интел-

лектуальной собственности в настоящее время наиболее эффективным, хотя и более затратным, следует считать разработку внутренних методик испытаний (МИ) и методических рекомендаций (МР), учитывающих основные требования ГОСТ, ДСТУ, ДСТУ ISO.

В качестве примера таких работ рассмотрим организацию испытательных работ по механическому приводу общемашиностроительного применения (МП ОМП) [1]. Методические базы всех видов испытаний указанной продукции разрабатывались ранее во ВНИИредукторе (головная организация по механическим приводам в СССР), а позднее в АОЗТ "НИИ "Редуктор" (головная организация по МП ОМП в Украине).

Нормативная база, которая постоянно обновляется силами технического комитета по стандартизации ТК 47 "Механические приводы", состоит из следующих основных направлений [2]: терминологические стандарты; технические условия; расчетные методы; основные параметры и размеры; методы испытаний; исходные контуры и геометрия.

С целью дальнейшего совершенствования технического регулирования и реализации потребительской политики по отношению к требованиям ВТО, гармонизации методов испытаний с международными стандартами в ТК 47 проведены значительные работы по созданию базы из 37 стандартов ГОСТ и гармонизированных ДСТУ ISO. Условно такая терминологическая база разделена на следующие части [3]:

- методы испытаний механических приводов (2 стандарта);
- методы испытаний зубчатых передач (10 стандартов);
- методы испытаний лент конвейерных (21 стандарт);
- методы испытаний ремней клиновых и поликлиновых (3 стандарта);
- методы оценки структуры поверхности (1 стандарт).

В свою очередь более конкретизированные подгруппы содержат описание методов испытаний на конкретные виды элементов механического привода, например, испытания лент и ремней [4].

Конкретные разработчики и производители МП ОМП разрабатывают на основе указанной нормативной базы собственные МИ и МР с защитой отдельных видов испытаний патентами, например, от несанкционированного использования третьими сторонами. В качестве примера рассмотрим предложенный способ испытаний МП ОМП, который предусматривает проведение испытаний при минимальном крутящем моменте M_n и действии (см. рисунок) допускаемой консольной нагрузки P_k в соответствии с требованиями [5].

$$l = \frac{M_n}{P_c}; (\text{м}) \quad (1)$$

$$P_c = [P_k] + P_2, \quad (2)$$

где M_n – номинальный крутящий момент на выходном валу редуктора (Н·м); $[P_k]$

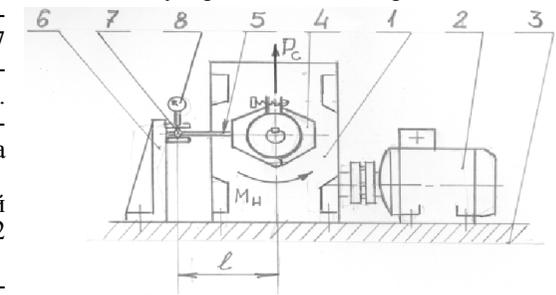


Рисунок – Стенд для осуществления способа испытаний в соответствии с патентом [5]:

- 1 – испытуемый редуктор; 2 – электродвигатель;
- 3 – опорная поверхность стенда; 4 – тормоз колодочного типа; 5 – измерительный рычаг;
- 6 – тарировочное устройство; 7 – опорное устройство;
- 8 – индикатор часового типа

– допускаемая рычажная консольная нагрузка на выходном валу редуктора в плоскости расположения рычага (Н); P_c – дополнительная консольная нагрузка на выходном валу редуктора в плоскости расположения рычага от веса тормоза (Н).

Данный способ используется в испытательном центре ООО "НИИ "Редуктор" и выполняется следующим образом.

Стенд состоит из редуктора 1 (например, одноступенчатого червячного редуктора), который с помощью муфты соединен с электродвигателем 2, редуктор с электродвигателем установлены на опорной поверхности стенда 3. Нагрузка номинальным крутящим моментом на выходном валу редуктора M_n (Н·м) осуществляется с помощью тормоза колодочного типа 4, соединенным с рычагом 5 контактирующим с тарировочным устройством 6, который также установлен на опорной поверхности стенда 3. При испытаниях выполняют следующую последовательность действий:

- сначала с помощью тарировки фиксируется зависимость между величиной суммарной радиальной консольной нагрузки P_c (Н), действующей на середину выходного вала и параллельным перемещением Δ , мм, фиксирующее индикатор в той же плоскости тарировочного устройства.

Под суммарной радиальной консольной нагрузкой в общем случае надо понимать $P_c = [P_k] + P_c$ (сумма сил направлена вертикально вверх, как наиболее опасный вариант нагрузок).

Если принять во внимание рекомендации [6], где $[P_k] = 250\sqrt{M_n}$, то получим

$$l = \frac{M_n}{250\sqrt{M_n + P_c}} \cdot (\text{м}) \quad (3)$$

Дальнейшие действия включают следующую последовательность:

- размещают на рычаге опорное устройство с возможностью продольного смещения и поворота (если потребуются испытания в реверсном направлении) относительно центральной оси рычага таким образом, что ось, которая проходит через опорные точки устройства, будет совпадать по направлению с измерительной осью индикатора;

- после чего фиксируют на рычаге опорное устройство на расстоянии l от центральной оси выходного вала;

- затем вводят опорное устройство 7 в контакт с тарировочным устройством, центральная ось которого совпадает с центральной осью рычага;

- в завершении нагружают редуктор моментом M_n , который контролируют с помощью индикатора 8 по значению Δ_c , что отвечает значению P_c по тарировочному графику.

Предложенные способ и стенд для испытания редуктора общемашиностроительного назначения имеют преимущество по сравнению с известными, так как за счет упрощения способа и конструкции стенда при совместном испытании с номинальным крутящим моментом и консольной нагрузкой, нормированной от величины крутящего момента позволяет выполнять испытания редукторов с большим количеством преимуществ, экономией материальных ресурсов и времени испытаний.

Дальнейшее совершенствование методов испытаний МП ОМП позволяет:

- разработчикам сокращать сроки поставки на серийное производство новых изделий;

- производителям снижать уровень затрат при изготовлении и сборке приводной техники;

- потребителям уменьшать затраты при эксплуатации более качественных механических приводов как общемашиностроительного так и специального применения.

При реализации такого комплекса работ разработчики и производители должны предусматривать меры по защите технических решений по методам испытаний их патентованием или обеспечением защиты от несанкционированного их использования конкурентами.

Выводы:

1. Развитие современных методов испытаний является эффективным инструментом в защите прав интеллектуальной собственности разработчиков и производителей МП ОМП и активным оружием в конкурентной борьбе на машиностроительном рынке.

2. Разрабатываемые испытательными центрами и предприятиями МИ и МР должны предусматривать эффективную защиту от несанкционированного использования третьей стороной.

Список литературы: 1. ГОСТ 29285. Приводы механические. Методы испытаний. – К.: Держстандарт Украины, 1994. – 20с. 2. Web: www.i.com.ua/~niireduct. 3. Власенко В.М., Добровольська І.В. Сучасний стан та перспективи розвитку нормативної бази на методи випробувань в ТК 47 "Механічні приводи" // Вісник Національного технічного університету "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – 2012. – Вип.35. – С.25-28. 4. Власенко В.Н., Добровольська І.В. Современное состояние нормативной базы ТК 47 "Механические приводы" по методам испытаний ремней и лент конвейеров // Вісник національного технічного університету "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – 2013. – Вип.40. – С.30-34. 5. Добровольська І.В. Спосіб випробування редуктора загальномашинобудівного призначення. – П. України №83773, G01M 13/02, 2013. – 4с. 6. ГОСТ 16162. Редукторы зубчатые. Общетехнические условия. – К.: Держстандарт Украины, 1993. – 22с.

Поступила (received) 03.03.2014

УДК 621.833

Я. ЗАПОТОЧНЫ, инженер, каф. машиностроительной технологии и материалов факультета специальной техники Тренчинского университета А.Д., Словакия;
М. БОШАНСКИ, к.т.н., проф., институт транспортной техники и конструирования Словацкого технического университета, Братислава, Словакия;
Б. КОПИЛАКОВА, инженер, каф. технической механики и деталей машин факультета специальной техники Тренчинского университета А.Д.;
Д. РАКУСОВА, к.э.н., кафедра мобильной и специальной техники факультета специальной техники Тренчинского университета А.Д.

ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ПРЕДЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ ПОВЕРХНОСТИ ШЕСТЕРНИ

Статья описывает возможности повышения поверхностной твердости шестерни с применением современных лазерных технологий как условие для применения тонких твердых покрытий. При их применении исходим из требования достижения определенной толщины упрочненного слоя. Требуемая толщина упрочненного слоя важна не только из точки зрения повышения предельной нагрузки поверхности шестерни, а также как требование упрочненного слоя при применении твердых тонких слоев в шестернях чтобы они не проломались. В статье описываются коротко возможности достижения таких слоев не только с помощью классических методов, но статья, прежде всего, уделяет внимание возможностям применения лазерной закалки.

Ключевые слова: закалка, лазер, зуб, твердость.

Введение. Настоящий доклад является частью проекта VEGA 1/0277/12, VEGA 1/1035/12, направленных на изучение влияния отдельных геометрических, структурных и материальных параметров зубчатых передач для достижения оптимальной прочности и трибологических характеристик.

© Я. Запоточны, М. Бошански, Б. Копилакова, Д. Ракусова, 2014

У основного материала в конструкции нет таких свойств, которые бы удовлетворяли эксплуатационным требованиям на твердость либо поверхностную предельную нагрузку зубчатой передачи. Однако существует несколько методов, с помощью которых возможно существенным образом совершенствовать качественные параметры поверхностной предельной нагрузки боковой поверхности зуба и тем самым повысить его предельную нагрузку, что значит также срок службы и надежность.

Совершенствование поверхностных слоев боковой поверхности зуба можно достичь следующими методами:

- механическая обработка поверхности;
- термообработка поверхности;
- химико-термическая обработка поверхности;
- лазерная закалка поверхности.

В случае повышения только поверхностной предельной нагрузки боковой поверхности зуба на практике применяют как метод объемной, но и, прежде всего, поверхностной закали. В случае подогрева пламенем температура преимущественно оценивалась по цвету поверхности на основании опыта работника. Результатом является неравномерная твердость и глубина прокаленной части, а также существенное термическое воздействие на всю деталь, связанное с изменением механических свойств и большой дисперсией размеров из-за конфигурационных изменений. В случае индукционной закалики сверх этого необходимо применить индуктор соответствующей формы в зависимости от размера закаливаемого колеса, значит, размеры шестерни лимитированы минимальным и максимальным размерами индуктора.

При индукционной закалке шестерни кроме того необходимо изготовить для каждого размера колеса индуктор, размер которого зависит также от ширины зацепления и модуля.

Материалы и методы. В настоящее время все больше в технической практике применяется пленочное покрытие для повышения предельной нагрузки и срока службы деталей машин. Понятно, что оно в большей мере начинает применяться также в зубчатых передачах. Применение твердых тонких покрытий, учитывая их толщину обычно в пределах от 2 до 4 мкм, требует достаточную твердость боковой поверхности зуба требуемой толщины. Таким образом, с точки зрения их применения в зубчатых передачах требуется, чтобы толщина закаленного слоя была как минимум 0,8 мм для общепринятых величин модулей и передаточных отношений зубчатых передач, причем очень важна также шероховатость упрочненного слоя. Поскольку в случае лазерной закалики глубина закалики около 1,5 мм, это толщина, соответствует требованиям для применения твердого тонкого слоя. Пример такого поверхностного упрочнения боковой поверхности зуба приведен на рисунке 1.

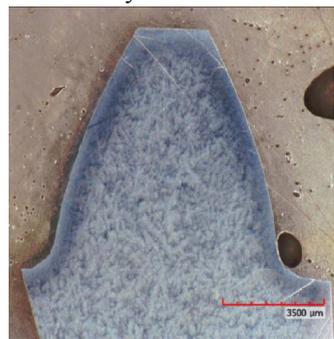


Рисунок 1 – Прокалка зубчатого зацепления

В случае применения классического метода закалики в шестернях обычно происходят малые либо большие деформации, которые обычно устраняют шлифовкой. В случае эвольвентных зубчатых зацеплений здесь нет никаких проблем, но в случае неэвольвентных зубчатых зацеплений, как выпукло-вогнутые зацепления, это вызывает увеличение производственных расходов. Поэтому лазерная закалка представляет собой большую выгоду, так как дает возможность достичь требуемой толщины закаленного слоя, необходимой для применения

твердых тонких покрытий при требуемой шероховатости. При этом деформации имеют малые величины – нет необходимости применять шлифовку.

Характеристика и принцип лазерной закалики. В настоящее время самым прогрессивным способом поверхностного калиения шестерен является закалка лазером. При лазерном луче возможно точно определить ширину следа посредством оптики и тем самым обеспечить также плотность падающей энергии на мм². Посредством пирометра можно полностью следить за процессом, а мощность лазера отрегулирована таким образом, чтобы соблюдать постоянную температуру закаливаемой поверхности и тем самым также требуемую твердость. Необходимые данные регистрируются в компьютере, обеспечивая, таким образом, повторяемость для деталей в возможной серии. Движение луча в 3D по установленной траектории выполняет манипулятор, обеспечивающий равномерность его движения.

Программное обеспечение можно запрограммировать еще до поставки материала, что ускоряет сроки поставки в производстве. Достоинством является также скорость обогрева, которая может быть вплоть до 1000C/s, минимальное воздействие на окружающий материал, минимальная деформация деталей, нет необходимости во внешнем охлаждении, причем технологический цикл также сокращается в сравнении с закалкой пламенем либо индукцией.

При поверхностях, закаленных классическим способом, поверхности зубчатых зацеплений после нагрева охлаждаются водяным душем. Поскольку самая высокая температура возникает на поверхности, высокий перепад температур приводит к большим разностям в напряжениях и возможно появлению трещин. Лазер не нуждается в экстремальном охлаждении, тепло отводится в материал. Температура в закаленном слое падает вовнутрь с более благоприятным градиентом температур и остаточных напряжений.

Так как теплосъем проводимостью более интенсивный, достигаются твердости несколько выше, окисление поверхности меньше и нет необходимости в водяном хозяйстве.

При испытаниях мы установили, что для шестерен из строительной стали 12051, после закалики возросла твердость с 24 на 56HRC, что с точки зрения требований на применение твердых тонких покрытий достаточно. Результаты испытаний также показывают, что посредством лазерной закалики поверхности шестерен мы обеспечили равномерную структуру без геометрических изменений и, следовательно, нет необходимости в шлифовке поверхности зубов с нестандартным зубчатым зацеплением после их закалики. Достоинством является то, что этот метод можно применить как для малых шестерен размером от 30 мм – рисунок 2, так и для больших шестерен размером несколько метров – рисунок 3.

Ширина лазерного луча для лазера мощностью 3,6 kW колеблется от нескольких мм до около 50 мм (рисунок 4). Ширина пучка лучей зависит от мощностной плотности и скорости закалики.

Для того чтобы обеспечить равномерную твердость при закалке по всей ширине закалики, рекомендуется перекрыть отдельные калильные лучи где-то на 3-5 мм.

Головка лазерного излучателя укреплена в манипуляторе КУКА – КР16, обеспечивающем точное движение луча таким способом, чтобы он падал на боковую поверхность зацепления перпендикулярно, что важно с точки зрения обеспечения качества твердости боковой поверхности зуба. После закалики первого слоя следует калиние следующего слоя пока не закаленная вся высота наслоенных шестерен – рисунок 5.

Высокая скорость нагревания и охлаждения приводит в закаленной поверхности зацепления к появлению очень тонких структур с маленьким зерном. Отличие структуры основного материала и закаленного материала очевидно из рисунка 6 и рисунка 7.



Рисунок 2 – Шестерня с диаметром $d=50\text{мм}$ с поверхностной закалкой посредством лазерного луча [5]



Рисунок 3 – Шестерня с диаметром $d=2500\text{мм}$ с поверхностной закалкой посредством лазерного луча [5]

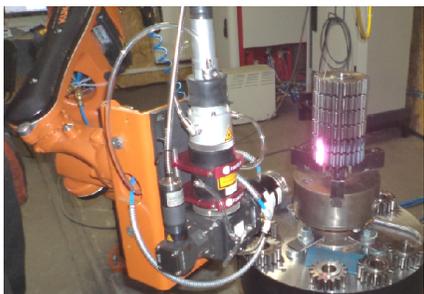


Рисунок 4 – Постепенная закалка зацепления лазерным лучом шириной 40 мм



Рисунок 5 – Наладка манипулятора лазера для закалки следующего слоя

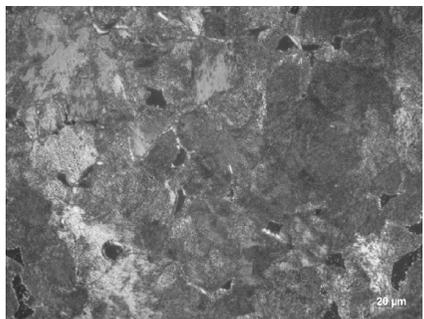


Рисунок 6 – Сталь 12 051, основная структура, Нитал 3%

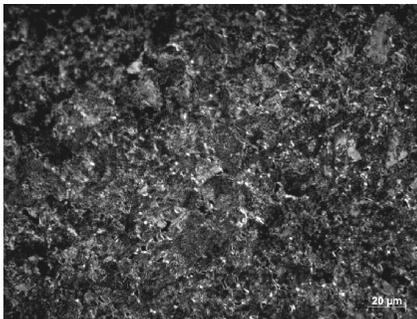


Рисунок 7 – Сталь 12 051, мелкозернистая структура после закалки лазером, Нитал 3%

В случае требования, чтобы зацепление было закаленное по всему контуру с постоянной толщиной, необходимо программой обеспечить движение манипулятора таким образом, чтобы лазерный луч был по возможности перпендикулярен закаливаемой поверхности. На рисунке 8 показан образец зацепления, когда требование постоянной ширины закалки боковой поверхности зуба не выполнено. Это зависит от настройки манипулятора. Чтобы такие ошибки при закалке шестерен не появлялись, необходимо процесс закалки обеспечить программой таким образом, чтобы выполнялось требование постоянной толщины закаленного слоя.

В зубчатых передачах без реверса возможна закалка только одной стороны зуба, при этом обеспечивается отсутствие изменений формы из-за термической обработки – рисунок 9.

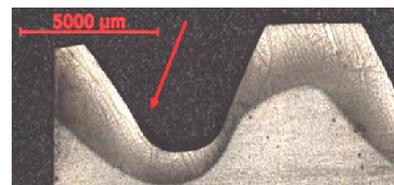


Рисунок 8 – Закаленное зубчатое зацепление с непостоянной толщиной: фото компании MATEX PM

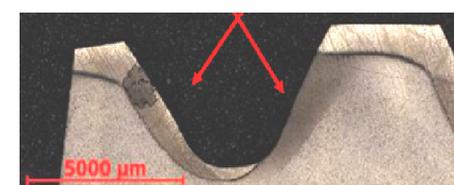


Рисунок 9 – Одностороннее закаленное зубчатое зацепление: фото компании MATEX PM

Заключение. Результаты выполнения диссертационной работы "Определение качественных и количественных характеристик депонированных покрытий в систему "покрытие – боковая поверхность зуба" с трибологической точки зрения подтверждают, что метод обеспечения поверхностной твердости боковой поверхности зуба лазерным методом с точки зрения возможностей применения твердых тонких покрытий является очень перспективным.

Эта технология закалки кажется очень перспективной, прежде всего для маленьких шестерен, поскольку у них также необходимо выполнить необходимые трибологические требования для применения твердых тонких покрытий.

Практические испытания доказали, что все исследуемые технологические параметры лазерной закалки (твердость, износостойкость, гомогенность поверхности, термическое воздействие на окружающую среду) дают лучшие качественные параметры, чем у стандартных методов термической обработки.

Список литературы: 1. Němeček, S. Tribotechnika, 2-2011, str.34-36. 2. Maršálek, P. Únavové zkoušky ozubených kol, [Dizertační práce]. VŠB Ostrava, 2013. 3. Němeček, S., Mužík, T. Tribotechnika, 1-2012, str.14-15. 4. Building, D. Tribotechnika, 2-2012, str.52-53. 5. [15.03.2014], <http://www.matexpm.com/cz/>. 6. Kadnár, M., Rusnák, J. Ecological oils applied in sliding journals. Monograph. Faculty of Engineering, Slovak University of Agriculture in Nitra, 2008, 87p. ISBN 978-80-8069-998-7. 7. Krantz, T., L., et al. Increased Surface Fatigue Lives of Spur Gears by Application of a Coating. NASA/TM-2003-212463 (ARL-TR-2971), 2003. 8. Mao, K., Sun, Y., Bell, T. An initial approach to the link of multi-layer coatings contact stresses and the surface engineered gears, In Surface & Coatings Technology 201(2007) 5796–5803. 9. Šumichrast, J., Rusnák, J., Benda, I., Kadnár, M. Biodegradable oils and their usage. In: New trends in design and technical documentation creation 2006. Proceedings of scientific publications, pp.136-140. ISBN 80-8069-701-9. 10. Tököly, P. Stanovenie hrúbky vrstvy povrchovej časti boku zuba z hľadiska odolnosti voči opotrebeniu, Dizertačná práca, Slovenská technická univerzita v Bratislave – Strojnícka fakulta, 2009, 92s., Bratislava, 2009. 11. Tököly, P., Bošanský, M., Vanya, A. The effect of gear geometry on the thickness of tooth face hardened layer. Visnik Nacional'noho Techničnoho Univerzitetu No.27. S.10-19. ISSN 2079-0791.

Поступила (received) 16.03.2014

УДК 620.178.16 : 621.892

А.В. ЗАХАРЧЕНКО, старший преподаватель каф. автомобильного транспорта Университета "Украина", Киев

МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И СТРУКТУРА ТОНКИХ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ, ОБРАЗУЕМЫХ ПРИСАДКАМИ НА ПОВЕРХНОСТЯХ ТРЕНИЯ

На основании современных трибологических источников предлагается аналитический обзор путей решения проблемы выбора по механическим свойствам тонких поверхностных слоев трибосопряжений определённого смазочного материала, который соответствует конкретным условиям эксплуатации. Систематизированы требования для нахождения пороговых значений результата совместного действия тепловых и механических нагрузок

© А.В. Захарченко, 2014

зок, когда поверхностные слои трущихся тел становятся химически и каталитически активными, что есть необходимым для интенсификации процессов образования эффективного химически модифицированного слоя.

Ключевые слова: пакет присадок, химически активные вещества, поверхность трения, поверхностный слой, хемосорбция, химически модифицированный слой, вторичная структура.

Актуальность задачи. Надёжность и долговечность машин обусловлена сохранением во времени объёмной и поверхностной прочности материалов при действии нагрузок и среды. Процессы объёмного разрушения протекают в результате накопления в объёме материала дефектов его структуры, приводящих к акту макроскопического разрушения детали или конструкции. Процессы поверхностного разрушения состоят из большого количества микроскопических актов разрушения, проявляющихся в постепенном уменьшении объёма материала – износе. Это принципиальное различие объёмного и поверхностного разрушения позволяет выделить поверхностную прочность как самостоятельную проблему, имеющую большое практическое значение [1]. Необходимы дальнейшие исследования для уточнения знаний о тонкой структуре поверхностных слоёв материала, формирующейся в процессе трения [2]. В настоящее время многочисленными экспериментальными и теоретическими исследованиями установлено, что процессы накопления повреждений в материале и его последующего разрушения носят иерархический характер, допускающий наличие большого числа масштабных уровней [3-5]. Также общепризнана необходимость проведения исследований не только состава и строения, но и механических свойств плёнок, образуемых присадками на поверхности трения (ПвТ) и эффективно снижающих трение и изнашивание [6].

Для описания явлений, происходящих на ПвТ, и поверхностной деформации используется установившаяся терминология [7]. Терминология оценки результатов изнашивания является очень наглядной при описании внешнего вида изношенных поверхностей и служит своего рода признаком возможных механизмов изнашивания [8].

Постановка проблемы. Износостойкость металлов и сплавов связана со свойствами вторичных структур (ВС), образующихся на ПвТ в процессе изнашивания и взаимодействия с окружающей средой, т.е. с их прочностью, хрупкостью, твёрдостью и прочностью сцепления оксидной плёнки с основной [9]. Прочность ВС – $\sigma_{ВС}$ в результате синергетических процессов при кинетическом фазовом переходе (КФП) по сравнению с прочностью основного материала – $\sigma_{ОМ}$ изменяется в K_y раз: $\sigma_{ВС} = K_y \times \sigma_{ОМ}$.

Коэффициент K_y характеризует эффект эксплуатационного упрочнения (разупрочнения) трибоматериалов. Он определяет качество ВС и самоорганизацию материалов трибосистемы. Фундаментальные положения теории самоорганизации, раскрытие механизмов КФП и разработка комплекса энергетических, кинетических и структурно-прочностных условий самоорганизации материалов трибосистем позволили с единых методологических позиций о закономерностях эволюции структурного и фазового состояния ПвТ решить задачи построения классификации и общей закономерности трения и износа, представить обоснованную систему управления износом [10]. К основным наиболее доступным и экономичным средствам увеличения K_y относятся методы химической модификации – изменения элементного состава ВС. Роль естественного химического модификатора выполняет кислород воздуха или растворённый в смазочном материале. Широкие возможности химического модифицирования ВС реализуются с помощью многих других элементов, добавляемых в смазочные композиции и их сочетаний (S, P, Cl, N, C и др.) [11]. И интенсивность образования, и механическая прочность твёрдых плёнок может в широком диапазоне регулироваться введением разного типа присадок [12]. Существенное влияние на K_y оказывают процессы приработки (режим, среды, покрытия), специальное легирование трибоматериалов,

температура зоны трения. K_y по данным специальных методов физического анализа в зависимости от уровня самоорганизации находится в пределах 1,5-12 [11].

Анализ последних исследований и публикаций следует начать с того, что несмотря на большую актуальность химии присадок и значительный объём проделанных исследований, монографическая литература по вопросу оценки микромеханических характеристик поверхностных слоёв и их структурного состояния в зависимости от состава смазочных сред крайне бедна. ВС представляют тонкоплёночный объект ($h_{ВС} = 2,10 \dots 8,10$ нм), образующийся путём КФП, основой которого является совместное действие деформации, нагрева, диффузии и химических реакций. Главным фактором, определяющим неизбежность и механизмы КФП, энергетику активирования, кинетику образования и разрушения ВС, является работа трения А [11].

Известно два основных типа ВС (SS I и SS II) и несколько их разновидностей (SS IA, SS IB, SS IIA, SS IIB). Общими для ВС обоих основных типов является их высокая прочность, способность минимизировать разрушение поверхностного слоя (ПС) и предотвращать повреждаемость. Вместе с тем наблюдаются существенные отличия в строении, химическом и фазовом составе, прочности и адсорбционных характеристиках ПвТ, покрытых плёнками ВС I и II типа в таблице, которые играют решающую роль при достижении состояний антифрикционности и фрикционности [13].

Таблица – Внешние признаки вторичных структур [13]

Тип вторичных структур	Фазовый состав	Общая характеристика состояния поверхностей трения		
		на макроскопическом уровне	на микроскопическом уровне	на субмикроскопическом уровне
I	Твёрдые растворы окислителей в металлах	Блестящая	Блестящая, покрывающая стекловидной плёнкой	Гомогенная (сплошная плёнка без ощутимых признаков субмикрорельефа)
II	Химические соединения нестехиометрического состава	Матовая	Покрывается плёнками различной окраски	Гетерогенная (выглаженные участки, покрытые плёнкой, и участки с разрушившейся плёнкой)

Толщина ВС I типа $h_{ВСI}$ находится в пределах 2,10-4,10 нм, содержание реагента 4-10% (для сплавов на основе железа) [1, 14]. $h_{ВСII}$ II типа находится в пределах 4,10-8,10 нм, содержание реагента – 10-28% (для сплавов на основе железа) [1, 14]. Порядок чередования типов ВС для заданного сочетания материалов и условий среды при увеличении удельной работы трения А, а значит и температуры ПС показан на рисунке 1 [13]. Изменяя химический состав сплавов и смазочных сред, можно смещать критические значения A_{IA} , A_{IIA} , A_{IIB} , A_{IB} и $A_{кр}$ в сторону больших или меньших величин, т.е. управлять образованием того или иного типа ВС.

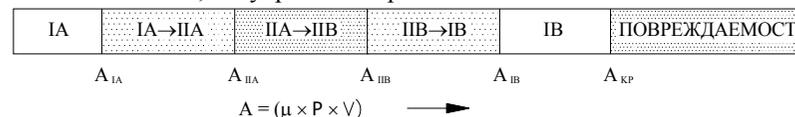


Рисунок 1 – Принципиальная схема формирования вторичных структур I (SSI) и II (SSII) типов при изменении удельной работы трения (А) [13]

Способность смазочного слоя удерживаться на материале ПвТ и разделять их при относительном движении в значительной степени зависит от свойств материала, что было отражено в работах середины 20-го века [15-20]. Структурные особенности ПвТ отражают структуру пограничного трения [21], которая определяется спецификой протекания физико-химических процессов, сопровождающих фрикционное взаимодействие [22]. Влияние металла и химической природы

адсорбированных плёнок на температуру разрушения смазочного слоя было выяснено в опытах Хьюга и Уиттингема [23]. Опыты проводились на приборе Боудена-Лебена [24]. Эти опыты подтверждают, что температура разрушения смазочного слоя в значительной степени зависит от связи металла с прилегающей к нему плёнкой смазки [25]. Химически модифицированные слои должны иметь прочную связь с основным материалом, низкую прочность на срез и высокую термическую стабильность [9]. Процессы химического модифицирования ПвТ особенно эффективны в тех случаях, когда в молекулах присадки содержатся несколько активных элементов и сочетаются функциональные особенности каждого из них. Среди них достаточно высокой противоизносной и противозадирной эффективностью обладают соединения, представляющие собой комбинации хлора и фосфора [26].

Прежде чем приступить к обсуждению возможных причин, вызывающих образование сильновозбуждённого приповерхностного слоя, отметим, что с точки зрения классической механики сплошной среды и теории теплопроводности нет никаких оснований считать, что ПС существует. Действительно, напряжения в стационарной задаче трения однородно распределены по всей толщине образца. Распределение температуры также не имеет никакого другого характерного пространственного масштаба, кроме толщины образца. Представление о том, что внешнее напряжение и температура локализованы в приповерхностном слое, требует иного, отличного от стационарного, подхода к решению задачи контактирования при трении [27]. В работе [28] проведён анализ распространения тепла от поверхности вглубь материала, где для простоты источники тепла, распределённые случайным образом по поверхности и во времени, заменены плоским, излучение которого изменяется во времени периодически. В этом случае динамика температурного поля определяется уравнением теплопроводности

$$T = \alpha \times \Delta T, \quad (1)$$

решение которого представляет собой тепловую волну с волновым вектором $K = (1+i) \times (\omega/2\alpha)^{1/2}$.

Величина обратная мнимой части волнового вектора связана с глубиной проникновения возмущения вглубь материала

$$l_T = (2\alpha/\omega)^{1/2}. \quad (2)$$

Подставляя частоту, которая соответствует режиму трения с образованием и разрывом мостиков сварки, $\omega \sim 10^5 \text{ с}^{-1}$ [29] и значение теплопроводности металлов $\alpha \sim 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ [30] в формулу (2), определим толщину "температурного ПС" $l_T \approx 40 \text{ мкм}$, которая совпадает с экспериментально наблюдаемой толщиной ПС, сформированного при трении в режиме схватывания [31].

Механическая прочность граничного смазочного слоя не тождественна с её тепловой и температурной стойкостью, однако практически трудно отделить от неё, так как в реальных условиях высоким скоростям скольжения и высоким нагрузкам соответствуют высокие температуры [32, 33]. Зная теплопроводности материалов пары трения, можно оценить порядок величины $T_{\text{п}}$ при трении в режиме схватывания. В этом случае давление на пятне контакта может быть порядка 10^3 - 10^4 МПа [29], а по некоторым данным [34], значительно выше. Оценки показывают, что при скорости $\sim 1 \text{ м/с}$ и толщине температурного слоя 30 мкм максимальное значение температуры на пятне контакта будет 10^2 - 10^3 К . Такая температура достаточна для интенсификации процессов пластической деформации и диффузии. Действительно, приложение внешнего напряжения в условиях циклического температурного воздействия приводит к деформациям, величина которых может быть определена из соотноше-

ния $\varepsilon \approx \gamma \Delta T \sigma / \sigma_0$. При $\gamma \sim 10^{-5} \text{ К}^{-1}$, $\sigma \sim 100 \text{ МПа}$, $\Delta T \sim 100 \text{ К}$, $\sigma_0 \sim 100 \text{ МПа}$ характерная величина относительной деформации за цикл составит всего 10^{-3} . Однако с учётом высокой частоты термоциклирования (до $\sim 10^5 \text{ с}^{-1}$) значительные деформации ($\varepsilon > 1$) накапливаются уже в течении нескольких секунд [27].

Хотя уже ясно, что в граничных условиях присадки образуют защитные ПС посредством описанных выше физико-химических процессов, особенности химических реакций, кинетика образования плёнки и её разрушения ещё находятся в стадии изучения. В определении характеристик присадок помимо свойств смазки, очевидно, нужно учитывать также свойства металлической подложки [35]. Материал, используемый для изготовления рабочих деталей подвижных сопряжений, должен обладать целым комплексом качеств, описанных в развитой М.М. Хрущовым теории антифрикционности [36]. В данном случае наибольший интерес представляют:

- 1) способность материалов образовывать на своей поверхности масляную плёнку, обладающую высокой температурной стойкостью;
- 2) малая склонность к схватыванию при металлическом контакте, периодически возникающем при трении по вершинам отдельных микронеровностей;
- 3) способность реагировать с композицией присадок или продуктами их термического разложения с образованием химически модифицированного слоя, предохраняющего от заедания при экстремальных режимах трения.

Эти качества, во всяком случае, два первых, по мнению автора [37] трудно разделить, и поэтому их обычно изучают в комплексе. Применение смазочного материала имеет два особых последствия [38]:

- 1) замечено, что усталостная долговечность в большой мере зависит от отношения толщины плёнки к шероховатости поверхностей;
- 2) имеются некоторые основания считать, что при использовании масел различного химического состава нельзя пренебрегать химическим влиянием на усталостную долговечность.

Чем выше адсорбционная способность ПвТ, тем больше противозадирная стойкость смазочного материала. А поскольку адсорбционная активность металлов тем выше, чем более неоднородна поверхность, можно предположить, что температурная стойкость испытанных смазочных композиций будет больше при трении сталей, поверхность которых менее однородна [37]. Увеличение адсорбционной активности металлических поверхностей при трении часто оказывает определяющую роль на процессы износа и смазки металлов [39].

Чтобы описать состав реальных поверхностей, Шмальц ещё в 1936г. предложил различать "внутренние ПС", включающие основной материал и механически упрочнённые слои, и "наружные ПС", состоящие из загрязнений, адсорбированных газов и оксидов [40]. Ясно, что фактический состав данной поверхности, структура и толщина различных ПС помимо свойств основного материала зависят также от подготовки поверхности и от окружающей среды [38]. Разделение твёрдого тела на слои является довольно условным. В реальных деталях наблюдается плавное изменение структуры по нормали к ПвТ [41]. Схемы строения ПС при механохимическом изнашивании приведены на рисунке 2 [13].

Применение физических методов для исследования материалов при трении позволило установить различия в их структуре с изменением расстояния от поверхности. В исследованиях Накаджимы (1969) на примере строения сплавов железо-углерод рентгенографически идентифицировано наличие при трении трёх слоёв. Первый слой однородно максимально деформирован; во втором деформация убывает с глубиной от поверхности и третий – недеформированный

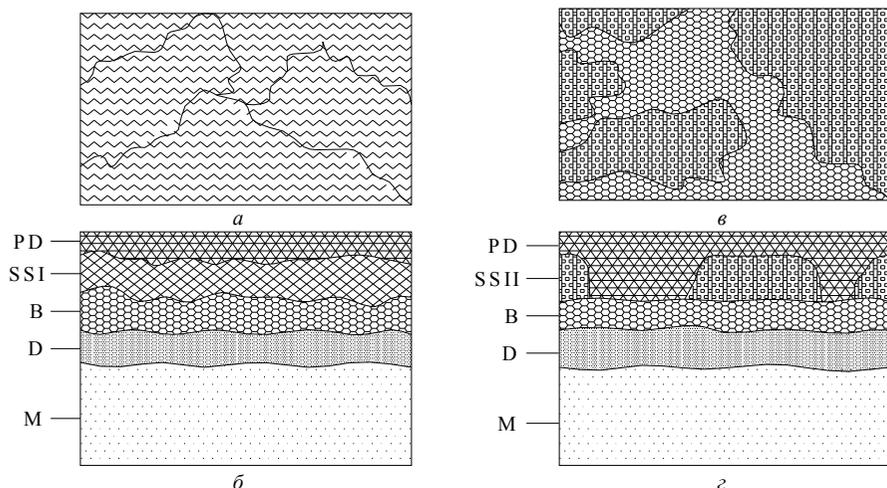


Рисунок 2 – Схема строения поверхности (а, б) и поверхностных слоев (б, з) при изнашивании с образованием вторичных структур I (SSI) и II (SSII) типов: PD – слой продуктов разрушения смазочного материала; SSI, SSII – вторичные структуры соответственно I и II типа; B – слой вторично закалённого карбидизированного металла; D – слой подповерхностной пластической деформации; M – основной металл [13]

металл. Интересно отметить, что толщина первого слоя практически не зависит от содержания углерода и составляет примерно 20 мкм, а толщина второго увеличивается с уменьшением твердости от 10 до 100 мкм. Основным критерием, по которому разделялись ПС металла, была величина пластической деформации. Несколько иначе проведено разделение ПС Б. И. Костецким (1973), где в качестве критерия разделения использовали напряженно-деформированные состояния. Были определены три зоны: 1 – упругоэластическая деформация; 2 – упругая деформация и 3 – основной металл. В то же время на основании рентгеновских и микроскопических данных определены пять основных зон: 1 – высокодисперсный поверхностный максимально деформированный слой; 2 – текстурированный слой; 3 – мелкозернистый хаотически ориентированный слой; 4 – переходной слой с начальными признаками пластической деформации и 5 – недеформированный металл. Несмотря на то что на схеме, все слои отделены друг от друга, полученные результаты исследований, не позволяют однозначно доказать образование плавных или ступенчатых переходов от одного слоя к другому [42].

Характер распределения элементов в ПС стальной детали, работавшей в условиях нормального изнашивания с образованием на ПвТ ВС II типа (SSII) показан на рисунке 3 [13]. Данная структура, состоящая из мелкодисперсных фрагментов материала образца (0,01-0,10 мкм) [32] с отдельными включениями материала контртела, в конечном счете не зависит от её исходного состояния и соответствует предельно возможному деформированному состоянию. Кроме того, структура фрагментированного слоя характеризуется наличием сильных азимутальных разориентировок, которые достигают нескольких десятков градусов. Изучение механизмов формирования такой структуры представляется интересным, поскольку оно должно способствовать пониманию триботехнических свойств материала в целом. Подчеркнем, что образование фрагментированной структуры с размером составляющих порядка 0,01-0,10 мкм свойственно не только трению, оно имеет место при всех видах пластической деформации, будь то

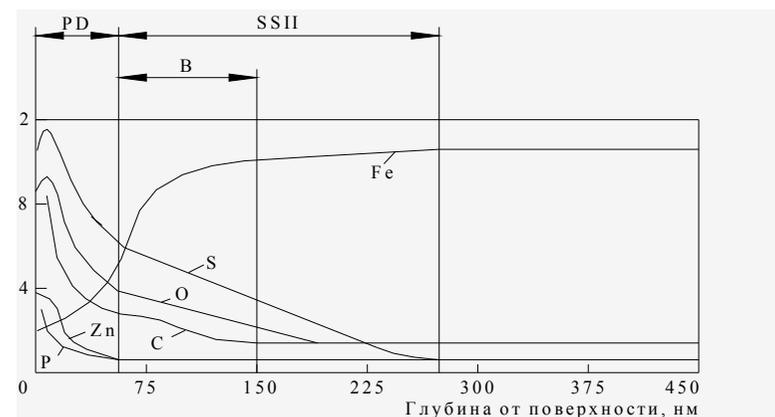


Рисунок 3 – Распределение элементов по глубине от поверхности трения, покрытой плёнками вторичных структур II типа (SSII):

PD – слой продуктов разрушения смазочного материала; SSII – вторичные структуры II типа; B – слой вторично закалённого карбидизированного металла [13]

прокатка [43], деформация по схеме "давление + сдвиг" в камере Бриджмена [44] или активная одноосная деформация [45]. Дальнейшая пластическая деформация не приводит к ещё большему измельчению субструктуры, что позволяет говорить о существовании характерного параметра, определяющего минимально возможный размер фрагментов. Как было показано в работе [46], этот параметр является фундаментальной характеристикой материала, определяемой только постоянной кристаллической решётки, модулем сдвига и т.н. напряжением трения недислокационной природы [47], т.е. напряжением, которое необходимо создать в идеальном кристалле для того, чтобы начать движение прямолинейной дислокации.

При ужесточении температурных условий трения в ПС стальных деталей диффундируют также атомы углерода, формируя карбидизированные вторично закалённые слои (B). Отсутствие или наличие слоёв B является основным отличием между ВС (SS) IA и IB, а также между ПА и ПВ. В зависимости от условий трения глубина залегания слоя B может быть меньше (в), равной (б) или большей (а) толщины ВС (SS) (рисунок 4) [13].

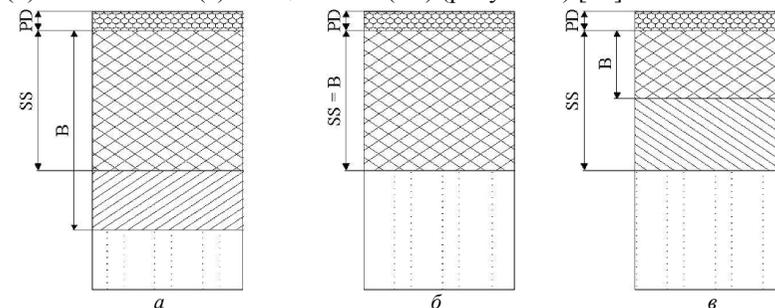


Рисунок 4 – Схема строения поверхностных слоёв при различных толщинах плёнок вторичных структур (SS) и карбидизированных вторично закалённых слоёв (B) [13]

Само по себе наличие или отсутствие слоистой структуры с резкими переходами от одного слоя к другому имеет принципиальное значение для установления механизмов изнашивания. Логично предположить, что существо-

вание ПС, отделённого узкой границей от нижележащих слоёв, приведёт при изнашивании к его отслаиванию в виде пластинчатых частиц износа. Такой механизм аналогичен снятию "корки", защищающей подповерхностные слои.

Образование того или иного строения ПС металла связано с равномерным или ступенчатым изменением структуры с расстоянием от ПвТ. В работах И.И. Гарбара (1974) показано, что в низкоуглеродистой стали при трении формируется ротационная фрагментированная структура. Которая согласно данным работы [48] характеризуется образованием замкнутых микрообластей металла, разориентированных друг относительно друга на углы, достигающие десятков градусов. В дальнейшем образование фрагментов в ПС подтверждено многочисленными исследованиями на различных материалах и в разных условиях трения. Размеры фрагментов ПС зависят от материалов и условий трения и находятся в диапазоне от 3 до 0,3-0,7 мкм. Следует отметить, что глубина фрагментированного слоя, также зависящая от исследуемых материалов и режимов испытаний, во всех случаях больше или равна толщине частиц, образующихся при изнашивании. При этом сами частицы также имеют фрагментированную структуру, а их формирование, обусловлено фрагментацией. Следовательно, разрушение металла, приводящее к образованию таких частиц, происходит внутри фрагментированного слоя. Поэтому его строение и свойства определяют кинетику и механизмы изнашивания при трении.

Вместе с тем в настоящее время не существует единого мнения относительно природы фрагментации при трении, которая связывается с изменением напряжённого состояния и соответствующей пластической деформацией по глубине от поверхности или с явлением фрикционного переноса контактирующих материалов. Аналогичным образом противоречивы данные относительно строения ПС. В ряде исследований показано, что степень фрагментации монотонно уменьшается с расстоянием от поверхности. Согласно другим данным, полученным по аналогичным методикам, ПС имеет ступенчатое строение, при котором верхняя его часть толщиной 1-2 мкм, названная авторами слоем переноса, состоит из дисперсных фрагментов, резко отличающихся по размерам от фрагментов нижележащего слоя. Между этими двумя слоями наблюдается выраженная граница. Согласно данным исследований, в зависимости от материалов и условий трения может наблюдаться как монотонное, так и ступенчатое [49] строение ПС.

Анализ полученных авторами [42] данных позволил им представить структуру и строение деформированного трением слоя металла в виде двух моделей, приведённых на рисунке 5. При построении моделей использовалось приближение "кирпичной кладки", где каждый "кирпич" соответствует отдельному фрагменту. Штриховка на рисунке 5, а, в схематически показывает разориентировку фрагментов.

Как показано в динамической теории кристаллических сред с дислокациями, развитой в работах [44, 50, 51], при ударном воздействии на кристаллическую среду в ней наряду с известными типами волн инициируется сильно диссипативная волна пластических поворотов, затухающих в тонком ПС. Это должно приводить к возникновению вблизи поверхности слоя с сильными кристаллографическими разориентировками, а, следовательно, и с высокой плотностью дислокаций. Такие слои с высокой дислокационной плотностью действительно наблюдаются в экспериментах по ударному воздействию [52]. Высокую плотность дислокаций на ПвТ также наблюдали при трении авторы [27], однако образование дислокаций, по их мнению, обязательно как динамическим, так и статическим воздействиям, которые в первом приближении аддитивны. Наличие диссипативной структуры подтверждается проявление

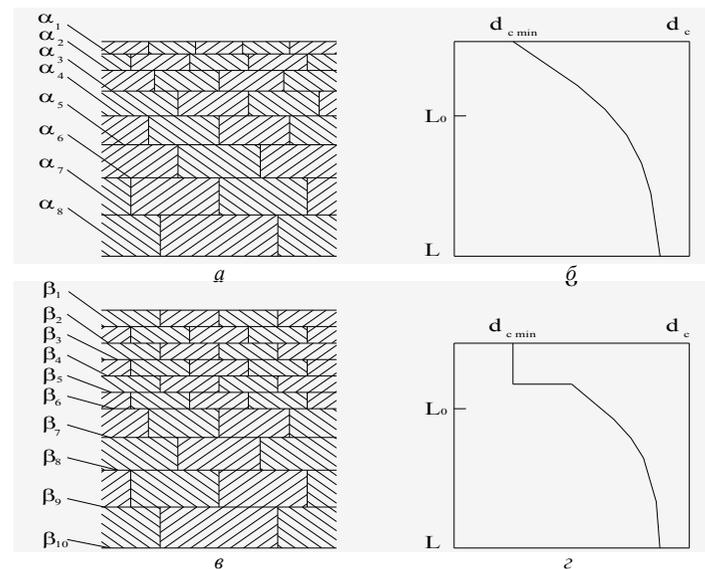


Рисунок 5 – Модели строения поверхностного слоя металла при трении: а, в – схематическое изображение (а – монотонно изменяющейся, в – ступенчато изменяющейся структуры); б, г – соответствующее изменение размеров фрагментов с расстоянием от поверхности [42]

нием флуктуаций f . На рисунке 6 видно, что в случае диссипативной структуры флуктуация от внезапного приложения нагрузки затухает от меньших значений коэффициента к большим, а в случае граничного трения наоборот [53].

Повышение качества машин и, в частности, эксплуатационных показателей их деталей в значительной степени определяется параметрами состояния ПС. Было установлено [54-56], что наряду с традиционными параметрами ПС, с помощью которых оценивают состояние ответственных поверхностей деталей: шероховатость, наклёп и остаточные напряжения, основное влияние на их эксплуатационные показатели в большинстве случаев оказывают такие мало изученные параметры как размер зерна, плотность дислокаций и поверхностная энергия. Многочисленными исследованиями установлено, что в процессе механической обработки деформационные и температурные факторы изменяют физические свойства ПС металла [57].

Кроме размера зерна, значительное влияние на напряжение пластической деформации оказывает плотность дислокаций ρ . Известно соотношение Д. Тейлора [58] $\rho = (Gb/2\pi) \times \epsilon^{1/2}$, где G – модуль сдвига, b – вектор Бюргерса. В деформируемом ПС ρ можно также определить через характеристики материала и напряжение: $\rho = (2\pi\sigma/Gb)^2$.

Очевидно, что до разрушения поликристаллического материала или, другими словами, до достижения определённого критического значения ρ , эти дефекты в ПС накапливаются на протяжении трёх стадий [59]: 1 – металлургическо-термической, 2 – технологической и 3 – эксплуата-

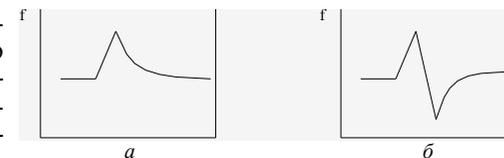


Рисунок 6 – Характер затухания флуктуаций при граничном трении (а), при трении с диссипативной структурой в плёнке (б) [53]

ционной. Это можно представить в виде соотношения [60] $\rho = \rho_{MT} + \rho_{ТХ} + \rho_{Э}$.

Ранее в работах И.И. Гарбара показано, что формирование фрагментированной структуры в ПС металла при трении является следствием увеличения ρ по мере приближения к поверхности. Вместе с тем из многочисленных исследований известно, что распределение действующих напряжений при трении таково, что в зависимости от условий трения максимум напряжений находится на некотором расстоянии от поверхности и только при f порядка 0,4 выходит на поверхность. Тем не менее при ρ , превышающих 10^{10} см^2 (а именно такие ρ , согласно данным работ И.И. Гарбара, наблюдаются в ПС металла при трении), максимальная пластическая деформация должна наблюдаться на поверхности. Это обусловлено действием сил изображения вблизи свободной поверхности, в результате которых при одинаковом уровне внешних напряжений на дислокационном источнике в ПС и внутри твёрдого тела деформация начинается с поверхности. Согласно данным работы [42], максимальная деформация поверхности может наблюдаться даже в том случае, когда величина внешних напряжений в ПС ниже, чем внутри материала. Это объясняет образование структуры с монотонно убывающей по глубине фрагментацией ПС.

Представляется, что наиболее вероятным объяснением ступенчато изменяющегося строения деформированного трением слоя металла являются процессы пластического течения ПС при износе течением (flow wear). Следует отметить, что ряд авторов относят износ течением и соответствующий ему механизм к граничному трению, а другие авторы образование "слоя переноса" наблюдали в основном при трении без смазки. Однако, как показывают третьи авторы, при трении без смазки также образуются гребни износа. Механизм их формирования аналогичен наблюдаемому ранее [42, 43] механизму течения ПС металла при трении со смазкой.

Известно, что напряжения на микроконтактах превосходят номинальные примерно на 2-3 порядка [61]. При таких высоких напряжениях ПС ведёт себя как вязкая жидкость с некоторым эффективным коэффициентом динамической вязкости [27]. Это приводит к образованию максимально деформированного ПС, который и формирует в дальнейшем пластинчатые частицы износа толщиной порядка одного или нескольких микрометров. Образование такого слоя может сопровождаться пересыщением активированного при трении металла кислородом, элементами контртела или смазки [62] благодаря их диффузии в процессе трения. Однако само по себе явление фрикционного переноса при этом не определяет строение ПС.

В силу многочисленных факторов, влияющих на состояние ПС и связанных с комплексом случайных механо-физико-химических процессов, которые протекают при работе трибосистемы, такие связи носят вероятностный характер. На этой основе разработан и постоянно развивается трибоспектральный метод, позволивший синтезировать алгоритм оценки видов изнашивания на основании измерения деформационно-спектральных характеристик. Авторами работы [63] предлагается алгоритм решения обратной задачи трения и износа [64]: определение вида изнашивания по динамическим характеристикам трения.

Для оценки структурного состояния ПС и их однородности В. В. Запорожцем разработан деформационно-спектральный (трибоспектральный) метод микромеханических испытаний [65, 66]. Физическая основа метода – зависимость параметров трения от ориентации отдельных кристаллитов и параметров тонкой кристаллической структуры (анизотропия трения) [1]. Аналитической основой трибоспектрального метода является теория случайных процессов [67].

В целом, трибоспектральный метод основан на определении статистических связей между сопротивлениями локальных микрообъёмов материала контактному

деформированию, создаваемому силовым воздействием [68-70] при сканировании ПС алмазным индентором [71]. В качестве материала индентора используется алмаз, обладающий минимальной адгезией к большинству технических материалов [72].

Выводы. Таким образом, можно считать, что пластическое течение ПС при трении обязано зернограничному проскальзыванию элементов, составляющих фрагментированную структуру. Однако полученную величину коэффициента вязкости нельзя отнести к характеристикам всего деформированного слоя. Данный коэффициент отражает рассеяние подводимой энергии лишь на нижнем мезоскопическом уровне, который характеризуется движением фрагментов субструктуры в локализованной области, соответствующей пятну контакта. На самом деле должен существовать спектр эффективных вязкостей, который зависит от иерархии диссипативных структур в зоне трения. Установление такой иерархии позволит учесть специфику деформирования при трении. Согласно этому механизму, в результате контакта микронеровностей происходит их течение и накопление пластической деформации.

Необходима разработка физически адекватных моделей развития диссипативных структур в поверхностных слоях материалов при их трении и изнашивании. Необходимо продолжить работы в области теории трения при контакте со смазкой, основывающиеся на различных моделях смазочного действия и пригодные для описания процессов трения на нано- и мезоскопическом структурных уровнях.

Список литературы: 1. Поверхностная прочность материалов при трении / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, А.К. Караулов и др.; Под общ. ред. д-ра техн. наук Б.И. Костецкого. – К.: Техника, 1976. – 296с. 2. Современная трибология: Итоги и перспективы / Э.Д. Браун, И.А. Буяновский, Н.А. Воронин и др. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. – 480с. 3. Панин В.Е., Лыхачёв В.А., Гриняев Ю.В. Структурные уровни деформации твёрдых тел. – Новосибирск: Наука, 1985. – 230с. 4. Рыбин В.В. Большие пластические деформации и разрушение металлов. – М.: Металлургия, 1985. – 224с. 5. Физическая мезомеханика и компьютерное конструирование материалов / Под ред. В.Е. Панина. – Новосибирск: Наука, 1995. – Т.1. – 298с. – Т.2. – 320с. 6. Заславский Ю.С. Трибология смазочных материалов. – М.: Химия, 1991. – 240с. 7. Organization for Economic Cooperation and Development (OECD), Glossary of Terms and Definitions in the Field of Friction, Wear and Lubrication (Tribology), 1969с. 8. Jahnmir S. On the wear mechanisms and the wear equation // Fundamentals of Tribology: proceedings of the International Conference on the Fundamentals of Tribology, 1978. – P.455-467. 9. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Гучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с. 10. Костецкий Б.И. Классификация видов поверхностного разрушения и общая закономерность трения и изнашивания // Вестник машиностроения. – 1984. – №11. – С. 10-13. 11. Костецкий Б.И. Эволюция структурного и фазового состояния и механизмы самоорганизации материалов при внешнем трении // Трение и износ. – 1993. – Т.14. – № 4. – С.773-783. 12. Райко М.В. Смазка зубчатых передач. – К.: Техніка, 1970. – 196с. 13. Караулов А.К., Худойли Н.Н. Автомобильные масла. Моторные и трансмиссионные. Ассортимент и применение. – К.: Журнал "Радуга", 2000. – 436с. 14. Костецкая Н.Б. Механизмы структурной приспособляемости и управление изнашиванием машин. – К.: Наукова думка, 1985. – 236с. 15. Claiton D. The influence of various lubricants on the seizure characteristics of hard steel and bronze // Engineering. – 1940. – Vol. 179, №3865. – P.131. 16. Boerlage G.D., Block H. Four-ball top for testing the boundary lubricating properties of oils under High mean pressure // Engineering. – 1937. – Vol.144, №1154. – P.10. 17. Алыши И.Я. Сравнительная оценка влияния трения масел и сорта масла на заедание // Вестник машиностроения. – 1952. – №7. – С.34-36. 18. Bouden F.P., Gregory J.N., Tabor D. Lubrication of metal surfaces by fatty acids // Nature. – 1945. – Vol.156, №3952. – P.97. 19. Bouden F.P., Tabor D. The Friction and Lubrication of Solids. – London, 1950. 20. Tabor D. Desorption or "surface melting" of lubricant films // Nature. – 1941. – Vol.147, №3733. – P.609. 21. Alexeyev N.M., Kuzmin N.N., Trankovskaya G.R., Shuvalova E.A. On the similarity of friction and wear processes at different scale levels // Wear. – 1992. – Vol.156. – P.251-261. 22. Кузьмин Н.Н., Шувалова Е.А., Транковская Г.Р., Муравьёва Т.И. Методы анализа структур поверхностей, формирующихся в процессе трения // Трение и износ. – 1996. – Т.17, №4. – С.480-486. 23. Huges T.P., Wittingam G. The influence of surface films on the dry lubricated sliding of metals // Trans. Faraday Soc. – 1942. – Vol.38, pt.1. – P.27. 24. Bouden F.P., Leben L. The nature of sliding and the analysis of friction // Proc. Roy. Soc. – 1939. – Vol.169, №938. – P.371. 25. Матеевский П.М. Температурный метод оценки предельной смазочной способности машинных масел. – М.: АН СССР, 1956. – 144с. 26. Dacre B., Bovington C. The adsorption and desorption of dibenyl disulfide on steel // ASLE Trans. – 1982. – Vol.25, №272. – P.144-150. 27. Попов В.Л., Колубаев А.В. Анализ механизмов формирования поверхностных слоёв при трении // Трение и износ. – 1997. – Т.18, №6. – С.818-826. 28. Колубаев А.В., Попов В.Л., Тарасов С.Ю. Структура и механизм формирования поверхностных слоёв при трении. – Томск, 1993. – 16с. (Препр. / ТФ СО РАН,

№15). **29. Власов В.М., Мельниченко Н.В., Рейзер Е.С.** Диагностика методом акустической эмиссии процессов разрушения мостиков схватывания при трении сталей без смазочного материала // Трение и износ. – 1989. – Т.10, №2. – С.257-261. **30.** Физические величины: Справочник / Под ред. Григорьева И.С., Мейликова Е.З. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 478с. **31. Тарасов С.Ю., Колубаев А.В.** Структура поверхностных слоёв трения сплавов 36НХТЮ // Известия вузов: Физика. – 1991. – №8. – С.9-12. **32. Ахматов А.С.** Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 472с. **33. Davies C.B.** A review of boundary lubrication // Conf. on Lubrication and Wear. – London, 1957. – P.319. **34. Тушинский Л.И., Потеряев Ю.П.** Проблемы материаловедения в трибологии. – Новосибирск: НЭТИ, 1991. – 176с. **35. Rounds F.G.** Influence of steel composition on additive performance // ASLE Trans. – 1972. – Vol.15. – P.54. **36. Хруцов М.М.** Современные теории антифрикционности // Трение и износ в машинах, вып. VI. – М.: АН СССР, 1956. – С.34-37. **37. Матвеевский Р.М., Буяновский И.А., Лазовская О.В.** Противозадирная стойкость смазочных сред при трении в режиме граничной смазки. – М.: Наука, 1978. – 192с. **38. Чихос Х.** Системный анализ в трибонике: Пер. с англ. – М.: Мир, 1982. – 352с. **39. Протопопов Б.В.** Исследование внешнего трения в связи с механическими и физическими процессами взаимодействия поверхностей: Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.02.04 / УСХА. – К., 1969. – 29с. **40. Schmaltz G.** Technische Oberflächkunde. – Berlin: Springer, 1936. – 126с. **41. Боданович П.Н., Прушак В.Я.** Трение и износ в машинах. – Мн.: Выш. шк., 1999. – 374с. **42. Гарбар И.И.** О структуре и строении поверхностных слоёв сопряжённых материалов трущихся пар // Трение и износ. – 1990. – Т.11, №4. – С.581-593. **43. Суховаров В.Ф.** Прерывистое выделение фаз в сплавах. – Новосибирск: Наука, 1983. – 156с. **44. Попов В.Л.** Динамика пластических поворотов в кристаллах // Письма в ЖТФ. – 1993. – Т.19, №14. – С.80-82. **45. Конева Н.А., Козлов Э.В.** Физическая природа стабильности пластической деформации // Известия вузов: Физика. – 1990. – №2. – С.89-106. **46. Колубаев А.В., Попов В.Л., Тарасов С.Ю.** Формирование субструктуры поверхностного слоя при трении // Известия вузов: Физика. – 1997. – №2. – С.89-95. **47. Попов Л.Е., Конева Н.А., Терешко И.В.** Деформационное упрочнение упорядоченных сплавов. – М.: Металлургия, 1997. – 218с. **48. Рыбин В.В.** Большие пластические деформации и разрушения металлов. – М.: Наука, 1986. – 288с. **49. Гарбар И.И.** // Трение и износ. – Т.2, №6. – С.1076-1084. **50. Popov V.L.** Gauge theory of "plastically incompressible" elastic-plastic medium // Int. J. Eng. Sci. – 1992. – Vol.30, №3. – С.329-340. **51. Попов В.Л., Чертова Н.В.** Каллибровочная теория распространения волн в упругопластической среде // Известия вузов: Физика. – 1992. – №4. – С.81-93. **52. Лыков С.В., Итин В.И., Месяц Г.А.** и др. Эволюция волн напряжений, возбуждённых в металлах импульсным электронным пучком // Докл. АН СССР. – 1990. – Т.310, №4. – С.858-861. **53. Поляков А.А.** К вопросу о лабораторных испытаниях материалов узлов трения // Трение и износ. – 1990. – Т.11, №4. – С.668-674. **54. Томай А.В.** Технологическое управление усталостной прочностью при лезвийных методах обработки // Известия вузов: Машиностроение. – 1990. – №5. – С.133-136. **55. Томай А.В.** Теоретические аспекты управления периодом приработки при трении скольжения // Поверхностный слой, эксплуатационные свойства деталей машин и приборов. – М.: МДНТП, 1991. – С.111-114. **56. Томай А.В.** Технологическое обеспечение усталостной прочности деталей машин // Ресурсосберегающая технология машиностроения. – М.: МГААТМ, 1994. – С.161-163. **57.** Теория пластической деформации металлов / Под ред. Е.П. Ункова, А.Г. Овчинникова. – М.: Машиностроение, 1983. – 326с. **58. Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодкин Ю.Д.** Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 288с. **59. Томай А.В.** Влияние циклических нагрузжений на плотность дислокаций и эмиссионную активность поверхностей // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Структура и прочность материалов в широком диапазоне температур". – Каунас, 1989. – С.108-109. **60. Томай А.В.** Технологическое обеспечение физических и эксплуатационных свойств поверхностных слоёв деталей машин // Трение и износ. – 1997. – Т.18, №3. – С.385-394. **61. Шеньков Г.П.** Электрофизические явления и процессы переноса при контактных взаимодействиях твёрдых тел: Дисс... докт. физ.-мат. наук: 01.04.11. – Минск, 1989. – 312с. **62. Сакин П.И.** Химические аспекты граничной смазки // Трение и износ. – 1980. – Т.1, №1. – С.45-57. **63. Запорожец В.В., Бердинских В.А., Варюхно В.В.** Выбор критериев и синтез алгоритма оценки видов изнашивания // Трение и износ. – 1988. – Т.9, №6. – С.975-984. **64. Запорожец В.В., Бердинских В.А.** Стохастическое решение обратной задачи трибометрии // Трение и износ. – 1980. – Т.1, №6. – С.976-986. **65. Запорожец В.В.** Трибоспектральные методы оценки поверхностной прочности // Докл. VIII Всесоюзной конференции по физике прочности и пластичности металлов и сплавов. – Куйбышев, 1976. – С.25-38. **66. Бердинских В.А., Запорожец В.В.** и др. Основные принципы и аппаратура для корреляционной оценки поверхностных слоёв деталей машин // Новые физические методы контроля качества продукции. – М.: МДНТП, 1977. – С.94-98. **67. Бендат Дж., Пирсон А.** Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1974. – 464с. **68. Запорожец В.В., Закиев И.М., Блякович О.М., Захарченко А.В.** Методика та приладне забезпечення для оцінки мікроемеханічних властивостей тонких поверхневих шарів // Пр. Міжнар. наук.-техн. конф. "Надтверді інструментальні матеріали на рубежі тисячоліття: отримання, властивості, застосування". – К.: ІНМ НАН України, 2001. – С.262-263. **69. Запорожец В.В., Блякович О.М., Закиев И.М., Захарченко А.В.** Трибоспектральні критерії оптимізації концентрації пакету приладок у базовій трансмісійній оливі // Пр. Міжнар. наук.-техн. конф. "Авіа-2002". – К.: НАУ, 2002. – Т.1. – С.435-443. **70. Закиев И.М., Варюхно В.В., Захарченко А.В.** Прибор для оценки микромеханических свойств тонких поверхностных слоёв трибосопряжений // Пр. Міжнар. наук.-техн. конф. "Авіа-2002". – К.: НАУ, 2002. – Т.1. – С.435-443. **71. Запорожец В.В.** Динамические характеристики прочности поверхностных слоёв и их оценка // Трение и износ. – 1980. – Т.1, №4. – С.602-609. **72.** Склерометрия. Теория, методика, применение испытаний на твердость царапаньем / Под ред. М.М. Хруцова. – М.: Наука, 1968. – 219с.

Поступила (received) 06.03.2014

УДК 620.169.2.

Н.Н. ИШИН, к.т.н., доц., заместитель директора НТЦ "Карьерная техника" Объединенного института машиностроения НАН Беларуси, Минск;
А.М. ГОМАН, к.т.н., доц., начальник отдела Объединенного института машиностроения НАН Беларуси;
А.С. СКОРОХОДОВ, к.т.н., вед. научный сотрудник Объединенного института машиностроения НАН Беларуси;
С.А. ГАВРИЛОВ, ООО "Гормашсервис", Комсомольск

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА СИНХРОННОГО НАКОПЛЕНИЯ ПРИ ВИБРОДИАГНОСТИКЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Изложен принцип выделения информационной составляющей вибрационного сигнала при диагностике технического состояния зубчатых передач мобильных машин. Описан алгоритм реализации метода синхронного накопления при обработке данных. Приведены результаты использования метода при вибродиагностике редукторов мотор-колес карьерных самосвалов БелАЗ.

Ключевые слова: зубчатая передача, вибродиагностика, синхронное накопление.

Введение. Актуальность задачи. Для зубчатых передач, представляющих собой механизм, предназначенный для преобразования вращательного движения, вибрационный сигнал, отражающий интенсивность их механических колебаний, содержит периодические компоненты, состоящие из гармоник, кратных частотам вращения валов и зубцовых частот, а также некоторую шумоподобную составляющую. Кроме того, в том же сигнале содержатся составляющие от резонансных частот возбуждения элементов передачи, а для мобильных машин еще и колебания, вызванные неровностями дорожного покрытия, переменными нагрузками в трансмиссии и т.д. В результате этого вибрации на корпусе редуктора, рассматриваемые как диагностический сигнал, имеют плотный дискретный спектр, несущий информацию о всех динамических нагрузках, вызывающих опасные колебания различных элементов машины. И первоначальной целью вибродиагностики состояния зубчатых колес является выделение из общего сигнала тех составляющих, которые несут информацию о техническом состоянии объекта диагностирования.

Анализ литературы. Для выделения полезной составляющей сигнала в первую очередь решаются следующие задачи:

- улучшение соотношения сигнал/помеха для отсеивания колебаний подвески мобильной машины, шумоподобных составляющих и т.д.;
- отсеивание колебаний, вызванных другими элементами машины;
- разделение информации о колебаниях зубчатого привода в целом на составляющие, характеризующие его отдельные элементы.

Одним из методов вибродиагностики, позволяющим одновременно решать для зубчатых передач все три задачи, является синхронная гребенчатая фильтрация, строящаяся по принципу синхронного накопления [1, 2] и ориентированная на выделение характерных вынужденных периодических частотных составляющих гармонического ряда возбужденного диагностируемого узла на фоне собственных колебаний механизма и вынужденных колебаний от других узлов. При этом выделение составляющих гармонического ряда, связанных с кинематикой диагностируемого узла, способствует улучшению отношения сигнал/помеха.



Рисунок 1 – Доля исходного сигнала после усреднения [3]

базисную частоту вращения одного из валов $f_{вр}$. Для зубчатой пары основные частоты возбуждения – это частота вращения валов и зубцовая частота $f_z = nz/60$, где n – частота вращения одного из валов, на котором расположено зубчатое колесо с числом зубьев z . Каждая из указанных частот является образующей для целого гармонического ряда $f_{mi} = m(a_i f_{вр})$, где $m=1,2,3, \dots$ – числа натурального ряда, характеризующие кратность i -го фактора возбуждения; a_i – коэффициент пропорциональности i -го фактора ($i=1,2,3, \dots$).

С другой стороны, суть метода синхронного накопления заключается в суммировании реализаций сигнала на периоде детерминированной составляющей процесса, и в данном случае в качестве такого периода принимается та же базисная частота вращения одного из валов. При этом амплитуда детерминированной составляющей A растет пропорционально числу слагаемых суммирования k , а ее энергия растет пропорционально k^2 , в то время как дисперсия суммы случайных (непериодических) компонент равна $k\sigma^2$ [2]. Отсюда, отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя равно $k(A^2/\sigma^2)$, что более чем в k раз превышает то же отношение на входе устройства (рисунок 1).

Материалы исследований. В практическом плане реализация метода синхронного накопления для зубчатого привода осуществляется следующим образом.

1. Записывается реализация вибрационного сигнала с частотой дискретизации достаточно большой для того, чтобы после применения преобразования Фурье получить необходимый гармонический ряд частот возбуждения, и длительностью, достаточной для обеспечения необходимого минимума выборок синхронного накопления для самого медленного вала зубчатого привода.

Параллельно записывается сигнал с датчика отметки оборотов, выдающего определенное количество импульсов за один оборот любого из валов (достаточно одного импульса за оборот, но большее их количество позволяет при низких скоростях машины учесть неравномерность вращения вала на периоде одного оборота).

2. Полученная реализация вибрационного сигнала разбивается на выборки, длительность которых равна периоду одного оборота диагностируемого вала механизма. Разбиение осуществляется либо непосредственно по показаниям отметчика, либо период одного оборота вала определяется из кинематических соображений по передаточным числам.

3. В результате неравномерности скорости вращения валов, в общем случае количество дискретных составляющих вибрационного сигнала для каждой из полученных выборок будет различным. В то же время для осуществления операции поэлементного суммирования необходимо иметь одинаковое число дискретных составляющих в каждой выборке. К тому же, для последующего применения преобразования Фурье их должно быть кратным 2^n . Поэтому следующей операцией является приведение с помощью методов интерполяции массива данных каждой выборки к одинаковому числу элементов, кратному степени числа 2. Таким образом, вместо сигнала, являющегося функцией времени, получается сигнал, являющийся функцией угла поворота интересующего нас вала [4] (рисунок 2).

Постановка задачи.

Применимость метода синхронного накопления для диагностики зубчатых передач основывается на том, что скорости вращения зубчатых колес связаны кинематически, и каждую частоту возбуждения f_{mi} можно выразить через

4. Последним этапом является поэлементное суммирование дискретных составляющих всех выборок и деление каждого элемента полученной суммарной выборки на число членов суммы, для получения усредненной выборки. Поскольку углы поворота, при которых значения полезно-



Рисунок 2 – Разбивка базового периода на доли угла оборота го сигнала, синхронизованного с вращением вала (т.е. результаты взаимодействия зубьев расположенных на диагностируемом валу зубчатых колес), всегда находятся в одном и том же месте относительно начала выборки, суммирование амплитуд вибраций для каждого углового положения вала позволяет выделить их значения на фоне шума и несинхронных составляющих (рисунок 3) [5].

Результаты исследований.

Использование разработанного алгоритма при исследовании виброускорений рассмотрено на примере редукторов мотор-колес карьерного самосвала БелАЗ (рисунок 4). На обработанном сигнале (рисунок 4, б), полученном при синхронизации замера с вращением солнечной шестерни первого ряда РМК ($z=21$), хорошо просматриваются 21 периодическая составляющая, характеризующие колебания, вызванные переспряжением ее зубьев.

Затем к полученной усредненной выборке применяется преобразование Фурье, в результате чего получается гармонический спектр (рисунок 5).

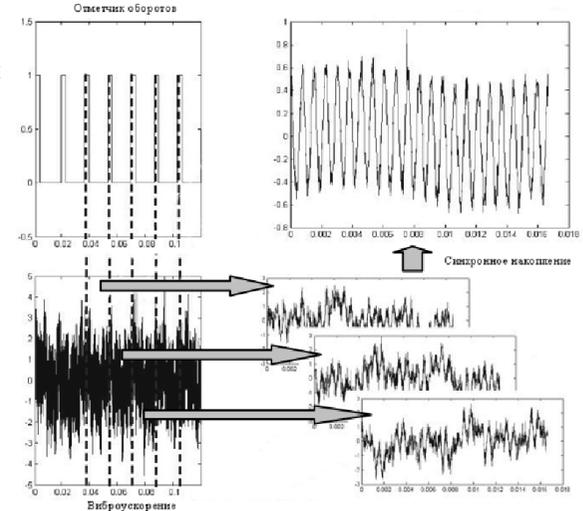


Рисунок 3 – Алгоритм реализации метода синхронного накопления [5]

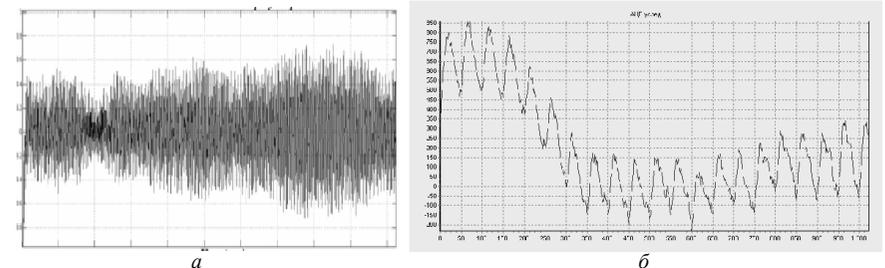


Рисунок 4 – Сигналограммы виброускорений РМК самосвала БелАЗ: а – необработанный сигнал; б – синхронное накопление для шестерни $z=21$

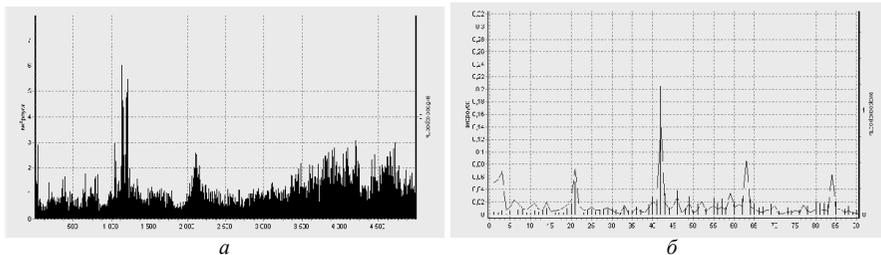


Рисунок 5 – Спектры віброускорень РМК самосвала БелАЗ:
 а – амплитудно-частотний; б – синхронне накоплення для шестерни $z=21$

В даному спектрі перша гармоніка являється амплитудою першої оборотної частоти розглянутого вала (друга – другою і т.д.); амплітуда зубцової частоти будь-якого зубчастого колеса, сидячого на даному валу, буде рівнятися численному значенню гармоніки с номером, рівним числу зубців даного зубчастого колеса і т.п. В розглянутому випадку легко розрізняються гармоніки с номерами 21, 42, 63 і 84, являючися зубцовою і кратними їй частотами діагностичної шестерні. По змінам амплітуд цих гармонік в процесі експлуатації можна судити про стан даної сонячної шестерні.

Висновки. Застосування методу синхронного накоплення при вібродіагностиці зубчастих передач мобільних машин в умовах експлуатації дає хороші результати, дозволяючи не тільки покращити співвідношення сигнал/поміха шляхом відсіювання коливань самої машини на нерівностях дорожнього покриття і інших шумоподібних складових, але і відокремити від коливань, викликаних динамічними навантаженнями в інших елементах трансмісії, а також розділити інформацію про коливання зубчастого привода в цілому на складові частини, що характеризують окремі елементи.

Список літератури: 1. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации. – М.: Изд-во стандартов, 2010. – 25с. 2. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. / под ред. В.Н. Челомей. – М.: Машиностроение, 1978-1981. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф.М.Диментберга, К.С.Колесникова. – 1980. – 544с. 3. Чагаев В.Н. Автоматизированные системы мониторинга технического состояния и работоспособности оборудования / Сервисное обслуживание в ЦБГ: сборник трудов междунар. научно-практической конференции. Санкт-Петербург, 19-20 ноября 2009 года / Под ред. проф. А.Н. Иванова. – СПб.: ГОУВПО СПб ГТУ РИ, 2009. – С.36-41. 4. Разработать программное обеспечение системы вибромониторинга редуктора мотор-колеса: отчет о НИР (промежуточный) / Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, рук. темой Н.Н. Ишин. – Мн., 2009. – 46с. 5. Vibration time Synchronous averaging [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.forums.ni.com/t5/LabVIEW/vibration-time-Synchronous-averaging/td-p2106372.htm>.

Поступила (received) 29.01.2014

УДК 621.833.5

О.П. КАРПОВ, к.т.н., доцент каф. "ДВЗ і машинознавство" СНУ ім. В. Даля, Луганськ

ВПЛИВ АСИМЕТРИЧНОЇ ФУНКЦІЇ ПЕРЕДАТНОГО ВІДНОШЕННЯ НА КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ВЕДЕНОГО ВАЛА ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Проведено оцінку параметрів крутильних коливань веденого вала передачі некруткими зубчастими колесами з асиметричною функцією передатного відношення. Встановлено, що частота і період цих ко-

© О.П. Карпов, 2014

ливань мають змінний характер за один оберт ведучого колеса на відміну від частоти і періоду власних коливань системи, що вказує на можливість використання цих передач для зниження їх віброактивності.

Ключові слова: зубчаста передача, змінне передатне відношення, асиметрична функція, крутильні коливання.

Вступ. Мета й актуальність завдань досліджень. Більша частина ушкоджень у машинах і в їхніх деталях відбувається в результаті виникнення в них коливань. Основною механічних коливань у машинах є знакозмінний рух динамічних систем.

Усякий зубчастий редуктор є коливною системою, дійсні навантаження в якому при розрахунках визначаються найчастіше приблизно. Це пов'язане з періодичними й випадковими процесами навантаження. У зв'язку із цим навіть шгучне завищення коефіцієнтів запасу міцності не завжди рятує від передчасного зношування.

Реакцією редуктора на зміну зовнішніх і внутрішніх сил є виникнення коливань валопровода, в основному крутильні й згинні. Саме ці коливання разом з динамічними навантаженнями в самому зачепленні й визначають навантажувальний режим передачі.

Встановлено, що значна пружна піддатливість зубчастих зачеплень викликається в основному не згином зубців, а розходженням зачеплень у зв'язку з деформаціями валів, корпусу й підшипників.

Вивченню питань віброактивності зубчастих передач круглими колесами присвячено праці Б.М. Абрамова, Э.Л. Айрапетова, М.Д. Генкіна, А.І. Петрусевича, А.П. Філіпова, В.К. Гринкевича, Т. Тошимі, К. Масана, Д. Уолес, А. Сейрег, Г. Опітц та ін. Проведений огляд вітчизняної та зарубіжної літератури дозволяє зробити висновок: праці, пов'язані з дослідженнями впливу передач некруткими зубчастими колесами (у тому числі й передач з асиметричною функцією передатного відношення) на власні, вимушені та резонансні коливання у зубчастих редукторах, до сьогодні не проводилися.

Матеріали досліджень. Крутильні коливання валів мають досить важливе значення у випадках, де доводиться мати справу з великими швидкостями обертання, а так само, де при відносно невеликих швидкостях зустрічаються довгі вали з насадженими на них великими обертаючими масами. При крутильних коливаннях власний період коливань пружного вала з насадженим на нього колесом виражається залежністю

$$T_{ск} = 2\pi \sqrt{\frac{\phi}{\epsilon}}, \quad (1)$$

де ϕ – кутова деформація вала, кут закручування; ϵ – кутове прискорення.

Як відомо з теорії опору матеріалів,

$$\phi = \frac{T \cdot \ell}{G_0 \cdot I_0}, \quad (2)$$

де T – крутний момент на валу; ℓ – довжина ділянки вала, що зазнає скручування; G_0 – модуль поперечної пружності матеріалу вала при зсуві; I_0 – полярний момент інерції площі поперечного круглого перетину вала діаметром d у небезпечному перетині,

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}. \quad (3)$$

З урахуванням виразу (3) рівняння (2) приймає вигляд

$$\phi = \frac{32 \cdot T \cdot \ell}{\pi d^4 G_0}. \quad (4)$$

Проведемо оцінку крутильних коливань валів з асиметричними некруглими колесами, враховуючи тільки змінний характер сил у зачепленні, обумовлений змінним передатним відношенням.

Нехай задано міжосьову відстань a_w і передатне відношення $i(\varphi_1)$ передачі некруглими зубчастими колесами. Обертаючий момент на веденому некруглому зубчастому колесі навіть при постійному крутному моменті T_1 на ведучому колесі буде змінним, тому що сили в зачепленні передачі некруглими зубчастими колесами змінні, і виражається таким чином

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot \eta}{i(\varphi_1)}, \quad (5)$$

де η – к.к.д. зубчастої передачі.

Радіуси центроїд ведучого й веденого некруглих коліс зубчастої передачі з асиметричною функцією передатного відношення відповідно [1, 2]:

$$r_{1p} = r + \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}; \quad r_{2p} = u \cdot r - \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}, \quad (6)$$

де j_1 – кількість максимальних значень радіуса центроїди ведучого некруглого колеса; u – передатне число зубчастої передачі; r – середній радіус центроїди ведучого некруглого колеса, який дорівнює

$$r = \frac{a_w}{u + 1}, \quad (7)$$

B – постійна величина [2, 3] для даної передачі, коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта нерівномірності руху механізму δ [4]

$$B = \frac{u \cdot r \cdot \sqrt{3}}{\delta} \left(\sqrt{u^2 + 2u + \delta^2 + 1} - u - 1 \right). \quad (8)$$

Передатне відношення зубчастої передачі з радіусами центроїд (6) має вигляд:

$$i(\varphi_1) = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}, \quad (9)$$

де ω_1 й ω_2 – кутові швидкості обертання ведучого й веденого коліс відповідно.

Тоді з виразу (4) з урахуванням виразу (5) і (9) кутова деформація веденого вала, діаметром d_2 буде дорівнювати

$$\phi = \frac{32T_1 \ell_2 \eta}{\pi d_2^4 G_0 i(\varphi_1)} = \frac{32T_1 \ell_2 \eta}{\pi d_2^4 G_0} \cdot \frac{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}. \quad (10)$$

З урахуванням (9) кутове прискорення ε_2 веденого колеса у формулі (1) можна виразити в такий спосіб [4], диференціюючи за часом t кутову швидкість ω_2 веденого вала:

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d}{dt} (\omega_1 \cdot i(\varphi_1)) = \frac{d\omega_1}{dt} i(\varphi_1) + \omega_1 \frac{d(i(\varphi_1))}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} = \varepsilon_1 i(\varphi_1) + \omega_1^2 i'(\varphi_1), \quad (11)$$

де ε_1 – кутове прискорення ведучого некруглого колеса; $i'(\varphi_1)$ – перша похідна функції передатного відношення за параметром φ_1 .

Використовуючи вираз (9) у рівнянні (11), одержимо кутове прискорення веденого вала з некруглим колесом у залежності від кута оберту φ_1 ведучого колеса

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} + \frac{\omega_1^2 B j_1 r (1 + u) (1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1))}{[ur(2 + \cos(j_1 \varphi_1)) - B \sin(j_1 \varphi_1)]^2}. \quad (12)$$

З урахуванням значень (10) і (12) у виразі (1) період крутильних коливань вала буде дорівнювати

$$T_{ck} = 2\pi \sqrt{\frac{\frac{32T_1 \ell_2 \eta}{\pi d_2^4 G_0} \cdot \frac{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}}{\varepsilon_1 \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} + \frac{\omega_1^2 B j_1 r (1 + u) (1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1))}{[ur(2 + \cos(j_1 \varphi_1)) - B \sin(j_1 \varphi_1)]^2}}}, \quad (13)$$

а частота коливань

$$f_{ck} = \frac{1}{T_{ck}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\varepsilon_1 \frac{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} + \frac{\omega_1^2 B j_1 r (1 + u) (1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1))}{[ur(2 + \cos(j_1 \varphi_1)) - B \sin(j_1 \varphi_1)]^2}}{\frac{32T_1 \ell_2 \eta}{\pi d_2^4 G_0} \cdot \frac{ur[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}}}. \quad (14)$$

За формулами (10) і (14) проведені обчислення й побудовані графіки для наступних параметрів зубчастої передачі: потужність на ведучому валу $P_1=5$ кВт, модуль нормальний $m_n=2,5$ мм, $\eta=0,85$, $a_w=150$ мм, $j_1=2$, $\varepsilon_1=0$ рад/с², $d_2=40$ мм, $\ell=40$ мм, $G_0=79400$ МПа.

Результати досліджень і висновки. Як видно із графіків (рисунки 1, 2), кутова частота за повний оберт ведучого вала змінна, змінюється нерівномірно й складається з поперемінно несиметрично мінливих гармонік. Причому на окремих ділянках однієї з гармонік є значення, близькі до постійних. Із графіків також видно, що крутильні коливання валів з асиметричними колесами за один оберт ведучого вала змінюються ціле число раз, прямо пропорційне кількості максимальних значень радіусів центроїди ведучого некруглого колеса й передатному числу.

Зовнішні навантаження на вали зубчастої передачі можуть змінюватися за будь-яким законом за повний оберт вала приводу, у всякому разі, усереднене навантаження від них буде залежати від зміни сил у зачепленні некруг-

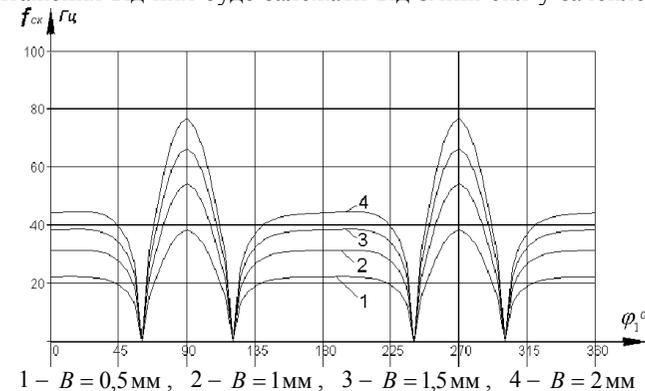
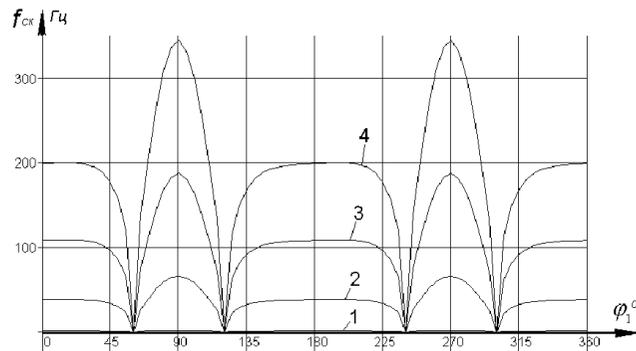
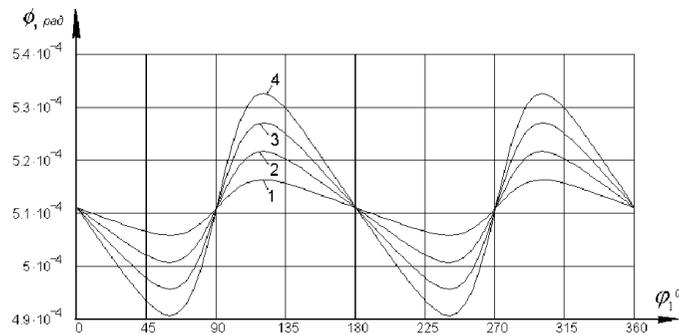


Рисунок 1 – Графік зміни частоти крутильних коливань за один повний оберт ведучого колеса при $u = 3$, $\omega_1 = 50$ рад/с і різних значеннях коефіцієнта B



1 – $\omega_1 = 5$ рад/с, 2 – $\omega_1 = 50$ рад/с, 3 – $\omega_1 = 100$ рад/с, 4 – $\omega_1 = 150$ рад/с
Рисунок 2 – Графік зміни частоти крутильних коливань за один повний оберт ведучого колеса при $u = 3$, $B = 1,5$ мм і різних значеннях кутової швидкості ведучого колеса ω_1



1 – $B = 0,5$ мм, 2 – $B = 1$ мм, 3 – $B = 1,5$ мм, 4 – $B = 2$ мм
Рисунок 3 – Графік зміни кута закручування вала за один повний оберт ведучого колеса при $u = 3$, $\omega_1 = 50$ рад/с і різних значеннях коефіцієнта B

лими зубчастими колесами. Тому вважаємося, що характер зміни частот крутильних коливань валів з некрутими зубчастими колесами буде підкорятися загалом закону зміни передатного відношення.

Показано залежність цих параметрів крутильних коливань від кута обертуючого колеса, а тобто від параметрів функції передатного відношення. Змінний характер частоти і періоду цих коливань на відміну від частоти і періоду власних коливань системи вказує на можливість використання цих передач для зниження їх віброактивності, що дозволить знизити шум та вібрації приводів з зубчастими передачами. Отримані результати можуть використовуватися для вибору параметрів передач із асиметричною передатною функцією для заданих параметрів приводу при проектуванні невисокошвидкісних редукторів зі зниженою віброактивністю.

Список літератури: 1. Декларативний патент на корисну модель № 18111 МПК B65G 23/00. Зубчастий редуктор / Утупов М.Л., Носко П.Л., Карпов О.П., Лустін П.Є. – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Дала. Заявл. 26.05.2006. Опубл. 16.10.2006. Бюл. №10. 2. Утупов М.Л., Карпов О.П. Центроїди та їхні основні параметри передач з кососиметричною функцією передавального відношення // Зб. наук. пр. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Вип.4. – Львів: Автобус, 2000. – С.104-107. 3. Карпов А.П. Определение коэффициента неравномерности

движения механизма из некруглых кососимметричных зубчатых колес // Вестник нац. техн. ун-та "ХПИ". – Вып.40. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – С.146-150. 4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640с. 5. Утупов Н.Л., Карпов А.П. О нахождении постоянных коэффициентов в функциях передаточных отношений передач некруглыми зубчатыми колесами // Вестник нац. техн. ун-та "ХПИ". – Вып.10 – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – С.71-76. 6. Литвин Ф.Л. Некруглые зубчатые колеса. Проектирование, теория зацепления и производство. М-Л.: Машгиз, 1956. – 312с. 7. Вибрации в технике. Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. – 544с., ил.

Надійшла (received) 05.02.2014

УДК 621.833.002:621.9

С.Г. КИРИЧЕНКО, аспирант кафедри ТМ і інженерного консалтинга ВНУ імені В. Дала, Луганск

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ФРЕЗ

В статье рассматривается технология изготовления гиперболоидных фрез. Сложнейшая операция затылования упраздняется за счет получения витков фрезы на однополостном гиперболоиде. В результате получается автоматическая затыловка за счет уменьшения диаметров в направлении движения от торца гиперболоида к горловому сечению, что ведет к автоматическому утонению витков искомой фрезы.

Ключевые слова: гиперболоидная фреза, технология, изготовление, зубчатые колеса, затылование.

Введение. Нарезание зубьев колес и инструментов на цилиндрических заготовках производят копированием или обкаткой. Основное применение имеет обкатка, как наиболее точный и производительный способ обработки зубчатых колес и лезвийных инструментов, имеющих режущие зубья. По этому методу зубья нарезают инструментом в виде рейки, червячной фрезой, долбяком, обкаточным резцом.

Независимо от того, предназначены ли нарезаемые таким образом колеса для передач плоских или же пространственных, сам процесс нарезания во всех обычных кинематических схемах обкатки характеризуется параллельностью или скрещиванием осей нарезаемого колеса и инструмента.

При этом режущий инструмент (фреза, долбяк, обкаточный резец) подается вдоль прямолинейной образующей цилиндрической заготовки для колеса или инструмента. При этом производящие поверхности имеют линейный характер касания при параллельных осях и точечный характер (кроме обработки червячной фрезой) при скрещивающихся осях при сопряженных эвольвентных зубьях.

Для получения высококачественного зацепления передачи, необходимо, чтобы червячная фреза по своим размерам и профилю соответствовала основному червяку, с которым должно работать нарезаемое ею зубчатое колесо. Это происходит при переточке только один раз, когда основное сечение фрезы геометрически совпадает с основным червяком. Уменьшение начального цилиндра приводит к тому, что после каждой переточки меняется форма передней поверхности и форма производящего червяка. Вследствие этого для получения заданной формы зубчатой детали каждая режущая кромка фрезы как линия пересечения передней и задней поверхностей, после каждой переточки должна иметь различную форму.

Если одноименные точки режущих кромок соединить линиями, то задняя поверхность фрезы определяется сетью координатных линий, составлен-

© С.Г. Кириченко, 2014

ных из режущих кромок, форма которых различна, и линий, соединяющих одноименные точки кромок также различны. Получить необходимую форму задней поверхности каким-либо затылующим инструментом при линейном контакте, получить нельзя. Необходимо переходить на гиперболическую червячную фрезу, в которой будет отсутствовать затыловка.

Постановка задачи. В настоящее время в технике широко применяют винтовые передачи, начальными поверхностями которых являются цилиндры, заменяющие часть поверхности гиперboloида, симметрично расположенную относительно горлового сечения. В винтовых передачах касание боковых поверхностей сопряженных зубьев происходит не по линии, а в точке. Поэтому профили зубьев в винтовых передачах испытывают большие давления и быстро изнашиваются. Концентрация передаваемой окружной силы в одной точке исключает возможность их применения для тяжело нагруженных передач. Поэтому они применяются в передачах с небольшими крутящими моментами (в кинематических цепях делительных механизмов, в цепях холостых ходов станков, в приборах и т.д.). Отсюда перед исследователями стоит непростая задача, заключающаяся в том, чтобы в винтовой передаче получить линейный контакт и тем самым передавать значительные нагрузки. С этой целью необходимо создать передачу, состоящую, например, из цилиндрического прямого или косозубого колеса с эвольвентным профилем и гиперболического колеса, в которых будет реализован линейный контакт.

Для этого необходимо разработать принципиально новую технологию обработки зубьев новыми инструментами на однополостных гиперболических.

Профилирование фрезы. При изготовлении гиперболической червячной фрезы цилиндрической обкатной инструмент (рейка) перемещается по прямолинейной образующей гиперболической, которая лежит ниже оси вращения гиперболической [1].

При этом передняя режущая грань гиперболической фрезы или инструментальной режущей рейки всегда должна совпадать с прямолинейной образующей однополостного гиперболического. В результате искомая гиперболическая фреза не затылуется (см. рисунок 1).

Обкаточный резец (рисунок 1, а), можно заменить на инструментальную рейку (резец) – рисунок 1, б. Обработку гиперболических поверхностей на токарных станках, можно произвести следующим способом.

Способ заключается в том, что задняя бабка смещается вертикально вверх на величину h . Вследствие этого ось заготовки образует определенный угол α с осью центров, а резец при своем движении обтачивает гиперболическую поверхность. Из схемы видно, что

$$h = (L(D-d)/2l) \cos \alpha.$$

Рассмотрим фрезу с углом наклона прямолинейной образующей однополостного гиперболического ($\gamma = 8^\circ$). Угол выбирает технолог при расчете гиперболической фрезы. Подача выбирается из таблицы станка, например 5 мм/об. Тогда из рисунка следует $h = L \sin 8^\circ = 246,1 \cdot 0,1392 = 34,26$. Найдем модуль нормальной гиперболической фрезы с большего торца $m_n = S \cdot \pi = 5 \cdot 3,1495 = 1,5924$.

Найдем модуль фрезы в торцовом сечении: $m_t = m_n \cdot \cos 82^\circ = 11,4397$.

Найдем диаметр гиперболической фрезы в большем торце: $d_d = q m_t = 91,52$; $d_a = d_d + 2,5 m_n = 95,5$.

Тогда $h = (L(D-d)/2l) \cos \alpha$; $d = 78,6$.

Из приведенных чертежей следует, что прямолинейная образующая однополостного гиперболического находится на расчетном расстоянии h от гори-

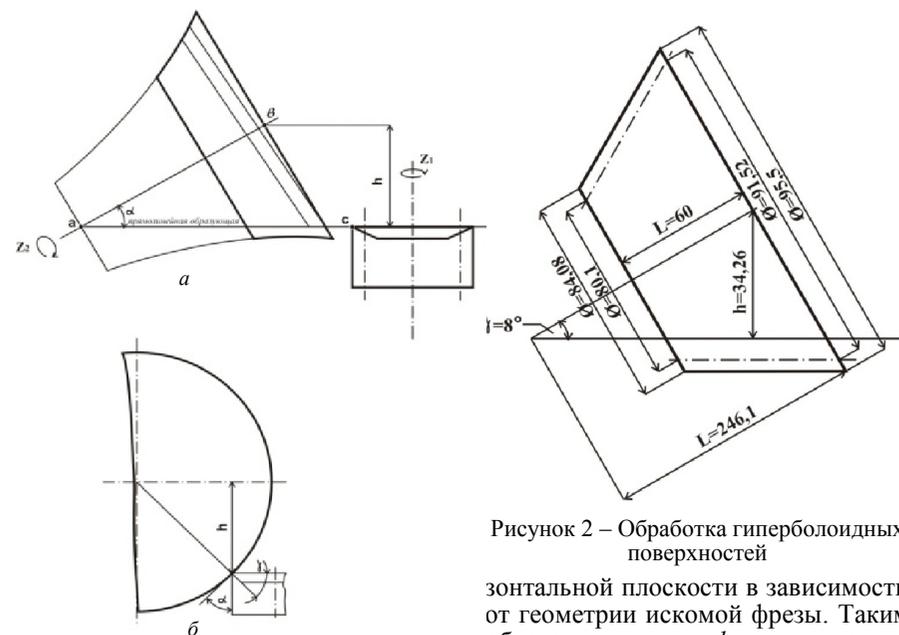


Рисунок 1 – Изготовление гиперболической червячной фрезы

$\alpha = 10-12^\circ$ и более без применения затыловки. При этом передний угол γ может принимать значения от -30° до $+30^\circ$ в зависимости от обрабатываемого материала и его твердости. Это объясняется тем, что проекция передней режущей грани на торцевую плоскость не будет меняться из-за отсутствия операции затылования. Что касается боковых задних углов в гиперболических фрезах, то они будут появляться за счет автоматического уменьшения диаметров фрезы в направлении от большего торца к горловому сечению. Величина этих диаметров будет уменьшаться тем больше, чем цепь подъема гиперболического витка будет приниматься больше, и чем большее количество заходов будет приниматься. Таким образом, в гиперболической червячной фрезе получены боковые задние углы больше в 2, 3, 4, 5 раз от углов $3-4^\circ$, которые получают в фрезах в настоящее время на машиностроительных заводах мира. Из-за малых задних углов на боковых режущих кромках процесс резания протекает в тяжелых условиях при резком снижении стойкости инструмента. В предлагаемых гиперболических фрезах этот недостаток устранен.

Кинематическая пара, смонтированная на скрещивающихся осях, когда одно зубчатое колесо является цилиндрическим, а второе, сопряженное с ним должно быть осуществлено на однополостном гиперболическом. Однако, в теории зубчатых передач и инструментов, а также на практике не удается осуществить зубчатое колесо и обкатной инструмент на однополостном гиперболическом из-за кажущейся сложности. Это объясняется тем, что исследователи получают зубья на однополостном гиперболическом при помощи пальцевой фрезы, которая подается вдоль прямолинейной образующей. При этом гиперболический получают вращением прямолинейной образующей вокруг оси вращения. В

Рисунок 2 – Обработка гиперболических поверхностей

горизонтальной плоскости в зависимости от геометрии искомой фрезы. Таким образом, величина h может принимать значения от нуля до необходимой величины, чтобы получить

Ю.М. КОРОВАЙЧЕНКО, к.т.н., доц., директор департаменту вищої освіти МОН, Київ;
Е.В. НАДЄІНА, здобувач Кіровоградського національного технічного університету

ПРОФІЛЮВАННЯ РІЗЦІВ ЗУБОРІЗНИХ ГОЛОВОК ДЛЯ ФОРМОУТВОРЕННЯ ЗУБ'ІВ ПЛОСКИХ КОЛІС НАБЛИЖЕНОЇ СПІРОЇДНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Експериментальні дослідження кінематики спіроїдної наближеної передачі і розмірів контактної зони на поверхні зуб'їв спіроїдного колеса свідчать про те, що такі передачі можуть мати достатньо високі технічні характеристики. Враховуючи це, а також те, що ці передачі технологічніші за класичні спіроїдні, в статті приведені залежності для уточнення розмірів профілю різців.

Ключові слова: наближене зачеплення, зуборізна головка, профіль різця

Вступ. Актуальність задачі. Класичні циліндричні спіроїдні передачі в порівнянні з передачами черв'ячними при однаковій міжвісьовій відстані теоретично мають в 2-2,5 рази більше навантажувальну здатність. Але цей показник циліндрична спіроїдна передача буде мати у випадку виконання її ланок – спіроїдних черв'яка і колеса – без похибок. Особливо впливають на її навантажувальну здатність такі похибки спіроїдного колеса, як похибки кроку зуб'їв, їх профілю, кута нахилу і форми лінії зуба. Для усунення цих похибок спіроїдну пару притирають або в корпусі редуктора, або на спеціальних притирочних верстатах.

Ці недолки напряму пов'язані із формоутворенням бокових (робочих) поверхонь витків спіроїдного черв'яка і зуб'їв спіроїдного колеса за другим способом Олів'є-Гохмана [1]. Стосовно до спіроїдних передач суть другого способу Олів'є-Гохмана полягає в тому, що плоске спіроїдне колесо нарізують спіроїдною черв'ячною фрезою, яка є копією спіроїдного черв'яка, що утворює з оброблюваним колесом передачу.

Якщо зважити на те, що спіроїдні черв'ячні фрези, особливо багатовиткові, складні у виготовленні і експлуатації, що зубофрезерні верстати потребують модернізації для їх використання, то спрощення способу формоутворення зуб'їв плоских коліс спіроїдних передач і верстатно-інструментального його забезпечення є актуальною задачею, розв'язок якої сприятиме розповсюдженню спіроїдних передач у машинобудуванні.

Аналіз досліджень і літератури. Дослідженню властивостей спіроїдних передач присвячено багато наукових робіт. Однією з особливостей цих досліджень є те, що висновком майже всіх досліджень є твердження про те, що зробити спіроїдну передачу майже нечутливою до різноманітних похибок [5]. Але такі передачі, якщо їх не притирати, не є спряженими, бо спіроїдне колесо оброблюється черв'ячною фрезою, яка не є копією парного до оброблюваного колеса черв'яка. Спосіб, запропонований в [6], також не дозволяє отримати спряжену спіроїдну пару і може бути застосований тільки для спіроїдних конічних коліс. Але позитивним в цьому способі є те, що для нарізування застосовується такий самий інструмент і верстат, як і для нарізування конічних коліс гіпоїдної передачі.

Аналіз вказаних та аналогічних досліджень показав, що відмова від другого способу Олів'є-Гохмана формоутворення активних поверхонь зуб'їв плоского спіроїдного колеса сприяє підвищенню технічного рівня спіроїдної передачі.

Так, дослідженнями [7] показано, що наближена спіроїдна передача з локалізованим контактом практично нечутлива до похибок виготовлення спіроїдного ко-

© Ю.М. Коровайченко, Е.В. Надєїна, 2014

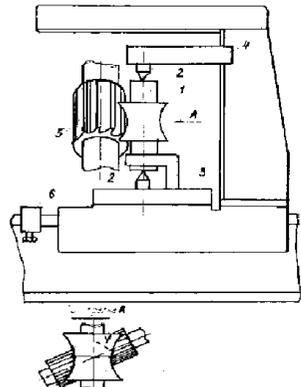


Рисунок 3 – Спосіб обробки зовнішніх поверхонь однополостних гіперболоїдів

в цьому випадку отримується канонічний гіперболоїд $x^2/a^2 + y^2/b^2 - z^2/c^2 = 1$.

Лабазов Н.П. в "Способе обработки наружных поверхностей однополостных гиперболоидов" спробував реалізувати запропоновану схему формування однополостного гіперболоїда за допомогою циліндричної фрези.

З рисунка 3 видно, як відбувається обробка однополостного гіперболоїда. Принциповий недолік запропонованого способу: кожен діаметр фрези 2 буде виготовляти свій гіперболоїд при одному діаметрі горлового сечення.

Також з рисунка 3 видно, що між заготовкою 1 і фрезою 2 виникає відносна швидкість ковзання $V^{(12)}$, направлена вздовж режущих лезвий фрези. Тому задовільне різання в цьому випадку не відбувається.

В дослідженні запропоновано замінити циліндричну фрезу на циліндричний обкатний різець або токарний різець. Передню грань розмістити по прямолиній образуючій однополостного гіперболоїда (рисунк 1).

Звичайно обробка зовнішніх поверхонь однополостних гіперболоїдів виконується на токарних станках по копірам.

Висновки:

1. Гіперболоїдні обкатні інструменти не затупляються і остро не заточиваються, так як пряма, яка скрещується з осью обертання гіперболоїда відходить від нарізаємої поверхні впадини циліндричного колеса, образує задні кінематичні кути черв'ячних фрез.

2. Передня режуща грань гіперболоїдних черв'ячних фрез завжди знаходиться на більшому торці. При використанні правого або лівого торця однополостного гіперболоїда, обертання реверсується.

3. Показано, що передня режуща грань в гіперболоїдних фрезах може бути будь-якою і розташовуватися під кутом в залежності від оброблюваного матеріалу і його твердості. В результаті зусилля різання можна зменшити приблизно в два рази, то є знизити споживану потужність.

4. Режуща кромка на гіперболоїдній фрезі може приймати як просту, так і складну геометричну форму. Але так як ця кромка знаходиться не на заточеній і остро заточеній поверхні, то її проекція на торець не змінює свою теоретичну точність.

5. Швидкість переміщення режущих кромок гіперболоїдних фрез, впливаюча на зусилля різання, в основному залежить від кута скрещування осей колеса і інструмента. Розглядаєма швидкість в меншій мірі залежить від кількості оброблюваних зуб'їв.

Список літератури: 1. Кириченко І.А. Створення гіперболоїдних передач з лінійним контактом зуб'їв на базі спеціальних режущих інструментів: дис. ... докт. техн. наук: 05.02.02. – Луганськ, 2004. – 350с. 2. Родін П.Р. Основи формоутворення поверхонь різанням: [учеб. пос. для мех. спеціальностей вузів]. – К.: Вища школа, 1977. – 192с. 3. Кириченко І.А. Інструмент для обробки зуб'їв циліндричних коліс методом зуботочення // Вісник Харківського державного політехнічного університету. – Харків: ХГПУ, 2000. – Вип.89. – С.115-119.

Поступила (received) 30.03.2014

леса, зубчастий вінець якого оброблений відповідно до способу, дослідженому в [8].

Мета роботи. Розрахунок параметрів зуборізних голівок для нарізування зуб'їв плоского спіроїдного колеса наведено в [9]. Але в цій статті визначення товщини різця по ділильному колу спіроїдного колеса виконано як для конічних коліс з криволінійними зуб'ями. Внаслідок того, що кут нахилу зуб'їв плоского спіроїдного колеса значно більший, ніж колеса конічного, товщина різця зуборізної головки для нарізування спіроїдного колеса по ділильному колу більша за потрібну, про що свідчить великий боковий зазор в зачепленні. Тому збільшення товщини профілю різців, які утворюють у верстатному зачепленні виробляючу поверхню інструменту, є метою дослідження, так як це сприятиме зміцненню як зуба зуборізної головки, так і зуба спіроїдного колеса.

Постановка задачі і матеріали дослідження. Для досягнення мети дослідження необхідно прийняти спосіб розподілу припуску між зуборізними головками і визначити форму і розміри профілю зуб'їв виробляючої поверхні зуборізної головки. Відповідно до кінематичних схем формоутворення головних поверхонь зуба плоского колеса наближеної спіроїдної передачі [9] для їх виготовлення застосовують дві зуборізні різцеві головки – для угнутої та опуклої сторін окремо. Зуборізна головка, призначена для обробки угнутої сторони зуба, більша, ніж така для опуклої, тому вона буде працювати першою по суцільному матеріалу, що потребує її конструктивного виконання для забезпечення прийнятних умов різання. Забезпечення цих умов потребує відповідного розподілу матеріалу западини (припуску) між зуборізними головками.

Нормальні профілі угнутої та опуклої сторін однієї западини не лежать в одній площині. Для вирішення задачі розподілу припуску між зуборізними головками і його форми по висоті западини суміщаємо ці профілі в одну площину, залишивши між ними по ділильній площині відстань e , яка дорівнює ширині западини (рисунок 1). Величина припуску позначається як z_{\min}^i , де верхній індекс вказує до якої поверхні зуба він відноситься.

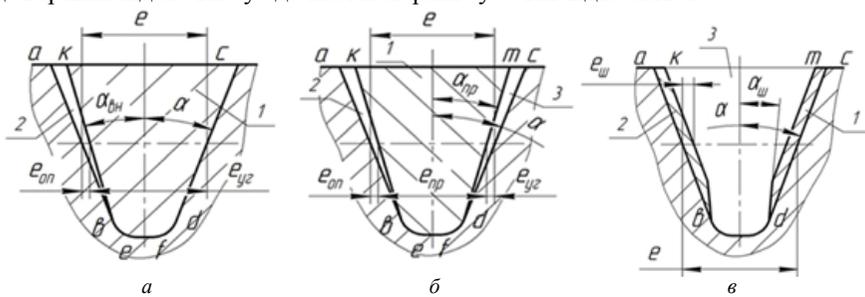


Рисунок 1 – Розподіл припуску між зуборізними головками

Розподіл метала западини між зуборізними головками залежить від модуля зачеплення і наявності серед операцій обробки зубчастого вінця хіміко-термічного або термічного зміцнення.

Матеріал западини при модулі зачеплення $m \leq 3$ мм розподіляється на дві частини (рисунок 1,а). Профіль угнутої cd сторони западини нахилений до осі симетрії западини під кутом зачеплення α і з'єднуються з протилежною стороною дугами be , df та прямою ef . Матеріал западини розподіляється так, щоб головка для обробки угнутої сторони зуба видаляла об'єм 1 матеріалу, утворюючи остаточно профіль cd угнутої сторони, перехідну поверхню дна западини $befd$

і попередній профіль bk опуклої сторони западини. Кут нахилу лінії bk до осі симетрії западини $\alpha_{\text{вн}} < \alpha$, внаслідок чого на опуклій стороні залишається припуск 2 у формі трикутника, величина якого в точці b дорівнює нулю. Цей припуск різьє головка, яка утворює остаточно опуклу сторону зуба.

При обробці коліс з модулем зачеплення $m > 3$ мм, а також для підвищення точності чистової обробки коліс з $m > 2,5$ мм шляхом зменшення сил різання, метал западини розподіляється між трьома зуборізними головками (рисунок 1,б). Об'єм 1 видаляє чорнова головка, а припуски 2 і 3 різьють головки для чистової обробки опуклої та угнутої сторін зуба спіроїдного колеса. Чорнова головка виконується двосторонньою, має зовнішні та внутрішні різці, які остаточно профілюють перехідні криві be , df і прямою ef . Інші дві головки різьють припуск тільки на активній частині профілю відповідних сторін послідовно і виконуються однобічним, тобто мають або зовнішні, або внутрішні різці. Така форма припуску застосовується також при зубообробці спіроїдних коліс з чавуну або бронзи.

В разі виготовлення зубчастого вінця спіроїдного колеса зі сталей, які підлягають хіміко-термічній або термічній обробці, після якої западини шліфують, на бокових сторонах зуба залишають для цього припуск згідно з рисунком 1,в. Для забезпечення заданої товщини зміцненого шару металу на поверхні шліфованого зуба величина припуску z_{\min} повинна бути мінімально припустимою і однаковою по висоті зуба. Друга вимога до припуску полягає в тому, що дно западини по лінії bd остаточно обробляють до термообробки.

Таким чином, із сказаного витікає, що профіль різців зуборізної головки суттєво залежить від способу розподілу припуску між зуборізними головками. Профілювання виробляючої поверхні зуборізних головок, тобто визначення розмірів профілю різців, виконати способами, які використовують для різців зуборізних головок для конічних коліс, неможливо, так як геометрія зуб'їв спіроїдного плоского колеса наближеної передачі суттєво відрізняється від такої колеса конічного. Крім того, кут нахилу зуб'їв плоского спіроїдного колеса значно більший, тому нормальні перерізи протилежних сторін западини лежать в площинах, що значно не співпадають.

Для розв'язування цієї задачі звернемося до побудови, наведеної на рисунку 2. На рисунку показано положення трьох ліній зуб'їв: 1 – угнутої в момент закінчення обробки; 2 – опуклої, також обробленої остаточно; 3 – опуклої, обробленої попередньо одночасно з лінією 1. Точка Π перетину лінії 1 з ділильною окружністю є полюс верстатного зачеплення. В точці T торкаються лінії 2 і 3, їх можна вважати за дуги кіл, радіуси яких дорівнюють проєкціям на ділильну площину радіусів зуборізних головок. Пряма ΠT перпендикулярна дотичній tt до лінії зуба 1 і утворює з ділильним радіусом, який проходить через точку Π , кут β . В точці Π

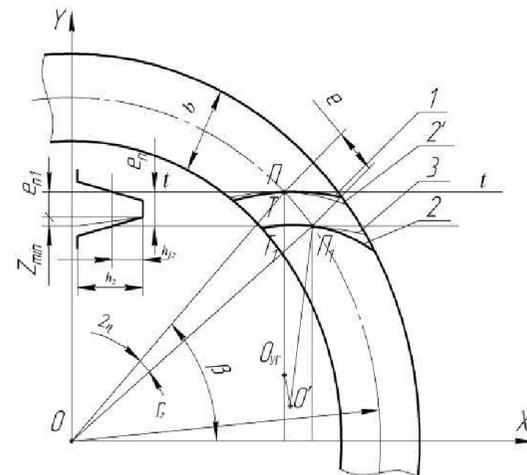


Рисунок 2 – Схема для визначення ширини западини спіроїдного колеса наближеної передачі

показана лінія 2', яка є лінією зуба опуклої його сторони в момент закінчення чистої її обробки. Для того, щоб обробити угнуто лінію зуба 1, необхідно лінію 2 повернути навкруги центру ділильної поверхні O на кут, який дорівнює кутовій ширині западини. При такому повороті лінія опуклої сторони зуба прийде в положення 2 і перетне ділильне коло в точці P_1 .

З точки P проведена перпендикулярно дотичній tt лінія PO_{y_2} , яку назвемо полюсною. Властивістю цієї лінії є те, що на ній обов'язково розташовані при обробці проєкції центрів радіусів стичних кіл ліній зуб'їв спіроїдного колеса O_{y_2} і O_{on} . Тому точка T_1 , яка належить лінії 3 опуклої сторони зуба, обробленої попередньо, буде її максимумом. Лінія 2 опуклої сторони западини, обробленої остаточно, розташована в середині тіла зуба, так як радіус її кола $O'P_1$ менше за радіус TO_{y_2} кола попередньо обробленої опуклої лінії 3.

Другою властивістю лінії PO_{y_2} є те, що максимумами ліній зуб'їв, які обробляються, лежать на ній. Тому точка T_1 , яка належить лінії 3 опуклої сторони зуба, обробленої попередньо, буде її максимумом.

Із сказаного витікає, що відстань між точками P і T_1 є найменша між лініями 1 і 2 та 1 і 3. Це означає, що відстань між точках P і T_1 є шириною западини, яку не може перевищувати товщина зуба вихідного твірного контуру інструмента. Враховуючи це, а також те, що дугу P_1T_1 можна замінити прямою PT_1 , ширина западини і товщина зуба вихідного твірного контуру визначатимуться за формулою

$$e_n = s_{n0} = d_2 \sin \frac{2\eta}{2} \left(\cos \frac{2\beta_2 - 2\eta}{2} - \sin \frac{2\beta_2 - 2\eta}{2} \operatorname{tg} 2\eta \right), \quad (1)$$

де e_n – ширина западини нормальна спіроїдного колеса; s_{n0} – товщина зуба нормальна вихідного твірного контуру; d_2 – діаметр ділильний спіроїдного колеса; β_2 – кут нахилу зуба спіроїдного колеса; z_2 – число зуб'їв спіроїдного колеса; 2η – кутова ширина западини, $2\eta = \pi/z_2$.

Матеріал западини на ділильному діаметрі в розглянутому перерізі розподіляється між зуборізними головками відповідно до рисунка 1. Звідти витікає, що сумарна товщина двох сусідніх різців – зовнішнього і внутрішнього – двосторонньої зуборізної головки визначається для рисунку 1, а:

$$s_{y_2} = e_n - e_{on}, \quad (2); \quad 1, \delta: s_{np} = e_n - (e_{on} + e_{y_2}), \quad (3); \quad 1, \epsilon: s_{np} = e_n - 2e_{u}, \quad (4)$$

де s_{y_2} – товщина зуба виробляючого контуру двосторонньої зуборізної головки; e_{n0} , e_{y_2} – частина метала западини, яка видаляється з опуклої або угнутої сторін западини, величини визначаються або розрахунком, або експериментально як припуск на обробку; e_u – припуск на шліфування.

Зуборізна головка для чистої обробки опуклої сторони западини виконується односторонньою. Виробляюча поверхня цієї головки являє собою конічну поверхню, яка охоплює опуклу поверхню зуба.

Виходячи з рисунку 3, розміри профілю різця визначаються так:

$$e_{a0} = (0,7 \div 0,8)(e_{n1} - 1,25m \operatorname{tg} \alpha); \quad (5);$$

$$\varphi = 90 - \delta_2; \quad (6); \quad \varphi_1 = \varphi - \alpha, \quad (7),$$

де e_{a0} – ширина верхньої різальної кромки різця; φ , φ_1 – допоміжні кути; δ_2 – кут нахилу осі малої головки; α – кут профілю зуба спіроїдного колеса.

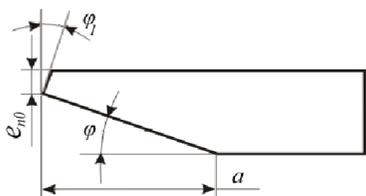


Рисунок 3 – Профіль різця для обробки опуклої сторони зуба

Розміри різців, які не стосуються профілю, виконуються відповідно до корпусу зуборізної головки, а їх розрахунок приведено в [8].

Висновки:

1. Ширина западини плоского спіроїдного колеса, визначена за формулою (1), суттєво менша, ніж визначений як для конічного колеса з криволінійними зуб'ями; для колеса $z_2=23$, $m_n=5$, $\beta=46,021^\circ$ – збільшення становить майже 1мм.

2. Ширина верхньої різальної кромки різців зуборізної головки, яка оброблює угнуто сторону зуба, відповідним чином зменшується, що треба враховувати при конструюванні зуборізної головки та призначенні режимів обробки колеса.

Список літератури: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968 –584с. 2. Георгиев А.К. О накопленных результатах экспериментального исследования нагрузочной способности различных видов спиральных редукторов с передачами со стальными парами / А.К. Георгиев // Совершенствование методов расчета и зубообработки цилиндрических и конических зубчатых, спиральных, гипондных и червячных передач: респуб. науч.-техн. конф., 11-15 окт. 1989г.: тезисы докл. – Ижевск, 1989. – С.41. 3. Васильев В.М. К анализу возможности локализации контактов витков червяка и зубьев колеса ортогональной цилиндрической спиральной передачи способом согласно А.С. №937827 / В.М. Васильев [и др.] // Вопросы проектирования, технологии изготовления и внедрения спиральных передач и редукторов. – Ижевск, 1984. – С.32-36. 4. Гольдфарб В.И. Методология и результаты оценки нагрузочной способности спиральных передач / В.И. Гольдфарб, А.С. Куницын, В.Н. Мокрецов // Теория реальных передач зацеплением: материалы V междунар. симпози., 5-12 окт. 1993г., Курган, Россия / Курганский маш. ин-т. – Курган, 1993 – С.20. 5. Георгиев А.К. Вопросы формообразования и методики исследования геометрии зубьев колес спиральной цилиндрической передачи, имеющих модифицированные боковые поверхности / А.К. Георгиев, А.С. Кунивер // Совершенствование процессов обработки металлов резанием: междуз. сб. научн. работ.– Ижевск, 1977. – Вып.2. – С.58-66. 6. Базавлук И.А. Полуобкатная спиральная передача / И.А. Базавлук // Перспективы развития и использования спиральных передач и редукторов: докл. Всесоюзного науч.-технич. совещания, 12-17 мая 1979г., Ижевск, Россия / ИМИ – Ижевск, 1979. – С.21-24. 7. Надеина Е.В. Геометро-кинематичні показники наближеної спіроїдної передачі / Е.В. Надеїна, О.О.Ключко, В.С. Надеїна // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2013. – №41. – С.83-87. 8. Надеина Э.В. Формообразование поверхности зубьев плоского колеса приближенной спиральной передачи / Э.В. Надеина // Резание и инструмент в технологических системах: междунар. научн.-техн. сб.–Х.: НТУ "ХПИ", 2003. – №65. – С.105-110. 9. Надеина Е.В. Методика розрахунку параметрів різцевих головок з нахиленими різцями / Е.В. Надеїна // Техніка в сільськогосп. виробн., галузевої машинобуд., автоматизація: зб. наук. пр. / КНТУ. – Кіровоград: Вид-во КНТУ, 2010. – Вып.23. – С.158-163.

Надійшла (received) 05.03.2014

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., доц., заведующий лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;
Ю.Д. ХАРИТОНОВ, к.т.н., старший научный сотрудник НИИМ и ПМ ЮФУ

НАПРЯЖЕНИЯ НА ПЛОЩАДКАХ КОНТАКТА В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ НОВИКОВА

Приведен вывод расчётных зависимостей для эффективных контактных напряжений в цилиндрических зубчатых передачах Новикова, основанный на результатах моделирования в системе ANSYS решения пространственной контактной задачи. Напряжения получены для различных фаз зацепления с учётом влияния торцов зубчатого венца и приведены к виду, позволяющему использовать в качестве допускаемых установленные стандартом контактные напряжения для линейного контакта.

Ключевые слова: эффективные контактные напряжения, моделирование, фазы зацепления, допускаемое напряжение.

Введение. Актуальность задачи. Несмотря на значительное количество исследований, посвящённых контактной прочности зубчатых передач Новикова,

© В.И. Короткин, Ю.Д. Харитонов, 2014

остаются ещё в этом направлении важные вопросы, требующие изучения, одним из которых является вопрос о контактной напряжённости поверхностей зубьев в ситуации близкого к торцу зубчатого венца расположения площадки контакта. Такая ситуация постоянно возникает в моменты пересопрежения зубьев, и здесь существенным образом сказывается влияние торцов. Исследования в данном направлении позволят существенно уточнить картину контактных напряжений на площадках контакта в зубчатых передачах Новикова, что и определяет актуальность этой задачи.

Анализ литературы. В многочисленных источниках отечественных [1-3 и др.] и зарубежных [4 и др.] достаточно подробно рассмотрены контактные напряжения, форма и размеры площадок контакта, питтинг поверхностей зубьев и т.д., однако нигде не учтено влияние торцов, которое весьма существенно на определённых фазах зацепления, что снижает объективность получаемых результатов, поскольку полностью исключает подход к зацеплению Новикова как принципиально многопарному.

Цель статьи. Получение объективных данных по контактным напряжениям в любой фазе зацепления, т.е. с учётом влияния торцов зубчатого венца, выявление опасных по разрушению зон зуба и представление полученных результатов в виде, удобном для проведения инженерных расчётов.

Постановка задачи. Поставлена и решена пространственная контактная задача взаимодействия зубьев с применением моделирования в конечно-элементном пакете ANSYS. Инженерное представление результатов моделирования с расчётными формулами, графиками и таблицами выполнено с использованием разработанных приближённых степенных функций между параметрами контакта.

Материалы и результаты исследований. Прежде всего отметим, что многолетними испытаниями установлено [1], что зубья передач Новикова (в том числе в высокотвёрдом исполнении) достаточно быстро прирабатываются, разность $\Delta\rho = \rho_f - \rho_a$ профильных радиусов кривизны ножки (ρ_f) и головки (ρ_a) парных зубьев при этом существенно уменьшается, а высотный размер площадки контакта, если его характеризовать величиной b_H малой полуоси условного эллипса, становится равным некоторой величине

$$b_H = 0,5l = 0,5Z_l K_l l_k, \quad (1)$$

где l_k – хордальная высота активной головки зуба исходного контура; K_l – коэффициент, учитывающий сокращение высоты активной головки зубьев при их нарезании; Z_l – коэффициент приработки, зависящий от твёрдостей поверхностей зубьев [1]. Поэтому длительную (т.е. при больших циклах) контактную напряжённость и выносливость поверхностей зубьев следует определять с учётом приработки, что и принято нами при моделировании. Для рассматриваемых ниже передач, выполненных на базе исходного контура по ГОСТ 30224-96 [5], имеем $l_k = 0,776m$ [1] (m – модуль зацепления), что в соответствии с (1) даёт некоторую усреднённую величину $b_H^* = 0,33$, которая введена в вычислительную программу. (Здесь и далее звёздочкой помечены параметры, отнесённые к модулю).

Известно, что для передач Новикова, имеющих теоретически точечный контакт, в качестве критериев используются т.н. эффективные контактные напряжения $\sigma_{H\beta}$ (в дальнейшем везде помеченные индексом "э"), определяемые в соответствии с энергетической теорией прочности и учитывающие форму площадки локального контакта [6].

Пространственная контактная задача решена нами при условии заранее неиз-

вестных формы и размеров площадки контакта. Винтовой зуб колеса Новикова заменен эквивалентным прямым. В целях упрощения задачи без потери точности решения активная ножка парного колеса заменена упругим индентором (рисунок 1), действующим на зуб с нормальной силой F_n под расчётным углом. Рабочая поверхность индентора состоит из точек K гиперболического типа, имеющих в контакте профильный радиус ρ_f кривизны (вогнутая часть) и приведенный главный продольный радиус ρ_β кривизны (выпуклая часть). Плавный переход от одной фазы зацепления к другой осуществляется перекатыванием индентора по зубу и перемещением контактной точки K от одного торца к другому на текущее расстояние $\pm S$ от середины зубчатого венца (в середине зубчатого венца имеем $S=0$, на торцах – $S=\pm 0,5b_w$, где b_w – рабочая ширина зубчатого венца, или длина зуба).

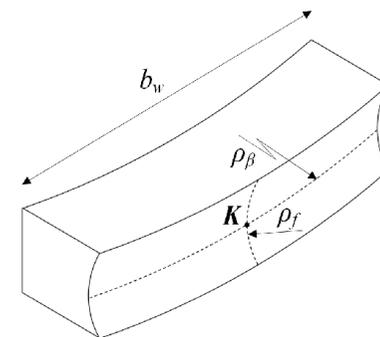


Рисунок 1 – Общий вид упругого индентора, K – одна из теоретических точек контакта гиперболического типа

Моделирование проведено в конечно-элементном пакете ANSYS. Комплекс программ разработан на макроязыке APDL версии 11,0 и выше, позволяющих решать задачу с введением параметрических входных данных. При моделировании в приповерхностном слое обоих контактирующих тел была выделена зона регулярного разбиения, которая в виде соответствующих эквидистантных поверхностей углублялась внутрь тел на некоторую величину. Для построения самой поверхности зуба была использована сплайн-интерполяция второго порядка. КЭ-модель была сформирована с применением квадратичных элементов SOLID95 и контактной пары CONTA174 – TARGE170. Граничные условия для зуба были аналогичны таковым в задаче о действии на зуб сосредоточенной силы [7]. Нагрузка прилагалась к верхней поверхности индентора, которая перемещалась параллельно самой себе строго в направлении действия нормальной силы, т.е. по нормали к поверхности зуба.

При фиксированной ширине b_H площадки контакта влияние на контактное напряжение оказывает её продольная протяжённость вдоль зуба. В действительности площадка контакта отличается от эллипса, а её продольная протяжённость, как показало моделирование, несколько превышает герцевскую величину a_H большой полуоси эллипса (что связано с влиянием деформации изгиба зуба). Анализ показал, однако, что тесная корреляция между полудлиной реальной площадки контакта и расчётной величиной a_H^* позволяет вести расчёт эффективных напряжений по Герцу с внесением установленного моделированием некоторого поправочного коэффициента (о котором – ниже).

Пусть $\sigma_{H\beta}^0$ – расчётное эффективное напряжение в положении теоретической точки контакта посередине длины зуба ($S=0$), т.е. без учёта влияния торцов. Это напряжение назовём базовым, при коэффициенте Пуассона $\mu=0,3$ оно равно [6]:

$$\sigma_{H\beta}^0 = \frac{0,6F_n \sqrt{1-\beta+\beta^2}}{\pi a_H b_H (1+\beta)}, \quad (2)$$

где β – т.н. коэффициент эллиптичности, равный отношению b_H/a_H .

Задаваясь отношением $\psi = a_H/b_H$, с помощью полных эллиптических интегралов

лов K, F найдём [6] отношение $C_{\alpha\beta} = \rho_\alpha / \rho_\beta$ профильного приведенного главного радиуса ρ_α кривизны контактирующих поверхностей зубьев к продольному ρ_β , а также сам радиус ρ_β из (4) при модуле упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа:

$$C_{\alpha\beta} = (K - F)(F\beta^{-2} - K); \quad (3) \quad a_H = n_e (F_n \rho_\beta / E)^{1/3}, \quad (4)$$

где $n_e = 1,2023[(K - F)/(1 - \beta^2)]^{1/3}$.

Тогда необходимый для моделирования радиус ρ_f индентора $\rho_f = \rho_a + \Delta\rho$, где $\Delta\rho = (\rho_a^2 / (\rho_\alpha - \rho_a))$, $\rho_\alpha = C_{\alpha\beta} \rho_\beta$.

В таблице 1 даны исходные параметры и результаты расчёта. Здесь же приведены соответствующие результаты моделирования максимальных по длине зуба базовых эффективных напряжений $\sigma_{H\beta}$ (F_t – окружное усилие, z_v – приведенное число зубьев, x^* – смещение исходного контура при нарезании зубьев).

Таблица 1 – Исходные параметры и базовые (при $S^* = 0$) эффективные контактные напряжения расчётные ($\sigma_{H\beta}^0$) и полученные в процессе моделирования как максимальные по длине зуба ($\sigma_{H\beta}$)

$$F_t = 100\text{H}; m = 1\text{мм}; z_v = 18; x^* = 0; b_H^* = 0,33; b_w^* = 20$$

$\psi = a_H^*/b_w^*$	a_H^*	β	ρ_β^*	ρ_α^*	$\Delta\rho^*$	ρ_f^*	$\sigma_{H\beta}^0$, МПа	$\sigma_{H\beta}$, МПа
0,05	1	0,33	58,9	10,947	0,1923	1,550	469	363
0,10	2	0,165	338,6	21,031	0,0937	1,452	282	256
0,15	3	0,11	973,5	31,198	0,0618	1,420	202	175
0,20	4	0,0825	2084	41,402	0,0461	1,404	157	131
0,25	5	0,066	3784	51,622	0,0367	1,395	128	107

Из таблицы 1 видно, что во всех случаях $\sigma_{H\beta} < \sigma_{H\beta}^0$, что объясняется увеличенной реальной длиной площадки контакта в сравнении с расчётной. Для перехода от расчётного эффективного напряжения к полученному моделированием введём поправочный коэффициент, описываемый интерполяционным полиномом, содержащим отношение ψ :

$$K_\psi = \sigma_{H\beta} / \sigma_{H\beta}^0 = -933,33\psi^4 + 706,67\psi^3 - 189,67\psi^2 + 20,63\psi + 0,13. \quad (5)$$

Из зависимости (2) следует, что передачи с одинаковым параметром F_t/m^2 имеют (при прочих равных условиях) одну и ту же расчётную контактную напряжённость. Как показало исследование, тот же принцип сохраняется и при моделировании. Этот параметр носит универсальный характер и назван нами фактором напряжённости.

На рисунках 2, 3 приведены компьютерные графики нормальных (σ_H) и эффективных базовых напряжений для двух вариантов: $\psi = 0,10$, $\rho_\beta^* = 338,6$ и $\psi = 0,25$, $\rho_\beta^* = 3784$ передачи: $m = 1\text{мм}$, $x^* = 0$, $z_v = 18$, $b_w^* = 20$, $b_H^* = 0,33$, $F_t = 1000\text{H}$.

Отметим, что если в передаче $\psi = 0,25$ (рисунок 3) максимумы базового как нормального, так и эффективного напряжений приходятся на центр контактной площадки (т.е. на сечение зуба, в котором расположена точка теоретического контакта), то в передаче $\psi = 0,10$ (т.е. при более короткой площадке) максимум нормального напряжения остаётся в центре площадки, а эффективного приходится на её крайние участки (рисунок 2).

Исследование напряжённого состояния по фазам зацепления показало, что оно зависит не только от положения S точки (площадки) контакта по длине зуба по отношению к средней (базовой), но и от отношения ψ .

Моделирование по фазам зацепления проведено в диапазоне $S^* = 0 \dots 0,5b_w^*$, т.е. с учётом зацепления на торце.

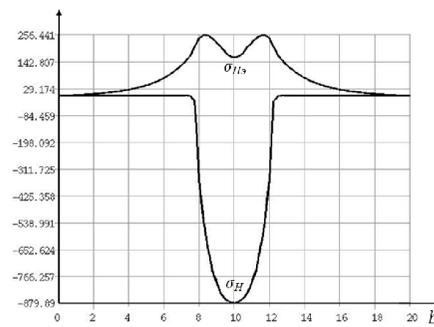


Рисунок 2 – Полученные при моделировании компьютерные графики при $\psi = 0,10$, $\rho_\beta^* = 338,6$, $S^* = 0$

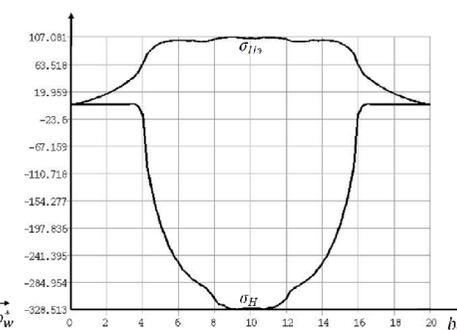


Рисунок 3 – Полученные при моделировании компьютерные графики при $\psi = 0,25$, $\rho_\beta^* = 3784$, $S^* = 0$

На рисунках 4, 5 показаны компьютерные графики фазовых нормальных $\sigma_{H\beta}$ и эффективных $\sigma_{H\beta s}$ напряжений при положении последних близко к торцу ($S^* = 9,75$) для тех же указанных выше вариантов передачи. Здесь картина следующая: нормальное напряжение на торце существенно ниже, чем вблизи него, а максимум эффективного напряжения приходится практически на торец.

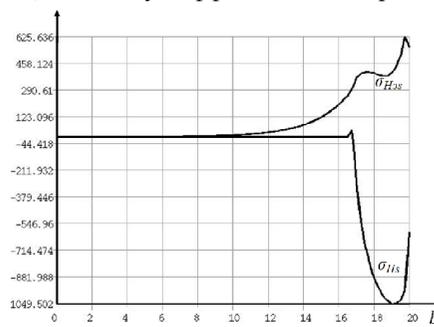


Рисунок 4 – Полученные при моделировании компьютерные графики при $\psi = 0,10$, $\rho_\beta^* = 338,6$, $S^* = 9,75$

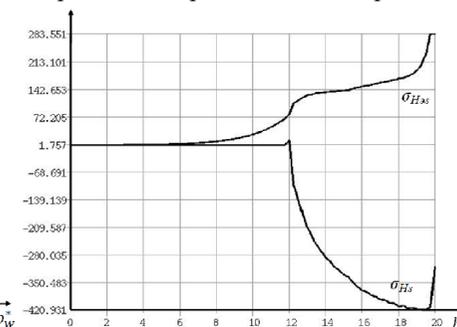


Рисунок 5 – Полученные при моделировании компьютерные графики при $\psi = 0,10$, $\rho_\beta^* = 338,6$, $S^* = 9,75$

Графическое изображение функции максимального эффективного фазового напряжения $\sigma_{H\beta s} = f(S^*)$ при различных значениях ψ представлено на рисунке 6, из которого видно, что влияние торцов на эффективные напряжения начинает сказываться только при $S^* > 5,5$ для $\psi = 0,10$, но уже при $S^* > 3$ для $\psi = 0,25$.

Чтобы иметь возможность определения $\sigma_{H\beta s}$ в любой фазе зацепления, разработана таблица 2 коэффициентов $K_{H\beta s} = \sigma_{H\beta s} / \sigma_{H\beta}$ в зависимости от ψ и универсального параметра t_H , равному отношению

$$t_H = S / b_w, \quad (6)$$

что позволяет вести расчёт при любом заданном b_w .

Проводить оценочные инженерные расчёты с использованием эллиптических интегралов сложно и неудобно. Ниже предлагается система формул, разработанная для $E_1 = E_2 = E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,3$ с помощью достаточно точной аппроксимации теоретических зависимостей степенными функциями вида $y = Ax^d$ [8]:

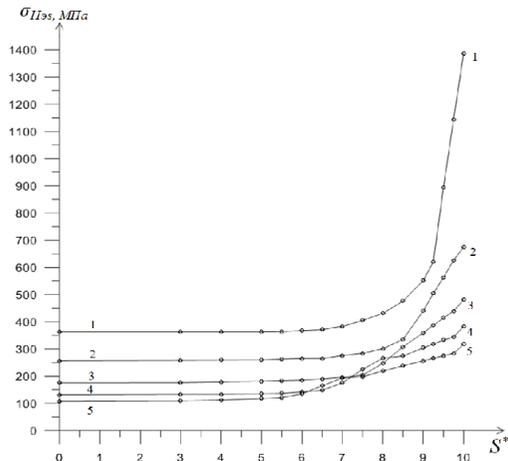


Рисунок 6 – Графики функций фазового эффективного напряжения $\sigma_{H\alpha s} = f(S^*)$: 1 – $\psi=0,05$; 2 – $\psi=0,1$; 3 – $\psi=0,15$; 4 – $\psi=0,2$; 5 – $\psi=0,25$

Таблица 2 – Значения отношений

$K_{H\alpha s} = \sigma_{H\alpha s} / \sigma_{H\alpha}$ в различных фазах зацепления в зависимости от ψ и t_H

t_H	$\psi=0,05$	$\psi=0,10$	$\psi=0,15$	$\psi=0,20$	$\psi=0,25$
	$K_{H\alpha s}$				
0,500	3,82	2,64	2,75	2,92	2,96
0,488	3,15	2,45	2,51	2,63	2,65
0,475	2,46	2,20	2,37	2,53	2,57
0,463	1,66	1,97	2,21	2,43	2,49
0,450	1,52	1,72	2,05	2,32	2,39
0,425	1,31	1,26	1,82	2,09	2,22
0,400	1,19	1,18	1,41	2,03	2,05
0,375	1,12	1,11	1,17	1,72	1,85
0,350	1,06	1,08	1,12	1,34	1,80
0,325	1,02	1,04	1,09	1,13	1,54
0,300	1,01	1,04	1,06	1,08	1,26
0,275	1,00	1,03	1,05	1,05	1,13
0,250	1,00	1,02	1,03	1,03	1,09
0,200	1,00	1,01	1,02	1,02	1,05
0,150	1,00	1,01	1,01	1,02	1,02
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

$$C_{\alpha\beta} = 456,5I^{1,885} (F_n \rho_\beta)^{-0,628}; \quad (7)$$

$$\rho_\alpha = 456,5I^{1,885} F_n^{-0,628} \rho_\beta^{0,372}; \quad (8)$$

$$a_H = 0,54I C_{\alpha\beta}^{-0,618} = 0,021 C_{\alpha\beta}^{-0,0874} (F_n \rho_\beta)^{1/3}; \quad (9)$$

$$\sigma_{H\alpha}^0 = 7,97I^{-1,074} F_n^{0,69} \rho_\beta^{-0,31} = 256,5 C_{\alpha\beta}^{-0,57} F_n^{1/3} \rho_\beta^{-2/3}. \quad (10)$$

Для составления условия контактной прочности необходимо располагать значением допускаемого эффективного напряжения. С этой целью, как показано в [6], можно использовать допускаемое напряжение σ_{HP} для линейного контакта [9], переводя его в эффективное $\sigma_{HP\alpha}$, равное при $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,3$

$$\sigma_{HP\alpha} = 0,4\sigma_{HP}. \quad (11)$$

Теперь условие контактной прочности для любой фазы зацепления:

$$\sigma_{H\alpha s} = 2,5\sigma_{H\alpha} \leq \sigma_{HP\alpha}, \quad (12)$$

где $\sigma_{HP\alpha}$ – т.н. приведенное (критериальное) эффективное контактное напряжение для любой фазы зацепления, которое на основании (5), (10), (12) и таблицы 2 может быть окончательно записано в виде:

$$\sigma_{H\alpha s} = 1993K_\psi K_{H\alpha s} I^{-1,074} F_n^{0,69} \rho_\beta^{-0,31}, \quad (13)$$

или

$$\sigma_{H\alpha s} = 64125K_\psi K_{H\alpha s} C_{\alpha\beta}^{-0,57} F_n^{1/3} \rho_\beta^{-2/3}. \quad (14)$$

Выводы:

1. При сложном напряжённом состоянии, в котором находятся поверхности зубьев колёс передач Новикова, оценку контактной напряжённости следует проводить не по нормальным, а по эффективным напряжениям, учитывающим форму площадки контакта.

2. Выполняя приведение эффективного напряжения умножением на множитель 2,5 (при коэффициенте Пуассона 0,3) можно в условии контактной прочности воспользоваться допускаемым нормальным напряжением, установленным в стандарте для теоретически линейного контакта.

3. При удалении площадки контакта от середины зубчатого венца во время её перемещения по длине зуба (т.е. при прохождении различных фаз зацепления) начинает сказываться влияние торца на напряжённое состояние зубьев, постепенно усиливаясь по мере приближения площадки к торцу.

4. При среднем (базовом) положении площадок контакта максимум нормальных напряжений находится в центре площадок, в то время как максимум эффективных напряжений находится либо в центре площадок (для сравнительно длинных площадок), либо смещается к их краю (для сравнительно коротких площадок).

5. Для площадок, расположенных близко к торцу и на самом торце нормальное напряжение на торце существенно ниже, чем вблизи него, а максимум эффективного напряжения приходится практически на торец.

6. Обработка результатов моделирования позволила предложить расчётные инженерные формулы для определения максимальных приведенных (критериальных) эффективных контактных напряжений в любой фазе зацепления, что имеет принципиальное значение при оценке напряжённости зубьев в условиях их многопарного зацепления.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке РФФИ, грант 13-08-00386.

Список литературы: 1. Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. 2. Яковлев А.С., Печёный В.И. Экспериментальное исследование распределения нагрузки по площадке контакта зубьев в передаче Новикова // Сб. "Надёжность и качество зубчатых передач". – 18-67-36. – НИИФОРМТЯЖМАШ, 1967. 3. Росливер Е.Г. Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М.Л. Новикова // Прочность корпусов судов и надежность деталей машин. Труды ГИИВТа. – Вып.138. – Горький, 1975. – С.50-96. 4. Ariga Y., Nagata S. Load Capacity of a New W-N Gear with Basic Rack of Combined Circular and Involute Profile // Trans. ASME. J. Mech. Transmiss. and Autom. Des. – 1985. – №14. – P.565-572. 5. ГОСТ 30224-96. Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35HRC₃. Исходный контур. Межгосударственный стандарт. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1997. – 5с. 6. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: ХВКИУ, 1967. – 233с. 7. Короткин В.И., Газзаев Д.А. Приведенный объёмный коэффициент формы зубьев в концентраторах у зубчатых колёс с зацеплением Новикова // Вестник машиностроения. – 2014. – №1. – С.15-19. 8. Короткин В.И. Приближённые функциональные зависимости между параметрами контакта и критериальные напряжения в пространственных задачах // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2009. – №4(36). – С.139-145. 9. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические звольентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов. 1988. – 125с.

Поступила (received) 20.01.2014

УДК 621:913:621. 633

А.В. КРИВОШЕЯ, к.т.н., старший научный сотрудник ИСМ НАН, Киев;
Ю.М. ДАНИЛЬЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. кафедрой ПМ НТУ "ХПИ", Киев;
М.Г. СТОРЧАК, д.т.н., научный сотрудник ИСИ ШУ, Штутгарт, Германия;
Д.Т. БАБИЧЕВ, д.т.н., профессор каф. "Детали машин" ТюмГНГУ, Тюмень, Россия;
В.Е. МЕЛЬНИК, к.т.н., научный сотрудник ИСМ НАН;
В.И. ФРАНЦУЗОВ, старший преподаватель каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ";
Ю.Г. ГУЦАЛЕНКО, старший научный сотрудник каф. ИТМ НТУ "ХПИ";
Т.Е. ТРЕТЬЯК, старший преподаватель каф. ИТМ НТУ "ХПИ"

К ВОПРОСУ КЛАССИФИКАЦИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Представлено развитие и совершенствование классификации кинематических схем формообразования зубчатых передач различных классов, типов и видов. Предложен и реализован принцип создания классификаторов геометро-кинематических схем формообразования зубчатых колес. Предложена модель перехода от кинематических схем формообразования к схеме компоновки станков.

© А.В. Кривошея, Ю.М. Данильченко, М.Г. Сторчак, Д.Т. Бабичев, В.Е. Мельник, В.И. Французов, Ю.Г. Гуцаленко, Т.Е. Третьяк, 2014

Ключевые слова: зубчатая передача, формообразование, классификация кинематических схем.

Введение. Актуальность задачи. В связи с разработкой высоких технологий (рапид-прототайпинг), созданием многокоординатных станков с ЧПУ в последние годы наметилась тенденция к созданию зубчатых и червячных передач с более сложной, с точки зрения технологии их изготовления формой начальных поверхностей или аксоидов (шар, тор, глобоид, квазиглобоид, гиперглобоид и др.), формой профиля главной боковой поверхности (синусоидальной, эвольвентной и др.) и переменным углом наклона линии зубьев, формой поверхностей вершин и поверхностей впадин [1-5]. Синтез таких передач представляет сложную научную и техническую проблему.

Многочисленные аналитические математические модели теоретического формообразования геометро-кинематических схем зубчатых зацеплений, предлагаемые в литературных источниках, не универсальны и трудоемки, т.е. для каждой формы боковой поверхности зубьев (иногда для группы форм) предлагается своя аналитическая математическая модель формообразования [6]. Необходимость создания универсальных математических моделей формообразования зубчатых передач различных классов, типов и видов (схематически представленными различными конкретными геометро-кинематическими схемами) отмечается многими учеными [7-9].

Такие универсальные математические модели формообразования различных конкретных геометро-кинематических схем зубчатых передач любой сложности могут быть созданы, прежде всего, на основании классификации обобщенной кинематической схемы и ее обобщенной математической модели [10]. Поэтому развитие и совершенствование классификации кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач является актуальным.

Анализ литературы. По современным представлениям синтез зубчатых передач различных классов, типов и видов осуществляется с учетом их жизненного цикла [10, 11]. Важными этапами жизненного цикла зубчатых передач являются взаимосвязанные рекуррентные (возвратные) процессы их теоретического и технологического формообразования [10-12]. Первым и самым важным этапом синтеза зубчатых зацеплений является их теоретическое формообразование.

Вопросы теоретического формообразования зубчатых передач рассматривались в работах Ю.В. Цвиса, М.Л. Ерихова, Г.А. Шевелёвой, Д.Т. Бабичева, П.Р. Родина, С.И. Лашнева, Б.А. Перепелицы, С.П. Радзевича и др. [6-9, 13-16]. Следует отметить и работы, в которых предложено обобщенную кинематическую схему (Коновалов Г.Г.) и классификацию кинематических схем (Грановский Г.И.) но не формообразования, а резания [17, 18]. Основываясь на работах этих ученых, в которых предлагаются и обобщенные кинематические схемы формообразования поверхностей резанием, и их классификация, и классификация геометро-кинематических схем, и обобщенные математические модели формообразования, авторами в работе [10] предложено более совершенное, на наш взгляд, схематическое представление обобщенной кинематической схемы формообразования зубчатых передач при семи отображениях аффинного пространства (с учетом, что твердое тело имеет 6 степеней свободы) и ее обобщенной структурной унифицированной матричной математической модели. Утверждение о том, что предложенная в работе [10] обобщенная кинематическая схема формообразования и ее классификация являются более совершенными, основываются на том, что все существующие обобщенные кинематические схемы и их классификации, являются частным случаем предложенной.

Создание схематического представления обобщенной кинематической схемы формообразования поверхностей зубчатых венцов зубчатых передач и

ее программно-реализованной обобщенной математической модели стало возможным, прежде всего, в связи с широким использованием ПЭВМ и наличием универсальных пакетов прикладных программ MathCAD, MatLab и др., а также современного математического аппарата теории множеств и теории отображения аффинного пространства, развитой проф. Б.А. Перепелицей для решения вопросов формообразования поверхностей резанием [15].

Основное преимущество этой обобщенной кинематической схемы формообразования и ее обобщенной математической модели в том, что при рациональной классификации ее элементов (формы исходных формообразующих поверхностей исходных формообразующих звеньев, числа отображений аффинного пространства, параметров относительного движения и уравнений связи, параметров относительной установки) она позволит, кроме унификации решения вопросов формообразования зубчатых передач практически любой сложности, еще и синтезировать новые классы, виды и типы зубчатых передач, новые способы теоретического формообразования, новые зубообрабатывающие инструменты и способы обработки, новые компоновки зубообрабатывающих станков.

Однако, для реализации этих возможностей предложенная в работе [10] классификация требует некоторого уточнения и совершенствования и, прежде всего, в создании классификации элементов составляющих структуру обобщенной кинематической схемы формообразования и ее математической модели. Такую сложную и трудоемкую работу можно выполнить используя методологию морфологического синтеза развитую проф. Ю.Н. Кузнецовым для синтеза технических систем [19]. В данной работе в качестве признака классификации кинематических схем, принят признак числа отображений аффинного пространства (используем при классификации кинематических схем проф. Б.А. Перепелицей [15]), но в комбинации с параметрами относительной установки и совпадении нулевого и первого репера. Благодаря этому признаку мы разбиваем обобщенную кинематическую схему формообразования на подмножества кинематических схем, которые мы можем реализовать при компоновке одного многокоординатного зубообрабатывающего станка, так как современные станки проектируются для изготовления зубчатых колес определенного множества.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является классификация подмножества кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач разных классов, видов и типов которые описываются двумя отображениями (в трех реперах) и при совпадении нулевого и первого репера.

Так как, математическая модель геометро-кинематической схемы (функция формообразования) является основой компоновки зубообрабатывающего станка то совпадение нулевого и первого репера упрощает его компоновку [20].

Для достижения поставленной цели необходимо на основании обобщенной кинематической схемы и таблицы возможных вариантов параметров установки двух смежных систем координат [10] классифицировать подмножество кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач разных классов, типов и видов которые описываются двумя отображениями аффинного пространства при совпадении нулевого и первого реперов.

Такая классификация позволит создать и библиотеку частных геометро-кинематических схем формообразования и их математических моделей.

Для этого, во-первых, следует различать кинематические схемы формообразования зубчатых передач и их геометро-кинематические схемы формообразования. Кинематическая схема формообразования это совокупность движений поверхности зубчатого венца исходного формообразующего звена относительно не-

подвижной заготовки формообразуемого звена без конкретизации их формы [13, 16].

Геометро-кинематическая схема – это кинематическая схема формообразования с указанием в нулевом репере формы и размеров заготовки формообразуемого звена и в конечном репере формы и размеров исходного формообразующего звена в один из моментов формообразования [7]. Если учитывать отвод и подвод исходного формообразующего звена, (в процессе которых может произойти подрезание) то его надо задавать в момент до соприкосновения с заготовкой.

Заготовку в нулевом репере необходимо задавать по той причине, что реальная формообразуемая поверхность образуется при пересечении формообразуемой поверхности образованной исходным формообразующим звеном и телом заготовки формообразуемого звена.

Основная часть. Приведем в несколько уточненном виде схематическое представление обобщенной кинематической схемы формообразования зубчатых звеньев различных классов, типов и видов и ее обобщенной структурной математической модели.

Это уточнение связано с нумерацией реперов и с совпадением нулевого и первого реперов, см. рисунок 1.

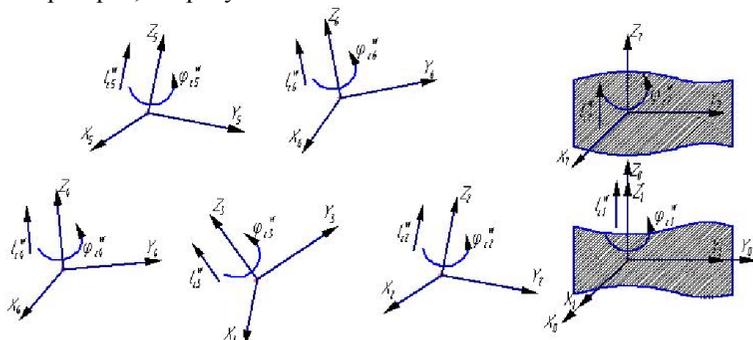


Рисунок 1 – Схематическое представление обобщенной кинематической схемы формообразования зубчатых звеньев различных классов, типов и видов:
И₇ – формообразующее зубчатое звено; Д – формообразуемое зубчатое звено

Эта обобщенная кинематическая схема представляет семь отображений аффинного пространства, а ее частные варианты представляют все известные нам (с избытком) кинематические схемы формообразования зубчатых передач.

В соответствии с обобщенной кинематической схемой формообразования обобщенная структурная унифицированная математическая модель формообразования зубчатых передач различных классов, типов и видов при двухпараметрическом огибании запишется в виде [11]:

$$\left\{ \begin{aligned} m_{r\partial 0} И / Д &= m_{v_{y1}^w} m_{c_{y1}^w} m_{v_{x1}^w} m_{\varphi_{z1}^w} m_{l_{z1}^w} m_{v_{y2}^w} m_{c_{y2}^w} m_{v_{x2}^w} m_{\varphi_{z2}^w} m_{l_{z2}^w} m_{v_{y3}^w} \cdot \\ &\cdot m_{c_{y3}^w} m_{v_{x3}^w} m_{\varphi_{z3}^w} m_{l_{z3}^w} m_{v_{y4}^w} m_{c_{y4}^w} m_{v_{x4}^w} m_{\varphi_{z4}^w} m_{l_{z4}^w} m_{v_{y5}^w} \cdot \\ &\cdot m_{c_{y5}^w} m_{v_{x5}^w} m_{\varphi_{z5}^w} m_{l_{z5}^w} m_{v_{y6}^w} m_{c_{y6}^w} m_{v_{x6}^w} m_{\varphi_{z6}^w} m_{l_{z6}^w} \cdot \\ &\cdot m_{v_{y7}^w} m_{c_{y7}^w} m_{v_{x7}^w} m_{\varphi_{z7}^w} m_{l_{z7}^w} m_{r\partial 7}; \\ \varphi_{z6A}^w \leq \varphi_{z6}^w \leq \varphi_{z6B}^w; \quad \varphi_{zi}^w &= f_{\varphi_{zi}^w}(\varphi_{z7}^w), \quad l_{zi}^w = f_{l_{zi}^w}(\varphi_{z7}^w) \\ m_{r\partial 0} m_{r\partial} &= 0 \text{ при } \varphi_{z7}^w = \text{const}; \quad m_{r\partial 0} m_{r\partial} = 0 \text{ при } \varphi_{z7}^w = \text{const}. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

В математической модели (1) обозначения и значение унифицированных матриц движения и матриц координатных преобразований приведены в работе [10].

В соответствии с целью работы для классификации выберем обобщенную кинематическую схему, содержащую два отображения аффинного пространства при совпадении нулевого и первого реперов и соответствующую наиболее общему расположению двух смежных систем координат, см. рисунок 2 [10].

Обобщенная математическая модель формообразования этой обобщенной схемы может быть получена как частный случай модели (1) при двух отображениях аффинного пространства, и при однопараметрическом огибании ее можно представить в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} m_{r\partial 0} И / Д &= m_E m_{\varphi_{z1}^w} m_{l_{z1}^w} m_{\varphi_{z2}^w} m_{l_{z2}^w} m_{r\partial 2}; \\ \varphi_{z1}^w &= f(\varphi_{z2}^w) \text{ или } \varphi_{z1}^w = f(l_{z2}^w); \\ l_{z1}^w &= f(\varphi_{z2}^w) \text{ или } l_{z1}^w = f(l_{z2}^w); \\ n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z &= 0. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

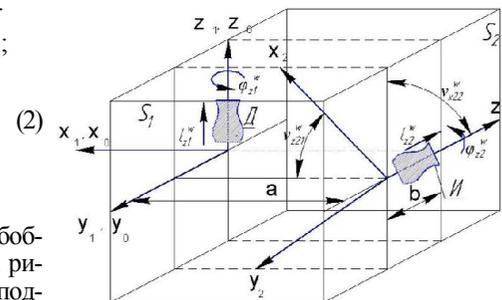


Рисунок 2 – Обобщенная кинематическая схема формообразования при двух отображениях аффинного пространства и совпадении нулевого и первого реперов:
И и Д – формообразующее и формообразуемое зубчатые звенья

Подмножества схем этой обобщенной кинематической схемы (см. рисунок 2) которая сама является подмножеством схемы (см. рисунок 1) в конечном итоге легко преобразуется в геометро-кинематические схемы формообразования и их математические модели (функции формообразования).

Геометро-кинематические схемы или их определенное множество являются основой для разработки компонок зубообрабатывающих станков. В этом случае обобщенную кинематическую схему необходимо ориентировать относительно базовой системы координат станка. Такое преобразование можно схематически представить рисунком 3.

Введение отдельной базовой системы координат XYZ (см. рисунок 3) служит для дискретного отображения пространства обобщенной кинематической схемы в пространстве компонок станка.

В результате последовательного многопараметрического отображения конкретной геометро-кинематической схемы формообразования (или определенного подмножества геометро-кинематических схем) в базовой системе координат станка можно синтезировать различные компоновки станков, в том числе многокоординатные [20].

Система уравнений (2) определяет уравнение (возможное, т.е. без учета пере-

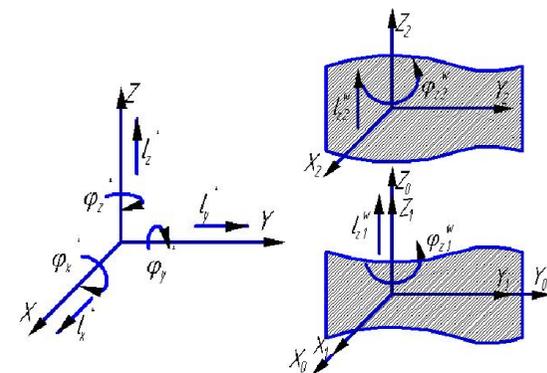
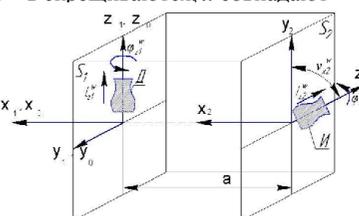
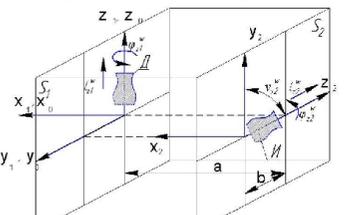
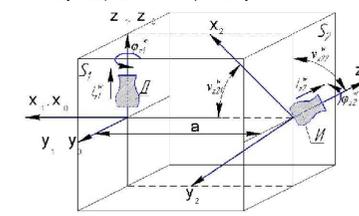
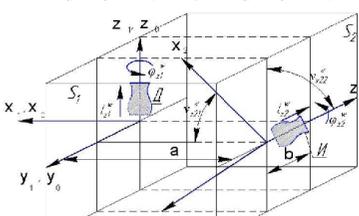


Рисунок 3 – Геометро-кинематические схемы для разработки компонок зубообрабатывающих станков

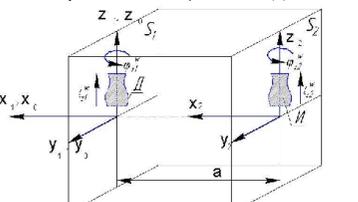
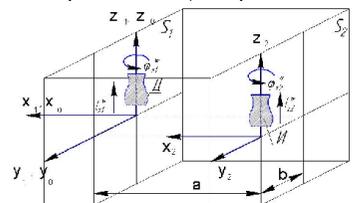
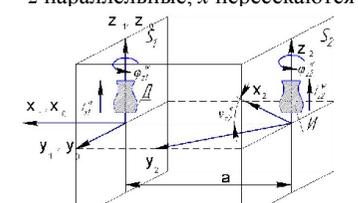
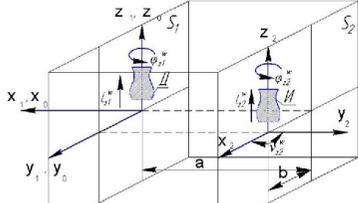
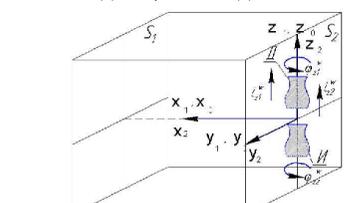
сечения с заготовкой) формообразуемой поверхности при отсутствии особых точек (или ребра излома) на формообразующем зубчатом звене и отсутствии нарушений условий формообразования [13, 16]. Эти условия учитываются логическими связями при разработке блок-схемы и программы расчета математической модели на ПЭВМ.

В соответствии с работой [10] возможны всего 16 вариантов взаимного расположения соседних систем координат и 16 вариантов подмножеств кинематических схем формообразования при двух отображениях аффинного пространства. Эти варианты кинематических схем формообразования зубчатых передач и их математические модели представлены в таблице 1.

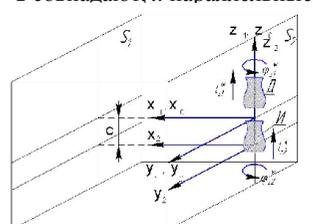
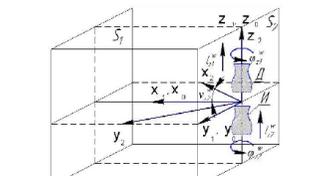
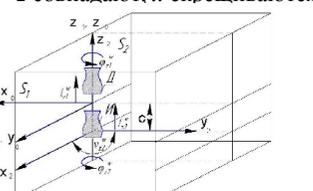
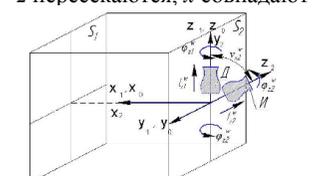
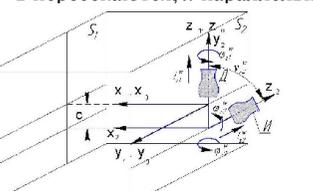
Таблица 1 – Кинематические схемы формообразования зубчатых передач при двух отображениях аффинного пространства и совпадении 1 и 0 реперов

<p>1 – z скрещиваются, x совпадают</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{c_{xi}^w} \cdot m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>2 – z скрещиваются, x параллельные</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{c_{zi}^w} \cdot m_{c_{xi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>3 – z скрещиваются, x пересекаются</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{v_{xi}^w} \cdot m_{c_{yi}^w} m_{c_{xi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>4 – z скрещиваются, x скрещиваются</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{v_{xi}^w} \cdot m_{c_{zi}^w} m_{c_{yi}^w} m_{c_{xi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$

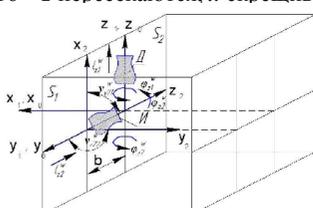
Продолжение таблицы 1

<p>5 – z параллельные, x совпадают</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{c_{xi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>6 – z параллельные, x параллельные</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{c_{zi}^w} m_{c_{xi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>7 – z параллельные, x пересекаются</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{c_{yi}^w} m_{c_{xi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>8 – z параллельные, x скрещиваются</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{c_{zi}^w} m_{c_{yi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>9 – z совпадают, x совпадают</p> 	$m_{r\partial II/D} = \text{diag}(1,1,1)$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$

Продолжение таблицы 1

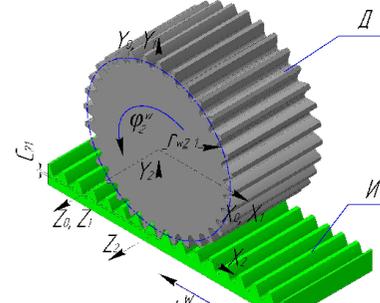
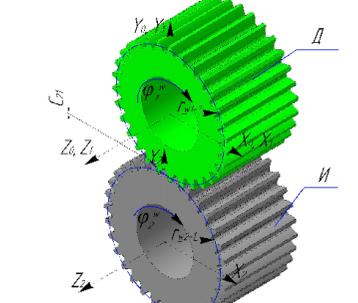
<p>10 – z совпадают, x параллельные</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{c_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r_2}$ $\Phi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \Phi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>11 – z совпадают, x пересекаются</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r_2}$ $\Phi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \Phi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>12 – z совпадают, x скрещиваются</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{c_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r_2}$ $\Phi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \Phi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>13 – z пересекаются, x совпадают</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r_2}$ $\Phi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \Phi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>14 – z пересекаются, x параллельные</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{c_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r_2}$ $\Phi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \Phi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
<p>15 – z пересекаются, x пересекаются</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{v_{xi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r_2}$ $\Phi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \Phi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$

Продолжение таблицы 1

<p>16 – z пересекаются, x скрещиваются</p> 	$m_{r\partial II/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{v_{xi}^w} m_{c_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r_2}$ $\Phi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \Phi_1^w = f(l_2^w)$ <p>или</p> $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
--	--

Каждой из кинематических схем формообразования представленных в таблице 1 соответствует определенное множество геометро-кинематических схем формообразования. Примеры геометро-кинематических схем формообразования и их математических моделей соответствующие варианту 6 (см. таблицу 1) представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Частные геометро-кинематические схемы формообразования и их математические модели

	
$m_{r\partial II/D(1-2)} = m_E m_{\varphi_1^w} m_{C_{y12}^w} m_{l_{k2}^w} m_{r_{u2}};$ $-\frac{\pi}{4} \leq \varphi_2^w \leq \frac{\pi}{4};$ $l_{x1}^w = K_{l_{x1}^w} \varphi_1^w;$ $K_{l_{k1}^w} = -r_{w(2-1)};$ $C_{21} = -r_{w(2-1)};$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$	$m_{r\partial II/D(1-2)} = m_E m_{\varphi_1^w} m_{C_{21}^w} m_{\varphi_2^w} m_{r_{u2}};$ $-\frac{\pi}{4} \leq \varphi_2^w \leq \frac{\pi}{4};$ $\varphi_1^w = K_{\varphi_1^w} \varphi_2^w;$ $K_{\varphi_1^w} = r_{w(1-2)} / r_{w(2-1)};$ $C_{21} = r_{w(1-2)} + r_{w(2-1)};$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$

Математические модели формообразования конкретных геометро-кинематических схем получены из обобщенной модели (2) путем вычеркивания не действующих операторов движения и координатных операторов.

В дальнейшем эти математические модели необходимо программно реализовать отдельным пакетом или интегрировать в пакет "КОМПАС" в рамках договора о творческом содружестве с ООО "АСКОН-КР".

Выводы:

1. В приложении к зубчатым передачам акцентировано определение кинематической и геометро-кинематической схем формообразования.

2. Впервые предложен и реализован принцип создания классификаторов (библиотек) геометро-кинематических схем формообразования зубчатых колес, который заключен в разработке подмножеств кинематических схем фор-

мообразования соответствующих числу отображений аффинного пространства.

3. Предложена модель перехода от кинематических схем формообразования к схеме компоновки станков.

В дальнейшем необходимо провести классификацию кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач для трех отображений аффинного пространства, а также уточнить библиотеки исходных формообразующих звеньев, заготовок формообразуемых звеньев и геометро-кинематических схем формообразования.

Список литературы: 1. Тернюк Н.Э., Ковалюх В.Р., Наседкин Ю.В. Способы обработки сферических зубчатых колес. – в кн. Современные проблемы резания инструментами из сверхтвердых материалов: Тез. докл. всесоюз. Конф. – Харьков, 1981. – С.46-49. 2. Ткач П.Н. Синтез высоконагруженных цилиндрических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями по геометро-кинематическим критериям. Дисс. ... канд. техн. наук. – Луганск, 2004. – 255с. 3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление, основы геометро-кинематической теории. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1975. – 64с. 4. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В., Павлов А.И. Совершенствование зацепления Новикова. // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2003. – Вып.7, том 2. – С.58-59. 5. Сильч А.А. Геометрический расчет цилиндрических передач Новикова. – Курган: Изд-во Курганского ун-та. – 2001. – 84с. 6. Цейс Ю.В. Профилирование режущего обкатного инструмента. – М.: Машгиз, 1961. – 156с. 7. Ерихов М.Л. Принципы систематики, методы анализа и вопросы синтеза зубчатых зацеплений Дисс. ... докт. техн. наук. – Хабаровск. 1972 – 324с. 8. Шевелева Г.А. Теория формообразования и контакта движущихся тел: монография. – М.: Изд-во "Станки", 1999. – 494с. 9. Бабичев Д.Т. Основы альтернативной теории формообразования, базирующейся на новых геометрических понятиях // Международная конференция "Техника проводов 03": Секция 1. Теория, расчет и конструирование трансмиссионных элементов. докл. 1-58. – Болгария: София. – 2003. – С.270-275. – ISBN 954-90272-95. 10. Кривошея А.В., Сторчак М.Г., Данильченко Ю.М., Кривошея В.В. Обобщенная классификация кинематических схем формообразования зубчатых колес // Високи технології в машинобудуванні: Зб. наук. праць НТУ "ХПІ". – Харків, 2006. – Вып.2(13). – С.48-69. 11. Кривошея А.В., Данильченко Ю.М., Сторчак М.Г., Мельник В.Е. Совершенствование обобщенной унифицированной математической модели формообразования и обработки зубчатых колес // Оборудование и инструмент. – №4. – 2010. – С.46-51. 12. Данильченко Ю.М., Кривошея А.В., Сторчак М.Г. Проектирование формообразующего оборудования и инструментальных систем для обработки зубчатых колес // Международный симпозиум "Теория и практика зубчатых передач-2014". – Ижевск, 20-21 января 2014. – С.484-489. 13. Родин П.Р. Основы формообразования поверхностей резанием. – Киев: Выща школа. 1981. – 152с. 14. Лашнев С.И., Юликов М.И. Расчет и конструирование металлорежущих инструментов с применением ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1975. – 391с. 15. Перепелица Б.А. Отображения аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резанием. – Харьков: Выща школа, 1981. – 152с. 16. Радзевич С.П. Формообразование сложных поверхностей на станках с ЧПУ. – Киев: Выща школа. – 192с. 17. Коновалов Г.Г. Основы новых способов металлообработки. – Минск: Изд-во АН БССР, 1961. – 297с. 18. Грановский Г.И. Кинематика резания. – М.: Машгиз. 1948. – 199с. 19. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Ж.А., Гера, Хамуйела Т.О. Морфологический синтез станков и их механизмов: Монография – К.: ООО "Гнозис", 2012 – 416с. 20. Реиетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336с.

Поступила (received) 20.03.2014

УДК 621.9

Н.Н. КУЗЬМЕНКО, к.т.н., доцент каф. метрологии ВНУ им. В. Даля, Луганск

ФОРМООБРАЗОВАНИЕ ГЛОБОИДНОГО СТАНОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В статье рассмотрены существующие глобоидные зубчатые передачи, применяемые в различных областях машиностроения, предложено формообразование принципиально нового станочного зацепления квазиглобоидного червяка с цилиндрическим колесом, что позволяет получить линейный контакт касания при любом передаточном отношении, и снижает себестоимость изготовления зубчатых колес.

Ключевые слова: формообразование, квазиглобоидный червяк, передаточное отношение, станочное зацепление, глобоидная передача.

Актуальность задачи.

Несущую способность червячных передач можно повысить, если увеличить число витков червяка, сопрягающихся с червячным колесом, и расположить их на глобоидной поверхности (см. рисунок 1) [1-4]. При этом контактные линии в зацеплении располагаются под большим углом к скорости скольжения, что улучшает условия для образования масляных клиньев в зацеплении. Такие передачи называют глобоидными. Их несущая способность при условии точного изготовления и надлежащего охлаждения существенно больше, чем передач с цилиндрическими червяками, зато изготовление и сборка их несколько сложнее [6].

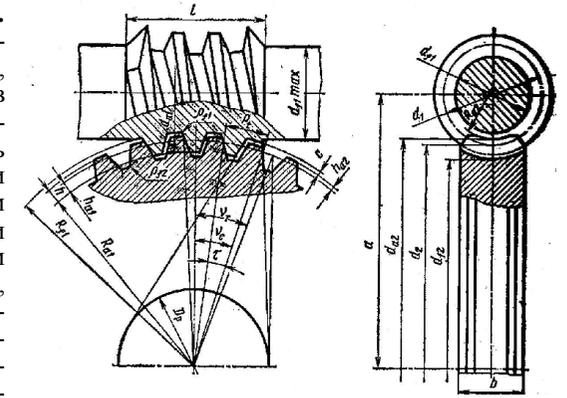


Рисунок 1 – Схема глобоидной передачи

Основная часть. Геометрические расчеты глобоидных передач подобны расчетам червячных передач с цилиндрическим червяком.

В качестве основных геометрических параметров стандартизованы межосевые расстояния a , диаметры окружности выступов d_{a2} и ширины b червячных колес. Это позволяет сократить номенклатуру наиболее дорогих деталей: корпусов и заготовок колес. Стандартизованы также кинематические параметры: передаточные числа и числа зубьев, что важно для сокращения номенклатуры глобоидных фрез. Стандартизация модуля не привела бы к сокращению комплекта инструмента, так как одной глобоидной фрезой все равно нельзя нарезать колеса с разными числами зубьев. Поэтому модули не стандартизируют, и они могут быть дробными.

Профили зубьев червяка в осевом сечении очерчиваются прямыми, касательными к профильной окружности. Диаметр профильной окружности $D_p = a/1,6$ округляют до 25; 31,5; 40мм и далее по ряду межосевых расстояний.

Рассматриваемым червячным глобоидным передачам, как и цилиндрическим червячным передачам с любым профилем присущ один и тот же недостаток – искажение профиля зубьев в результате переточек червячной фрезы или инструментального зубчатого колеса. Иными словами, необходимо добиться того, чтобы червячная фреза или инструментальное зубчатое колесо по своим размерам и профилю соответствовали червяку или зубчатому колесу, с которым должно работать нарезаемое червячное колесо или червяк. Задача исключительно сложная.

Для получения высококачественного зацепления элементов червячной передачи необходимо, чтобы червячная фреза по своим размерам и профилю соответствовала червяку, с которым должно работать нарезаемое ею червячное колесо. Или, другими словами, червячная фреза должна быть копией основного червяка [6].

Каждые вновь изготовленные червячная фреза или инструментальное цилиндрическое колесо удовлетворяют этому требованию только до первой заточки. Заточка затылованной фрезы уменьшает ее диаметр, приближая профиль режущих кромок зубьев к ее оси.

Последнее при нормальной настройке станка вызывает уменьшение высоты зубьев нарезаемого червячного колеса, что исключает возможность правильного зацепления его с червяком, изготовленным по размерам чертежа [3].

Отмеченный недостаток устраняется путем приближения оси червячного коле-

са к оси фрезы на половину величины уменьшения диаметра фрезы после переточки.

Уменьшение межосевого расстояния вместе с уменьшением диаметра фрезы и связанным с этим изменением углов подъема винтовых линий фрезы и зубьев червячного колеса приводит к искажению профиля рабочих поверхностей зубьев.

С увеличением угла подъема червяка эти ошибки и искажения возрастают, особенно резко сказываясь на качестве зацепления и работе многозаходных червячных пар.

Для ослабления отмеченных недостатков существует много способов. Все они могут быть подразделены на две группы: 1) способы, направленные на компенсацию ошибок, вызываемых переточкой червячных фрез и цилиндрических инструментальных колес; 2) способы, направленные на устранение причин, порождающих появление этих ошибок.

Из теории зацеплений известно, что производящий червяк, производящее цилиндрическое колесо являются воображаемыми червяками, воображаемыми цилиндрическими колесами, которые описываются режущими кромками искомым инструментом. Режущие кромки получаются в результате пересечения двух плоскостей: передней плоскости, получаемой в результате заточки и задней плоскости, получаемой в результате затылования. Эти две плоскости являются очень сложными. Передняя плоскость должна быть заточена под углом $\delta=0^\circ$ (в противном случае получают геометрические искажения). При этом угле процесс резания обычно неудовлетворительный. Из теории резания известно, что угол δ должен быть в пределах $\delta \pm 30^\circ$ в зависимости от обрабатываемого материала и его твердости, а также твердости режущего инструмента [6].

Рассмотрим затылования червячных фрез и цилиндрических инструментальных колес. Это выполним через определения формы задней поверхности червячных фрез.

Форма задней поверхности червячной фрезы должна быть такой, чтобы: а) во всех точках ее режущих кромок были обеспечены необходимые для работы фрезы задние углы; б) после переточки фрезы каждая ее режущая кромка лежала на поверхности основного червяка; в) выполнялись требования технологичности.

Подход к проектированию формы задней поверхности червячной фрезы в значительной мере зависит от того, имеется ли у фрезы возможность регулирования положения режущих кромок после переточки ее зубьев. Если конструкция фрезы позволяет после каждой переточки восстанавливать положение режущей кромки на поверхности основного червяка (путем перемещения зубьев), то в этом случае задняя поверхность зубьев фрезы должна быть такой, чтобы после каждой переточки форма режущей кромки оставалась без изменения. Для выполнения этого требования достаточно, чтобы задняя поверхность представляла собой одну из поверхностей, допускающих движение самих по себе, то есть или поверхность вращения, или винтовую поверхность, или цилиндрическую.

В большинстве случаев конструкция фрезы не допускает регулирования положения зубьев, и поэтому после каждой переточки за счет заднего угла ее наружный, а следовательно, и начальный радиусы уменьшаются. Уменьшение радиуса приводит к тому, что после каждой переточки меняется теоретически требуемая форма передней поверхности (если она винтовая) и форма основного червяка. Вследствие этого для получения заданной формы зубчатой детали каждая режущая кромка фрезы как линия пересечения передней и задней поверхностей после каждой переточки должна иметь различную форму (см. рисунок 2). Если одноименные точки этих режущих кромок соединить линиями, то тогда задняя поверхность фрезы будет определяться сетью координатных линий, составленной из режущих кромок (форма которых различна), и линий, соединяющих одноименные точки режущих кромок

(форма этих линий также различна).

Полученную поверхность можно обработать только таким затылюющим инструментом (резцом, шлифовальным кругом и др.), который будет иметь с ней точечный контакт, причем инструмент в процессе обработки должен совершать движения, рассчитанные в зависимости от формы ее координатных линий. Последнее выполнить очень сложно. В частности, на обычных затыловочных станках указанные движения осуществить нельзя, так как затылюющий инструмент управляется только одним кулачком. Получить такую форму задней поверхности зуба червячной фрезы каким-либо затылюющим инструментом при его линейном контакте с этой поверхностью нельзя даже теоретически. Поэтому все применяемые в настоящее время способы получения задней поверхности зубьев червячной фрезы являются приближенными [6].

Каждый из этих способов предусматривает, что теоретически точную заднюю поверхность червячной фрезы можно заменить другой поверхностью, которая более удобна в технологическом отношении, а по форме мало отличается от теоретически точной задней поверхности. Подбор заменяющей поверхности в каждом конкретном случае обработки детали достигается частичным изменением формы режущих кромок червячной фрезы, формы кривой затылования, направления затылования, профиля и положения затылюющего инструмента. Окончательным инструментом, затылюющим заднюю поверхность червячной фрезы, является, как правило, шлифовальный круг. Поэтому в качестве заменяющей поверхности желательно брать такую, которую можно получить производящей поверхностью шлифовального круга и легко контролировать. С этой технологической точки зрения наиболее близко к теоретической форме задней поверхности червячной фрезы подходит винтовая поверхность.

Искомый затылованный инструмент был заменен на незатылованный, что позволило повысить точность и снизить затраты на изготовление зубчатых колес.

На рисунке 3 показана схема формообразования квазиглобоидного червяка (колеса) 1 незатылованным производящим инструментальным колесом 2. Квазиглобоидный профиль был получен при помощи круглого эвольвентного инструментального колеса. Это колесо не затылуется или остро не затачивается и имеет передний угол $\delta = \pm 30^\circ$, который зависит от обрабатываемого материала и его твердости, а также твердости инструмента. Задние углы γ_3 получаются автоматически

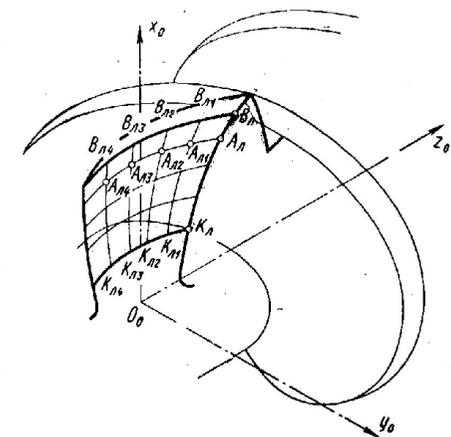


Рисунок 2 – Сеть координатных линий на боковой затылованной поверхности червячной фрезы

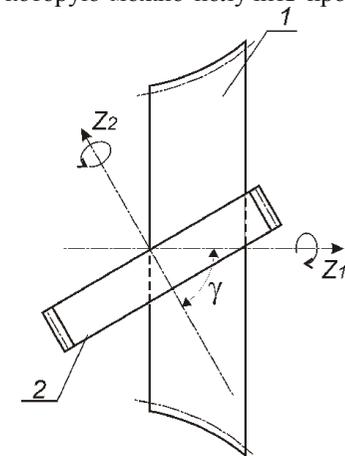


Рисунок 3 – Схема формообразования квазиглобоидной заготовки и квазиглобоидного червяка (колеса)

ски и зависят от угла β и линейного размера h . В свою очередь, величина угла β и линейный размер h зависят от конструктора машин, куда входит рассматриваемая зубчатая передача, то есть зависят от диаметра выбранной квазиглобoidной заготовки в горловом сечении и выбранной величины h , которая зависит от угла β .

При формообразовании квазиглобoidной заготовки круговая режущая кромка описывает цилиндрическую производящую поверхность. Диаметр круговой режущей кромки равен наружному диаметру цилиндрического прямозубого колеса за вычетом $4,5m_n$. Задние углы на инструментальном цилиндрическом колесе равны 0° , т. е. затыловка или острая заточка отсутствуют.

Вывод. В аналитическом виде получено станочное квазиглобoidное зубчатое зацепление с линейным контактом между цилиндрическим эвольвентным колесом и нарезаемым квазиглобoidным неэвольвентным колесом. Предложенная схема формообразования квазиглобoidных витков (зубьев) незатылованным режущим инструментом позволяет получить линейный контакт при любом передаточном отношении и снижает себестоимость изготовления зубчатых колес на 60%.

Список литературы: 1. Детали машин. Расчет и конструирование: Справочник / Биргер И.А., Борович Л.С., Громан М.Б. и др. – М.: Машиностроение, 1968. – Т.1. – 440с. 2. Витренко А.Н. Исследование геометрии и кинематики цилиндрико-гиперболоидных передач: Дисс... канд.техн. наук: 01.02.02. – Ворошиловград, 1975. – 214с. 3. Кириченко И.А. Гиперболоидная зубчатая передача, полученная цилиндрической производящей поверхностью: 36 научных работ. – Краматорськ: Вид-во ДДМА. – Вып.11. – 2001. – С.129-133. 4. Колчин Н.И., Литвин Ф.Л. Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий. – М.: Машгиз, 1952.- 269с. 5. Производство зубчатых колес: Справочник / С.Н. Калашиников, А.С. Калашиников, Г.И. Коган и др.; под общ. ред. Б.А. Тайца. – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 464с.

Поступила (received) 30.03.2014

УДК 539.3

А.В. ЛИТВИНЕНКО, директор ООО "НИЦ УК "РТХ", Мариуполь;
Р.И. ШЕЙЧЕНКО, начальник сектора Представительства "УК "РТХ";
Р.В. ГРАБОРОВ, ведущий инженер Представительства "УК "РТХ";
М.А. БОНДАРЕНКО, студентка НТУ "ХПИ"

МЕТОД ЛИНЕАРИЗАЦИИ ПОВЕРХНОСТИ ОТКЛИКА В ЗАДАЧЕ ОБОСНОВАНИЯ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОНКОСТЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В статье предложен метод линеаризации поверхности отклика в задаче обоснования проектных параметров тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. Он состоит в представлении целевой функции и ограничений в виде линейных форм от варьируемых параметров. Коэффициенты этих форм вычисляются на основе конечно-разностной аппроксимации. Рациональные параметры проектируемых конструкций определяются путем использования полученных аппроксимационных зависимостей. Далее, приняв в качестве исходной точки полученный набор параметров, производится следующий этап уточнения аппроксимационных зависимостей. После этого процесс уточнения повторяется на основе уже улучшенного аппроксимационного представления функций качества и ограничений. В результате многократного повторения этой процедуры получается более точное решение задачи по сравнению с традиционными одноэтапными процедурами. При этом на каждом шаге (этапе) все операции производятся с линеаризованными функциями, что существенно ускоряет процесс поиска параметров, удовлетворяющих текущим критериям и ограничениям.

Ключевые слова: линеаризация, тонкостенный элемент, бронекорпус, вагон, цистерна, автобус, напряженно-деформированное состояние, собственная частота колебаний, устойчивость, поверхность отклика.

Введение. В настоящее время проектируется и изготавливается большое количество тонкостенных машиностроительных конструкций, находящихся в условиях эксплуатации, которые сильно изменяются в зависимости от различных факторов. При этом важно, что различные факторы влияют на интенсивность нагрузок, на нагрузочную способность и долговечность различным образом. Так, при действии усилий от ветровой нагрузки получается стохастическое распределение аэродинамических усилий. Такой же характер носят и распределения нагрузок, возникающих при движении транспортных средств по автомобильным дорогам и железнодорожным путям, хотя их характеристики и природа возникновения отличны от выше упомянутых. Те же аргументы можно отнести и к таким нагрузкам как технологические, контактные, сейсмические и т.п.

Устоявшаяся практика расчета машиностроительных конструкций в этом случае состоит в определении нескольких типов характерных нагрузок: экстремальных, номинальных, изменяемых в определенном диапазоне по некоторому закону распределения и т.п. Далее расчет производится по каждому типу режимов нагружения с установлением того или иного критерия и ограничения (по прочности, жесткости, массе и т.п.).

Основным недостатком перечисленных подходов является привязка к тому или иному набору конкретных значений параметров. Отвлекаясь от степени обоснованности применяемой методики для расчета физико-механических процессов и состояний, именно фактор невариативности параметров следует принять наиболее значимым препятствием для процедуры синтеза рациональных параметров проектируемых тонкостенных машиностроительных конструкций. Это объясняется тем, что варьирование одних и тех же параметров по-разному сказывается на изменении их оптимальных значений по различным критериям и ограничениям (в зависимости от типа расчета, режима, процесса и т.п.). Учитывая в дополнение также и то обстоятельство, что результирующие поверхности отклика (т. е. значения некоторых характеристик, получаемых в результате расчетов и важных с точки зрения функционирования проектируемой конструкции) в общем случае описываются нелинейными функциями параметров, получаем в итоге очень сложную многослойную задачу синтеза. В свою очередь это резко снижает эффективность решения задач обоснования рациональных параметров тонкостенных машиностроительных конструкций. Этот недостаток еще более усугубляется тем обстоятельством, что сами критерии, ограничения, структура исследуемой конструкции являются изменяемыми уже в ходе выполнения проектных разработок. В результате получаемые решения задач синтеза теряют свое значение с практической точки зрения, а, значит, безрезультатно затрачиваются вычислительные, финансовые и временные ресурсы.

Анализ существующих методов. Для устранения указанного противоречия предлагается несколько путей. Самый простой, но затратный, состоит в предварительном исследовании как можно большего количества возможных вариантов проектных решений и конструктивных параметров. Эта задача в силу лавинообразного роста массива информации зачастую не под силу даже при наличии больших вычислительных ресурсов. Оправданным такой путь [1-4] является либо на первых этапах проектирования для выбора концептуальных решений, либо для конструкций с минимальным количеством варьируемых параметров. Второй из возможных путей предусматривает применение для решения поставленной задачи известных или новых и усовершенствованных методов оптимизации [5-11]. Алгоритмы оптимизации, их реализующие, в настоящее время встраиваются в современные пакеты конечно-элементного анализа

[12, 13] и для некоторых типов конструкций дают удовлетворительные результаты. Однако, как отмечалось выше, при многократном изменении критериальных функций получаемые результаты могут резко изменяться, например, скачкообразно при непрерывном варьировании тех или иных параметров. Это может быть вызвано как видом целевой функции, так и ограничений, а также особенностями реализуемого физико-механического процесса или состояния. Кроме того, дополнительной проблемой в этом случае является имплементация критериальных функций, отличающихся от традиционно присутствующих в инженерных расчетах (к примеру, экономических, технологических и т.п.).

Рассмотренные здесь технологии можно условно назвать процедурами "белого и черного ящиков". В первом случае путем больших затрат получается информация о поведении критериальных функций в большом диапазоне варьирования параметров. Во втором случае знание о функции ограничивается путем вычисления неких характеристик после решения тех или иных задач анализа реализуемого процесса или состояния. Как зачастую и в других случаях, эти крайние в определенном смысле подходы имеют множество "врожденных" недостатков, естественным образом следующих из их природы.

Для преодоления отрицательных сторон, присущих упомянутым подходам "черного и белого ящиков", требуется разработка альтернативно-компромиссных методов. **Цель данной работы** – создание одного из вариантов такого метода.

Постановка задачи. Ставится задача разработки метода обоснования рациональных параметров и конструктивных решений тонкостенных машиностроительных конструкций по критериям минимизации массы, снижения напряжений, уменьшения вибраций и т. п. с учетом постепенной локализации линейных аппроксимаций критериальных величин от варьироваемых параметров. Под *линеаризуемыми аппроксимациями* понимается приближение в некоторой подобласти области варьирования параметров точной поверхности отклика той или иной величины на изменение параметров. Под *локализацией* понимается та особенность процедуры линеаризации, что сами размеры и расположение области, в пределах которой осуществляется аппроксимация, могут изменяться по ходу решения задачи (перемещаться и сужаться).

Если первая процедура (линеаризация) является компромиссным (по сравнению с алгоритмом "белого ящика") вариантом аппроксимации, "затемняющим" действительное поведение описываемой таким образом функции, то вторая – тоже компромиссная, но ее "обеляющая".

Получаемая в итоге последовательность аппроксимационных функций отображает переход от "почти черного ящика" до "почти белого ящика". Если назвать этот подход методом "серого ящика", то для такого компромиссного алгоритма возникает проблема разработки альтернативного традиционным способом линеаризации критериальных функций. При этом требуется относительная простота, точность и универсальность такого метода.

Методы решения задачи. Рассмотрим задачу оптимизации в виде:

$$I(H, u, p) \rightarrow \min; \quad (1) \quad H(u, p) \geq H^*; \quad (2) \quad L(u, f, p, H) = 0, \quad (3)$$

где I – функция качества (масса, напряжения и т.п.); u – переменная, описывающая то или иное состояние или процесс в исследуемом объекте; H^* – ограничения на технические характеристики H ; L – оператор задачи анализа физико-механического процесса или состояния, реализующегося в ходе эксплуатации конструкции; f – внешние нагрузки; P – множество обобщенных параметров p .

Под обобщенными параметрами подразумевается набор величин, структур,

форм, распределений, которые, во-первых, полностью определяют математическую модель исследуемого процесса; во-вторых, они неизменны при решении задачи анализа; в-третьих, они являются варьруемыми в ходе решения задачи синтеза.

Такой подход соответствует заявленному в работах [14-15]. Он дает возможность распространить технологию традиционного оперирования с параметрами на множество обобщенных параметров.

Если рассматривать тонкостенные конструкции, то оператор L определяется на многообразии R в трехмерном пространстве. Это многообразие является объединением срединных поверхностей оболочек, пластин и линий стержней, составляющих 3D область Ω , занимаемую исследуемым объектом:

$$\Omega = R \times t, \quad (4)$$

где t – толщина пластины, оболочки (либо поперечное сечение), являющиеся распределенным по точкам Z многообразия R обобщенным параметром $t(Z)$.

Т.о., на начальных этапах проектных исследований ставятся и решаются две основные задачи:

- 1) Определение структуры ("скелета") тонкостенной конструкции R
- 2) Обоснование рационального распределения толщины, а также формы и размеров поперечного сечения $t(Z)$

В этом контексте задача 1) является задачей структурной, а 2) – параметрической оптимизации, причем $t(Z)$ – распределенный обобщенный параметр.

Следуя работам [16-19], можно трансформировать исходную континуальную постановку задачи (1)-(4) в дискретную. Для этого следует ввести в рассмотрение, кроме дискретизации u, f, L , еще и дискретизацию множества обобщенных параметров P . Принимая во внимание, что в дальнейшем рассматривается задача параметрической оптимизации $t(Z)$ следует ограничиться именно дискретизацией этого распределенного параметра.

Возникающую задачу дискретизации распределенного параметра t можно увязать с дискретизацией задачи (3). Если применить для этого метод конечных элементов (МКЭ) [20], то задачи "физической" и "параметрической" дискретизации окажутся естественным образом связанными. При этом в формируемых соотношениях МКЭ параметр $t(Z)$ автоматически будет присутствовать в виде распределения толщин конечных элементов, площадей и моментов инерции поперечного сечения либо по конечным элементам, либо по узлам конечно-элементной сетки.

В частности, если представить R в виде объединения (ансамбля) конечных элементов R_e :

$$R = \bigcup_e R_e, \quad e = 1, \dots, N_e, \quad (5)$$

то в простейшем случае можно аппроксимировать t кусочно-постоянными функциями:

$$t/R_e = t_e = \text{const}. \quad (6)$$

Тогда, не нарушая стандартных процедур конечно-элементного моделирования, можно получить явные или неявные зависимости величин, определяющих физико-механические свойства исследуемого объекта, от набора параметров (6).

Так, если рассматривать статическое и динамическое напряженно-деформированное состояние тонкостенной конструкции, спектр ее собственных частот ω_i и критических усилий Q_i (из условий потери устойчивости), то приходим к соответствующим системам уравнений:

$$K \cdot u = f; \quad (7) \quad M \cdot \ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f(t); \quad (8)$$

$$\text{Det}(K - \omega^2 M) = 0; \quad (9) \quad ([K] + \lambda_i [S]) \{\psi_i\} = 0, \quad (10)$$

где K, M, C – матрицы жесткости, масс и демпфирования конечно-элементного ансамбля, моделирующего исходную тонкостенную конструкцию; u, f – векторы узловых нагрузок и внешних сил; $[S]$ – матрица геометрической жесткости; $\lambda_i - i$ -е собственные значения по критерию устойчивости; $\{\psi_i\}$ – собственный вектор, характеризующий возможную форму потери устойчивости.

В работах [16-18] показано, что зависимости

$$K = K(t_e); \quad M = M(t_e); \quad C = C(t_e), \quad f = f(t_e), \quad (11)$$

можно представить в окрестности некоторой базовой точки $t^{(0)}$ с достаточной степенью точности в линейном виде:

$$\left. \begin{aligned} K(t) &\approx K(t^{(0)}) + K'(t^{(0)}) \cdot \alpha; \\ M(t) &\approx M(t^{(0)}) + M'(t^{(0)}) \cdot \alpha; \\ C(t) &\approx C(t^{(0)}) + C'(t^{(0)}) \cdot \alpha; \\ f(t) &\approx f(t^{(0)}) + f'(t^{(0)}) \cdot \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где $t = \{t_1, t_2, \dots, t_{N_e}\}^T$; $t^{(0)} = \{t_1^{(0)}, t_2^{(0)}, \dots, t_{N_e}^{(0)}\}^T$; $\alpha = \left\{ \left[\frac{t_1 - t_1^{(0)}}{t_1^{(0)}} \right], \left[\frac{t_2 - t_2^{(0)}}{t_2^{(0)}} \right], \dots, \left[\frac{t_{N_e} - t_{N_e}^{(0)}}{t_{N_e}^{(0)}} \right] \right\}^T$, а матрицы K, M, C, K', M', C' и векторы f, f' не зависят от t .

В данном случае декларируется справедливость линеаризации свойств конечно-элементной модели исследуемого объекта вблизи некоторой точки $t^{(0)}$ многомерного параметрического подпространства, дискретизирующего непрерывно распределенный параметр $t(Z)$. Здесь α – массив относительных (безразмерных) величин, характеризующих степень изменения толщин отдельных конечных элементов.

Располагая представлениями (1) и подставляя их в соотношения (7)-(9), можно, следуя работам [16-19], утверждать, что решения задач (7)-(9) при варьировании массива параметров t (а, значит, и α), с достаточной степенью точности представимы в виде линейной зависимости от степени их варьирования. Другими словами,

$$u(\alpha) \approx u(0) + \nabla_1(0) \cdot \alpha; \quad (13) \quad u(\alpha) \approx u(0) + \nabla_2(0) \cdot \alpha; \quad (14)$$

$$\omega_i(\alpha) \approx \omega_i(0) + \nabla_3^i(0) \cdot \alpha; \quad i = 1, 2, \dots; \quad (15) \quad Q_j(\alpha) \approx Q_j(0) + \nabla_4^j(0) \cdot \alpha; \quad j = 1, 2, \dots \quad (16)$$

Здесь ∇_q ($q=1 \div 4$) – некоторые матрицы, соответствующие обратным оператором задач (7)-(10).

Подведя промежуточный итог после данного этапа, можно утверждать, что соотношения (13)-(16) задают потенциальную возможность определения отклика исследуемого процесса или состояния на изменение (варьирование) параметров (или безразмерных степеней их варьирования). В то же время открытым остается вопрос вычисления самих матриц чувствительности ∇_q ($q=1 \div 4$).

Способ вычисления матриц чувствительности. Вычисление матриц чувствительности ∇_q поставляет информацию, необходимую для аппроксимации зависимости характеристик контролируемого физико-механического процесса или состояния от параметров, которые определяет объект исследований. Учитывая линейность задачи по внешним воздействиям (т.е. "физическую") и примерную линейность по изменению параметров в окрестности некоторой базовой точки (т.е. описанную выше "параметрическую"), можно заключить, что и критерийные величины (1), (2) или линейны по своей структуре, или линеа-

ризуемы по параметрам p (в т. ч. и по $t(Z)$). При этом задача (1)-(3) превращается из задачи в общем случае нелинейного программирования в задачу линейного программирования, что существенно ускоряет процесс ее решения.

Т.о., основным препятствием на пути ускорения решения задач синтеза является определение компонент матриц чувствительности ∇_q (см. выше). Рассмотрим решение этой задачи без снижения общности на примере параметров t . Для решения получаемой задачи можно обратиться к методам теории возмущений [21-26]. При этом можно получить точные выражения компонент матриц чувствительности ∇_q в аналитическом виде. Однако точность аппроксимационных представлений (13)-(16), справедливых для бесконечно малых α_e , может резко ухудшиться при малых, но конечных α_e . Т.о., ценность представлений (13)-(16) снижается в силу чрезмерной их "локализации" (т.е. их точность и применимость ограничивается в этом случае бесконечно малой окрестностью базовой (номинальной, исходной) точки $t^{(0)}$ параметрического подпространства). Это, в свою очередь, сводит на нет предполагаемые преимущества линеаризации в русле предлагаемого в работе подхода.

В связи с этим необходим альтернативный способ вычисления компонент матриц чувствительности. Его можно построить, следуя подходам, изложенным в работах [16-19]. Так, вводя в рассмотрение некоторую характерную величину интенсивности α_e^* (разную в общем случае для различных конечных элементов), можно задать множество так называемых "реперных" точек:

$$\alpha_\tau^\wedge = \{0, 0, \dots, 0, \alpha_\tau^*, 0, \dots, 0\}^T, \quad (17)$$

где ненулевым компонентом массива α_τ^\wedge является только компоненты с номером τ . Тогда для вычисления компонент матриц чувствительности $\nabla_q^{(\varphi, \psi)}$ можно использовать их конечно-разностную аппроксимацию:

$$\nabla_q^{(\varphi, \psi)} \approx \frac{[u_\varphi(\alpha_\tau^\wedge) - u_\varphi(0)]}{\alpha_\tau^*}, \quad q = 1 \div 4, \quad (\varphi, \psi) = 1 \div N_e. \quad (18)$$

Здесь $u_\varphi(\alpha_\tau^\wedge)$ – реперные решения, т.е. численные решения (7)-(10) при $\alpha = \alpha_\tau^\wedge$. Соотношение (18) локально (в предельном случае бесконечно малых приращений α_e^*) эквивалентно коэффициентам чувствительности, вычисляемым по теории возмущений [21-26]. В то же время, ухудшая (в строгом смысле) локальное представление ∇_q , в "глобальном" смысле (т.е. в среднем по объему, отсекаемому "реперными" точками как угловыми точками параллелепипеда в пространстве t_e) получаем более точное соответствие выражений (13)-(16) настоящим поверхностям отклика за счет учета свойств аппроксимируемых функций "в среднем" по конечной окрестности (в которой, а не в бесконечно малой окрестности, и отыскивается рациональное сочетание искомых параметров).

Т.о., можно сделать вывод, что получен инструмент приближенного вычисления компонент матриц чувствительности, базирующийся только на использовании свойств линейности (или возможности линеаризации) аппроксимируемых функций.

Алгоритм обоснования проектных решений. Выражение (18) в силу сделанных выше примечаний относительно линейности (или линеаризации) можно применить и к функциям I, H :

$$I \approx I(0) + \nabla_I \cdot \alpha^T; \quad \nabla_I^{(\psi)} = \frac{I(\alpha_{\psi}^{\wedge}) - I(0)}{\alpha_{\psi}^*}; \quad \nabla_I = \{\nabla_I^{(1)}, \nabla_I^{(2)}, \dots, \nabla_I^{(N_c)}\}^T; \quad (19)$$

$$H \approx H(0) + \nabla_H \cdot \alpha^T; \quad \nabla_H^{(\psi)} = \frac{H(\alpha_{\psi}^{\wedge}) - H(0)}{\alpha_{\psi}^*}; \quad \nabla_H = \{\nabla_H^{(1)}, \nabla_H^{(2)}, \dots, \nabla_H^{(N_c)}\}^T. \quad (20)$$

В итоге исходная задача нелинейного программирования (1)-(3) приводится к задаче линейного программирования.

$$\nabla_I \cdot \alpha^T \rightarrow \min; \quad (21) \quad \nabla_H \cdot \alpha^T \geq H^* - H(0). \quad (22)$$

Для решения получаемой задачи можно применить один из множества известных методов [21-27].

Как примечание к (21), (22), можно отметить, что при этом массивы коэффициентов чувствительности ∇_I , ∇_H вычисляются по схеме (19), (20), которая альтернативна традиционным, а степень "прозрачности" условного "серого ящика" изменяется вместе с изменением степени локализации, определяемой значениями α^* .

Проведя описанную выше цепь линейризаций, в итоге получаем последовательность задач линейного программирования (21), (22) с изменяемым положением базовой точки $t^{(0)}$ и сужающимся диапазоном изменения α^* . Это означает, что, пошагово приближаясь к описываемому решению (21), (22), можно попутно уточнять также характер поведения и решения задач анализа (13)-(16), и значения чувствительностей (18)-(20).

Естественно, что на каждом из шагов и этапов решения поставленной в работе задачи допускается определенная погрешность, порождаемая как характером поведения аппроксимационных функций, так и видом аппроксимационных зависимостей, а также шагом конечно-разностных приближений. В работе не получены оценки погрешности, привносимой на каждом из этапов. Вместо этого предлагается провести решение серии тестовых задач для отдельных машиностроительных конструкций и оценить допустимую итоговую погрешность в каждом случае и в целом. В каждом случае оценка погрешности производится на примере напряжений, перемещений, частот и критических усилий.

Тестовая задача 1: напряженно-деформированное состояние корпуса многоцелевого тягача МТ-ЛБ.

Исследуется напряженно-деформированное состояние бронекорпуса тягача типа МТ-ЛБ (рисунок 1).

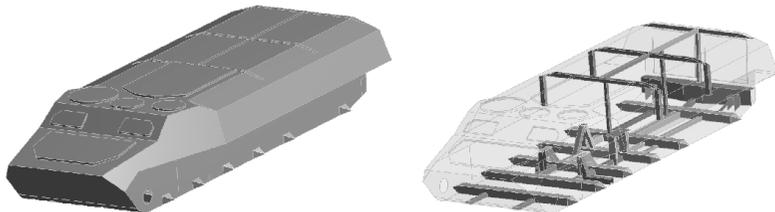


Рисунок 1 – Геометрическая модель многоцелевого тягача МТ-ЛБ

На бронекорпус действует избыточное давление q (в общем случае – динамическое, однако при малой скорости нарастания его можно представить как квазистатическое). Условно величина q принята равной 10кПа, а толщины всех элементов бронекорпуса – 6мм. Свойства материала: модуль упругости $E=210$ ГПа, коэффициент Пуассона $\nu=0,3$.

Ставится задача определения зависимости максимальных напряжений по Мизесу σ_{\max} от степени виртуального утонения (утолщения) элементов всех проекций бронекорпуса.

Изменение степени утонения/утолщения задается при помощи параметра $\alpha \in [-0,33; 0,33]$. Т.о., $t^{(0)}=6$ мм, $\alpha^*=\pm 0,33$.

На рисунке 2 представлены характерные распределения напряжений по Мизесу σ_{σ} в бронекорпусе МТ-ЛБ.

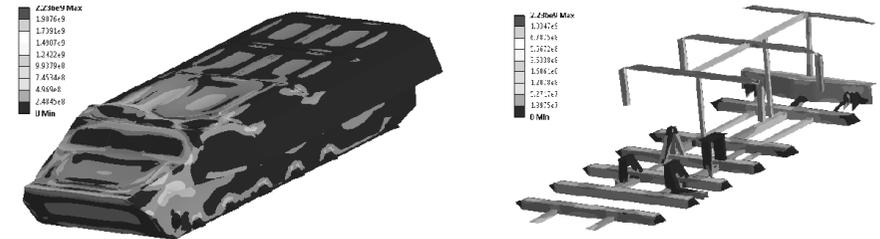


Рисунок 2 – Распределения компонент напряженно-деформированного состояния в бронекорпусе МТ-ЛБ при $\alpha=6$ мм

На рисунке 3 – интегральные зависимости $\sigma_{\sigma}^{\max}(\alpha)$.

Как видно из представленных иллюстраций, сам характер распределения компонент напряженно-деформированного состояния бронекорпуса остается близким к таковому для базового случая $t^{(0)}=6$ мм, а зависимость $\sigma_{\sigma}^{\max}(t)$ приближается линейной зависимостью (см. рисунок 3) с погрешностью не более 4÷6%. Это свидетельствует в пользу применимости предложенного в работе подхода.

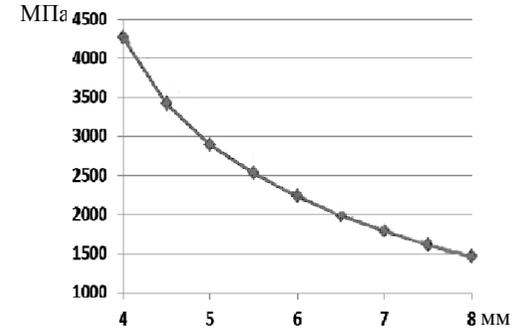


Рисунок 3 – Зависимость максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{\sigma}^{\max}(\alpha)$ для корпуса тягача МТ-ЛБ от толщины панелей бронекорпуса

Тестовая задача 2: потеря устойчивости силового каркаса автобуса.

Выполняется анализ потери устойчивости каркаса кузова пассажирского автобуса среднего класса в условиях тестового испытания на пассивную безопасность с использованием конечно-элементного анализа. К крыше автобуса приложена сила величиной 10кН, нижняя часть рамы жестко закреплена. Задача, которая сформирована в результате рассмотрения исследуемой конструкции, решается в геометрически линейной постановке и заключается в определении коэффициента запаса устойчивости и характера деформаций, которые приводят к потере устойчивости (примеры формы потери устойчивости – рисунок 4). График зависимости коэффициента запаса потери устойчивости от толщины стенок труб, из которых построен каркас кузова автобуса, приведен на рисунке 5.

Т.о., с приемлемой для практических расчетов точностью величины критических усилий, вызывающих потерю устойчивости силового каркаса автобуса, можно приблизить линейризованной зависимостью от толщин его элементов, при этом допуская погрешность не выше 5%.

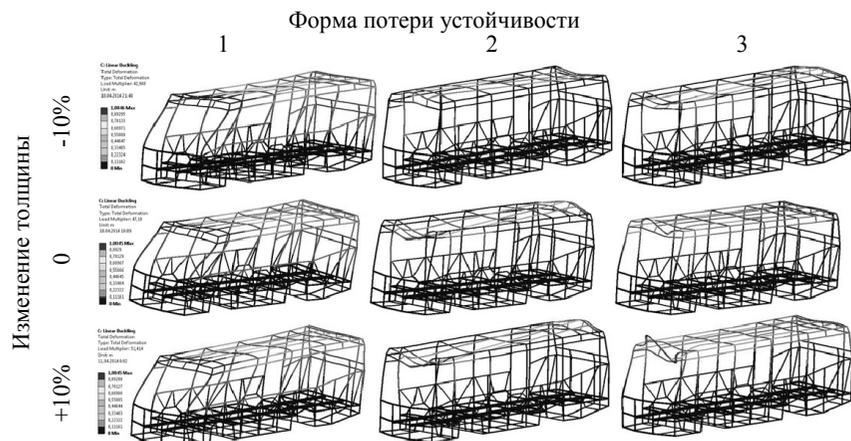


Рисунок 4 – Формы потери устойчивости каркаса автобуса при различных толщинах стенок труб

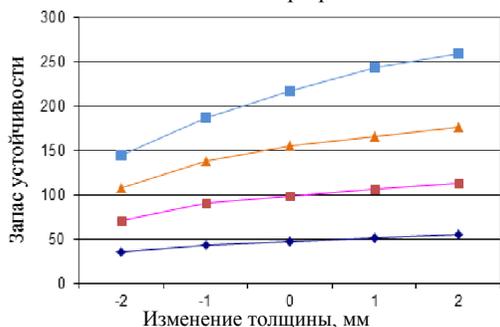


Рисунок 5 – Влияние изменения толщины стенок труб на коэффициент запаса устойчивости

поворотов в области расчетной модели, соответствующей опиранию на пятник. На рисунке 6 приведены распределения перемещений и напряжений в кузове полувагона при толщине стенок 7мм.

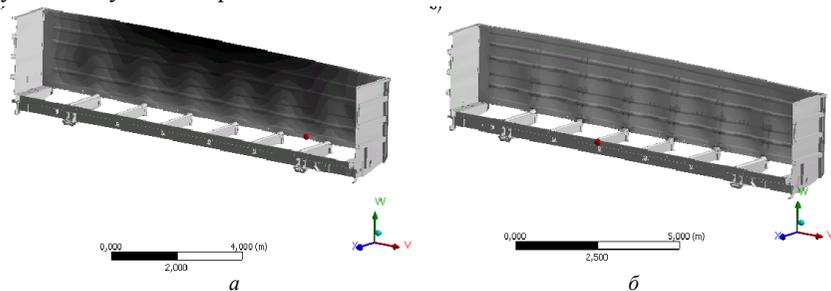


Рисунок 6 – Полученные эпюры распределений при толщине стенок 7 мм: а – перемещения в кузове; б – напряжения по Мизесу в кузове

График, приведенный на рисунке 7, иллюстрирует, как изменение толщины стенок кузова полувагона влияет на его напряженное состояние.

Т.о., представленные результаты свидетельствуют о достаточной точности применяемых линейных аппроксимаций (погрешность – около 4÷6%), построенных на основе предложенного в работе подхода.

Тестовая задача 4: собственные частоты колебаний железнодорожной цистерны.

В расчет собственных частот включены эффекты предварительного напряжения, потому что влияние нагрузки для тонкостенных конструкций может оказаться принципиально важным (сжимающие нагрузки снижают резонансные частоты, а растягивающие – увеличивают). В данном случае нагружение цистерны учитывает действие давления насыщенных паров груза, бензина, – 22,2кПа. Статическая определенность конструкции достигнута жестким закреплением опор.

Некоторые формы собственных колебаний цистерны приведены на рисунках 8, 9.

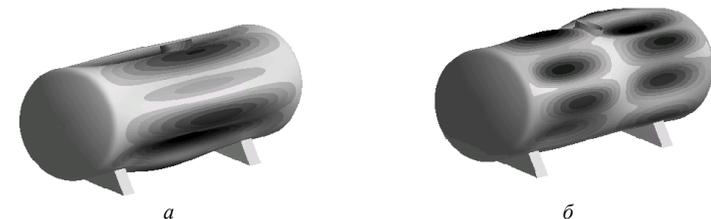


Рисунок 8 – Формы собственных колебаний цистерны с толщиной стенки 10 мм: а – седьмая форма; б – восьмая форма

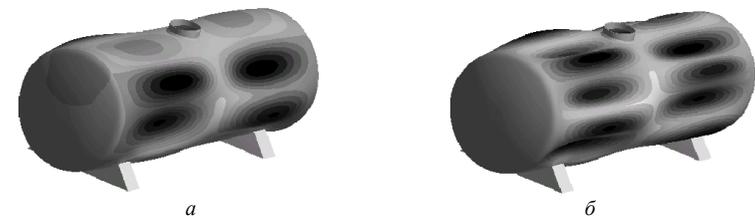


Рисунок 9 – Формы собственных колебаний цистерны с толщиной стенки 10 мм: а – двенадцатая форма; б – пятнадцатая форма

Результаты исследований влияния толщины стенок на величины собственных частот наглядно представлены на рисунке 10.

Из представленных данных следует справедливость аппроксимации изменения собственных частот при варьировании толщин оболочечной конструкции линейной функцией от a с погрешностью не выше 4%.

Анализ результатов и выводы. В работе обоснован, реализован и опробован новый подход к решению задач анализа физико-механических процессов и синтеза параметров тонкостенных машиностроительных конструкций по критериям

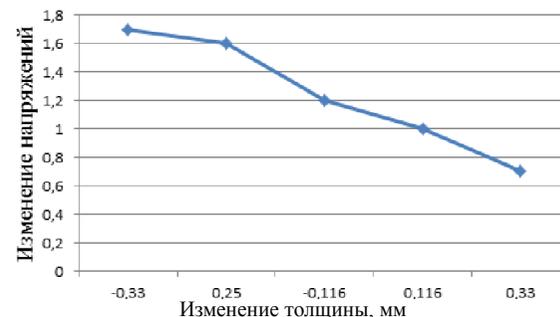


Рисунок 7 – График зависимости относительных значений напряжений в кузове полувагона от степени изменения толщины его стенок

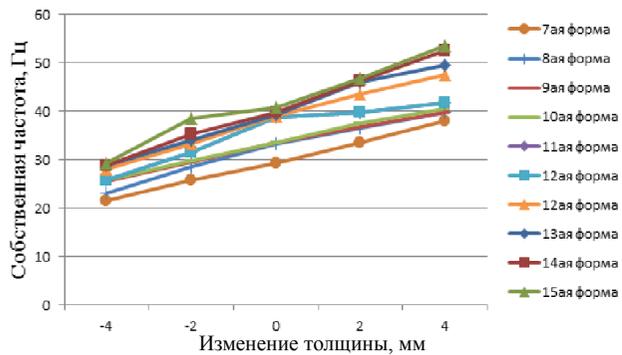


Рисунок 10 – График зависимости величин собственных частот цистерны от толщины ее стенки

"ка", получение частичного знания о поведении аппроксимируемой функции. В частности, предложена линеаризация изменения зависимых от параметров величин в окрестности исходной базовой точки, причем чувствительность контролируемых величин на варьирование параметров определяется на основе конечно-разностных вычислений с использованием "реперных" решений, которые соответствуют решению задач анализа при варьировании отдельных параметров на некоторую величину. Положение исходной точки, а также величины шагов по параметру определяют точность приближения действительной поверхности отклика, т.е. увеличивается степень "прозрачности серого ящика". При этом, как отмечалось, использован способ определения чувствительности, альтернативный традиционной технологии теории возмущений. Объединение названных особенностей дает возможность соединить преимущества аналитических и численных решений задач анализа и синтеза тонкостенных конструкций, тем самым существенно ускоряя процесс проектных исследований и обоснование рациональных параметров проектируемых изделий.

Для демонстрации преимуществ предложенного подхода был решен ряд тестовых задач о прочности, жесткости, спектре собственных частот колебаний и об устойчивости деформирования на примере корпуса тягача, грузового полувагона, цистерны, каркаса автобуса. Конструкции принимались к исследованию с упрощенной геометрией, параметрами и нагрузками. По итогам анализа результатов расчетов проиллюстрирована применимость и точность предложенного подхода.

В дальнейшем на основе предложенного подхода предлагается провести решение серии задач анализа и синтеза реальных тонкостенных конструкций при действии системы номинальных и экстремальных нагрузок.

Список литературы: 1. Пелешико Е.В., Ткачук Н.Н., Грищенко Г.Д., Ткачук Н.А. Специализированный интегрированный программно-модельный комплекс на основе обобщенного параметрического описания сложных механических систем // Вісник НТУ "ХПИ". Тем. вип. Машинознавство та САПР. – 2007. – №3. – С.101-117. 2. Грищенко Г.Д., Ткачук А.В., Ткачук Н.А., Пелешико Е.В., Бруль С.Т., Литвищенко А.В. Применение специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических конструкций: определение напряженно-деформированного состояния и обоснование параметров // Вісник НТУ "ХПИ". Тем. вип. Машинознавство та САПР. – 2008. – №14. – С.17-25. 3. Пелешико С.В., Ткачук М.А., Бруль С.Т., Литвищенко О.В., Карапейчик І.М. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вип. Транспортне машиностроение. – 2010. – №39. – С.116-131. 4. Карапейчик І.М. Підвищення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин шляхом забезпечення міцності бронекорпусів / І.М. Карапейчик, С.Т. Бруль, М.А. Ткачук, Є.В. Пелешико, О.В. Кохановська // Військово-технічний збірник / Академія сухопутних військ. – Львів: АСВ. 2012. – № 2(7) – С.33-43. 5. Сеа Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир. 1973. – 244с. 6. Рейклейтис Г., Рейвиндран А., Рэсдел К. Оптимизация в технике. Том 1. – М.: Мир, 1986. –

прочности, жесткости, устойчивости и вибрационной возбудимости. Он базируется на линеаризации искомым критерияльных величин в зависимости от степени изменения варьируемых параметров. При этом предложена новая разновидность технологии "серого ящика", предусматривающая, в отличие от вариантов "белого ящика" и "черного ящи-

348с. 7. Рейклейтис Г., Рейвиндран А., Рэсдел К. Оптимизация в технике. Том 2. – М.: Мир, 1986. – 320с. 8. Кіндрацький Б.І. Багатокритеріальний структурно-параметричний синтез машинобудівних конструкцій: дис...докт.техн.наук. – Львів: Львівська політехніка, 2004. – 392с. 9. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) //Машинознавство. – 2002. – № 10. – С.26-40. 10. Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій // Вісник ТДТУ імені Івана Пулюя. – 2003. – Том 8. – № 1. – С.73-82. 11. Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм ієрархічного багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій / В кн.: Zagadnienia dydaktyczne w środowisku systemów technologicznych. – Lublin: Lubelskie Towarzystwo Naukowe, 2003. – С.113-116. 12. http://www.ansys.com. 13. http://www.mscsoftware.com. 14. Веретельник Ю.В., Миргородский Ю.Я., Пелешико Е.В., Ткачук Н.А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПИ", 2003. – №1, т.2. – С.3-7. 15. Ткачук Н.А., Грищенко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 16. Танченко А.Ю. Влияние толщины панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения // Вісник НТУ "ХПИ". Серия Машинознавство та САПР. – 2013. – №1(975). – С.138-145. 17. Ткачук Н.А., Литвищенко А.В., Костенко Ю.В., Танченко А.Ю., Грабовский А. В. Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкции на изменение толщины // Вісник НТУ "ХПИ". Серия Транспортне машинобудування. – 2014. – № 14(1057). – С.138-154. 18. Танченко А.Ю. Динамические и прочностные характеристики тонкостенных элементов машиностроительных конструкций при уменьшении толщины в процессе эксплуатации / А.Ю. Танченко, Н.А. Ткачук, И.В. Артемов, А.В. Литвищенко // Актуальные вопросы машиностроения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. – 2013. – Вып.2. – С.210-213. 19. Ткачук Н.А. Чувствительность прочностных и жесткостных характеристик тонкостенных элементов машиностроительных конструкций к неравномерному изменению толщины / Н.А. Ткачук, А.В. Литвищенко, А.В. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Випуск 137/2013. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – 2013. – С.187-191. 20. Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor. – London: Mc Graw-Hill, 1989. – 648p. 21. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики / Г.И. Марчук. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1980. – 536с. 22. Гузь А.Н. Метод возмущения формы границы в механике сплошных сред / А.Н. Гузь, Ю.Н. Немчи. – К.: Вища шк., 1989. – 352с. 23. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов. М.- К.: МАШГИЗ, 1961. – 340с. 24. Симсон Э.А. Методика анализа чувствительности вибрационных параметров механических систем / Э.А. Симсон, С.А. Назаренко, М.В. Трохан // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2/4(32). – 2008. 25. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания механических систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1966. – 335с. 26. Гринев В.Б. Оптимизация стержней по спектру собственных значений / В.Б. Гринев, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка. 1979. – 211с. 27. Карманов В.Г. Математическое программирование – М.: Наука, 1975. – 272с.; 6-е изд. – Физматлит, 2008. – 263с.

Поступила (received) 21.01.2014

УДК 681.12.08:534.09

А.В. МАМОНТОВ, старший преподаватель каф. ОТ ХНУРЭ, Харьков

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ РОТОРОВ

Рассматривается новый способ измерения статической неуравновешенности роторов. Выводятся формулы для расчета угла и величины дисбаланса. Расчет основан на предварительном измерении частот свободных колебаний ротора, установленного на маятниковую раму.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, ротор, маятниковая рама, свободные колебания.

Введение. Актуальность задачи. Одной из важных технологических задач в машиностроении остается уравнивание роторов (балансировка) различных машин и механизмов.

Не смотря на значительные достижения науки и техники в этой области, проблема по-прежнему остается *актуальной*, так существующие способы и

© А.В. Мамонтов, 2014

средства уравнивания роторов имеют определенные недостатки. Они связаны тем, что на точность измерения неуравновешенности влияют различные факторы, которые более подробно описаны ниже.

В данной статье рассматривается авторский способ определения статической неуравновешенности роторов, в котором часть вышеупомянутых факторов исключена, а остальная их часть значительно снижена.

Анализ последних исследований и литературы. Наиболее распространенные методы измерения неуравновешенностей роторов основаны на измерении вынужденных колебаний, возникающих при их вращении, соответственно, на дорезонансном, резонансном и зарезонансном станках [1-3]. Однако всем этим методам и соответствующему оборудованию присущи характерные недостатки.

На дорезонансном станке измеряются динамические нагрузки (силы) на опоры ротора. Точность измерения резко зависит от скорости вращения ротора, сил трения в его опорах, жесткости основания станка и внешних помех. Для минимизации инструментальной погрешности станка требуется его периодическая калибровка эталонными роторами.

На резонансном станке измеряется амплитуда вынужденных колебаний, зависящая от трения в системе. Кроме того, требуется постоянство частоты вращения, влияющее на точность измерения неуравновешенности.

На зарезонансном станке измеряется амплитуда вынужденных колебаний в податливых (мягких) опорах, которая также зависит от трения. Требуется калибровка станка для каждого типа ротора, а в отдельных случаях, для каждого ротора.

Также известны способ и устройства для определения статической неуравновешенности роторов [4-8], разработчиком которых является автор данной статьи (в соавторстве). Способ основан на измерении собственных частот свободных колебаний ротора, установленного на маятниковую раму, с последующим расчетом величины дисбаланса и его угла. В отличие от традиционных способов измерения статической неуравновешенности роторов данный способ обладает меньшим влиянием трения в опорах и внешних помех на измеряемые величины, благодаря чему обладает меньшей погрешностью.

Цель статьи. Для практической реализации данного способа необходимо его математическое обоснование, свидетельствующее об адекватности математических формул [4] и возможности их применения. Именно оно и является целью статьи.

Постановка задачи. Статическая неуравновешенность ротора характеризуется величиной дисбаланса и его угла, которые, согласно данному способу, должны вычисляться по измеренным частотам свободных колебаний маятниковой рамы. Для вывода формул необходимо составить математическую модель колебательной системы "маятниковая рама-ротор" на основе уравнения Лагранжа 2-го рода. Вывод формул должен быть осуществлен на основе решения систем уравнений движения, соответствующих различным положениям ротора в раме.

Материалы исследования. Упрощенная схема устройства с исследуемым ротором показана на рисунке 1. Оно представляет собой механическую колебательную систему маятникового типа. Неуравновешенный ротор 1 установлен на маятниковой раме 2 с возможностью поворота вокруг своей оси и фиксации в четырех положениях, отличающихся друг от друга поворотом ротора на 90°. Рама 2 подпружинена упругим элементом 3. Ротор 1 имеет неуравновешенную массу 4, являющуюся причиной дисбаланса.

Определение дисбаланса и его угла делается расчетным путем с помощью частот свободных колебаний системы, измеренных в четырех положениях ротора А, В, С и D,

получаемых при его повороте вокруг своей оси на 90°.

Колебательная система имеет одну степень свободы. Обобщенной координатой является угол поворота ϕ рамы 2 относительно вертикальной оси О. Система находится под действием консервативной силы – силы упругости. Для получения уравнения качания маятника воспользуемся уравнением Лагранжа 2-го рода, которое имеет вид [2, 9, 10]

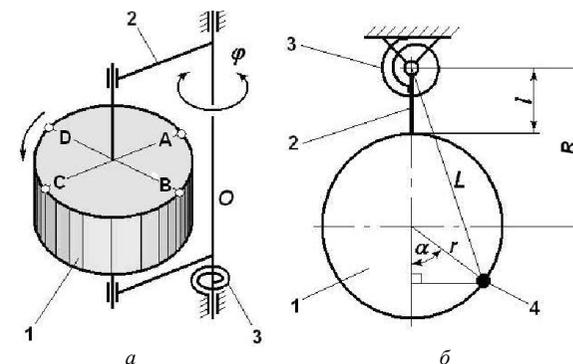


Рисунок 1 – Упрощенная схема устройства: а – общий вид; б – вид сверху

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi}, \quad (1)$$

где T и Π – кинетическая и потенциальная энергии, соответственно; ϕ и $\dot{\phi}$ – обобщенная координата и обобщенная скорость, соответственно.

Кинетическая энергия системы T равна сумме кинетических энергий ротора 1 (T_{ROT}), неуравновешенной массы 4 (T_{HEVP}) и рамы 2 (T_{CT}).

Для простоты далее будем рассматривать раму 2 в качестве стержня, а ротор 1 в качестве диска (см. рисунок 1,а).

Кинетическая энергия стержня равна [9]

$$T_{CT} = \frac{1}{2} J_{CT} \omega^2, \quad (2)$$

где J_{CT} – момент инерции стержня относительно оси О, ω – угловая скорость.

Кинетическая энергия ротора (диска)

$$T_{ROT} = \frac{1}{2} J_{ROT} \omega^2, \quad (3)$$

где J_{ROT} – момент инерции ротора относительно своей оси.

Кинетическая энергия неуравновешенной массы 4 относительно оси О.

$$T_{HEVP} = m_{HEVP} L^2 \omega^2, \quad (4)$$

где m_{HEVP} – величина неуравновешенной массы; L – расстояние от центра неуравновешенной массы 4 до оси О.

По теореме Пифагора (см. рисунок 1,а) найдем квадрат величины L и подставим в (4).

$$L^2 = (l + r + r \cos \alpha)^2 + r^2 \sin^2 \alpha; \quad (5)$$

$$T_{HEVP} = m_{HEVP} \omega^2 [(l + r + r \cos \alpha)^2 + r^2 \sin^2 \alpha] = m_{HEVP} \omega^2 [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)]. \quad (6)$$

Кинетическая энергия системы равна

$$T = T_{CT} + T_{ROT} + T_{HEVP} = \frac{1}{2} J_{CT} \omega^2 + \frac{1}{2} J_{ROT} \omega^2 + m_{HEVP} \omega^2 [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] =$$

$$= \left[\frac{1}{2}(J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \dot{\phi}^2. \quad (7)$$

Найдем частные производные для подстановки в уравнение (1):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = 0; \quad (8) \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = 2 \left[\frac{1}{2}(J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \dot{\phi}; \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) = 2 \left[\frac{1}{2}(J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \ddot{\phi}; \quad (10) \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \phi} = 2G\phi, \quad (11)$$

где Π – потенциальная энергия системы; G – коэффициент жесткости упругого элемента 3;

$$\Pi = G\phi^2. \quad (12)$$

Подставив выражения (8...11) в выражение (1), получим уравнение движения колебательной системы, представляющее собой однородное линейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами

$$\left[\frac{1}{2}(J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \ddot{\phi} = -G\phi. \quad (13)$$

Уравнение (13) можно записать в общем виде [10]

$$a\ddot{\phi} + c\phi = 0, \quad (14)$$

откуда квадрат циклической частоты равен

$$k_A^2 = \frac{c}{a} = - \frac{G}{\frac{1}{2}(J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)]}. \quad (15)$$

Выражение (15) соответствует начальному положению ротора 1 относительно рамы 2, при котором условная точка А находится вблизи оси О (см. рисунок 1,а). Запишем уравнение (15) для остальных положений ротора, если бы на месте точки А оказались точки (В; С и D). Эти положения соответствуют углам $\alpha+90^\circ$; $\alpha+180^\circ$ и $\alpha+270^\circ$.

$$k_B^2 = - \frac{G}{\frac{1}{2}(J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos(\alpha + 90^\circ))(l + r)]}; \quad (16)$$

$$k_C^2 = - \frac{G}{\frac{1}{2}(J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos(\alpha + 180^\circ))(l + r)]}; \quad (17)$$

$$k_D^2 = - \frac{G}{\frac{1}{2}(J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos(\alpha + 270^\circ))(l + r)]}. \quad (18)$$

Решим уравнения (15...18) совместно. Вычитая левые и правые части уравнений (15) и (17), получим

$$-G \left(\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2} \right) = 4m_{HEVP} r \cos \alpha (l + r). \quad (19)$$

Вычитая левые и правые части уравнений (16) и (18), получим

$$-G \left(\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2} \right) = -4m_{HEVP} r \sin \alpha (l + r). \quad (20)$$

Разделив левые и правые части уравнений (19) и (20) друг на друга, получим тангенс угла дисбаланса

$$\frac{\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2}}{\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2}} = - \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = -\text{tg } \alpha. \quad (21)$$

Отсюда угол равен

$$\alpha = -\text{arctg} \left[\frac{\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2}}{\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2}} \right]. \quad (22)$$

Возведем в квадрат и сложим левые и правые части уравнений (19) и (20):

$$G^2 \left[\left(\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2} \right)^2 \right] = 16m_{HEVP}^2 r^2 (l + r)^2 = 16m_{HEVP}^2 r^2 R^2. \quad (23)$$

Величина дисбаланса равна

$$D = m_{HEVP} r = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2} \right)^2}. \quad (24)$$

Переходя от циклической частоты k к частоте колебаний ν (Гц), получим

$$D = m_{HEVP} r = \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{\left(\frac{1}{\nu_A^2} - \frac{1}{\nu_C^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{\nu_B^2} - \frac{1}{\nu_D^2} \right)^2}; \quad (25) \quad \alpha = -\text{arctg} \left[\frac{\frac{1}{\nu_B^2} - \frac{1}{\nu_D^2}}{\frac{1}{\nu_A^2} - \frac{1}{\nu_C^2}} \right] + n\pi. \quad (26)$$

Для устранения неоднозначности результата, вызванной периодичностью данной функции, угол дисбаланса будем определять с помощью следующего алгоритма (см. рисунок 2).

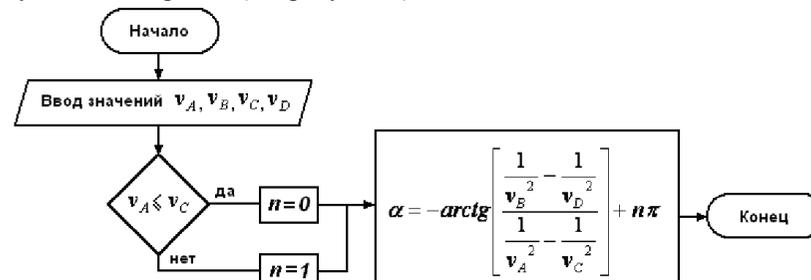


Рисунок 2 – Алгоритм расчета угла дисбаланса

Результаты исследования. В ходе исследования были получены формулы для расчета величины дисбаланса (25) и угла (26). Для устранения неоднозначности угол дисбаланса необходимо рассчитывать, пользуясь алгоритмом, приведенным на рисунке 2.

Выводы. В результате анализа традиционных способов и средств измерения статической неуравновешенности роторов стала очевидной необходимость дальнейших исследований в этом направлении. Для этого автором данной статьи ранее были разработаны и защищены патентами (в соавторстве) способ и устройства для определения статической неуравновешенности роторов. Для практической реализации предложенных решений понадобилось математическое обоснование, которое отражено в данной статье в виде вывода необходимых математических формул.

Научная новизна заключается в определении величины статической неуравновешенности роторов расчетным путем по измеренным частотам свободных колебаний маятниковой рамы с установленным на нее ротором.

Практическая значимость данной работы заключается в возможности создания относительно точного, а также простого в изготовлении и обслуживании устройства для определения статической неуравновешенности роторов.

Список литературы: 1. ГОСТ22061-76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. 2. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 639с. 3. Теория и конструкция балансировочных машин / Под ред. *проф. В.А. Щенетильникова*. – М.: Машгиз, 1963. – 443с. 4. *Мамонтов А.В.* Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования // Радиоэлектроника и информатика: Научно-технический журнал. – 2002. – Вып.3. – С.68-70. 5. А.С. №1825996 G01M1/10. 6. Патент України №38863 G01M1/00. 7. Патент України №39118 G01M1/00. 8. Патент України №70504 G01M1/10. 9. *Яблонский А.А.* Курс теоретической механики. Часть II. Динамика. – М.: Высшая школа, 1984. – 423с. 10. *Пановко Я.Г.* Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 255с.

Поступила (received) 05.02.2014

УДК 621.83

М.В. МАРГУЛИС, д.т.н., профессор каф. ТМ ГВУЗ ПГТУ, Мариуполь;
Я.О. ГОРДИЕНКО, аспирант каф. ТМ ГВУЗ ПГТУ

КОРРИГИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ДОРОЖЕК КАЧЕНИЯ ВОЛНОВЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

В данной статье на основе анализа известных конструкций волновых прецессионных передач с телами качения, а также экспериментальных данных, полученных при испытании прототипа механизма, представлены рекомендации по корригированию профиля поперечного сечения периодических дорожек качения с целью повышения несущей способности и долговечности. Приведены предположенные зависимости, учитывающие влияние точности профиля периодических дорожек качения на расположение точки первоначального контакта тела и дорожки качения.

Ключевые слова: волновая передача, периодическая дорожка качения, тело качения, контактная площадка, угол контакта, корригирование.

Ведение. Актуальность задачи. Прочностной расчет волновых прецессионных передач с телами качения (ВППТК) основывается на определении допустимых контактных напряжений и деформаций, возникающих в процессе работы передачи при контакте тел качения (шариков) с периодическими дорожками качения (ПДК), выполненными на специфических звеньях меха-

© М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко, 2014

низма. Величина контактных напряжений и деформаций напрямую зависит от расположения точки первоначального контакта шарика с ПДК и кривизны контактирующих поверхностей в поперечном и продольном сечениях. В свою очередь расположение точки первоначального контакта шарика и ПДК определяется профилем поперечного сечения ПДК и точностью изготовления контактирующих поверхностей. В связи с этим, актуальна разработка рекомендаций по корригированию профиля поперечного сечения и точности изготовления ПДК, практически определяющих несущую способность и долговечность передачи.

Анализ литературы. В опубликованных ранее источниках [1-3] отсутствуют рекомендации по корригированию формы и точности изготовления ПДК, что и явилось причиной написания данной статьи.

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка рекомендаций по корригированию профиля поперечного сечения ПДК с целью повышения несущей способности и долговечности ВППТК.

Материалы исследований. На рисунке 1 представлена схема зацепления двухступенчатой ВППТК и её основные специфические звенья, на рисунке 2 представлена схема зацепления и основные специфические звенья одноступенчатой симметричной ВППТК с закрытым профилем ПДК. Схема зацепления одноступенчатой несимметричной ВППТК соответствует схеме на рисунке 1, кроме того, что в зацеплении присутствует только одно промежуточное колесо, и, соответственно, на прецессионном колесе выполнена одна ПДК. Принципы работы одноступенчатой несимметричной и двухступенчатой ВППТК приведен в [4], принцип работы одноступенчатой симметричной ВППТК с закрытым профилем ПДК описан в [5].

Рассмотрим геометрию зацепления, профиль и траекторию движения производящего инструмента. Для удобства оперирования определениями и понятиями примем следующие обозначения:

- D_{pod} – *произведенный наружный диаметр (produced outside diameter)* – диаметр сферической поверхности, на которой расположена траектория ПДК, выполненной на прецессионном колесе (колесе с наружной сферической поверхностью), траектория ПДК является траекторией производящей фрезы при нарезании данной ПДК;
- D_{pid} – *произведенный внутренний диаметр (produced inside diameter)* – диаметр сферической поверхности, на которой расположена траектория ПДК, выполненной на промежуточном колесе (колесе с внутренней сферической поверхностью), траектория ПДК является траекторией производящей фрезы при нарезании данной ПДК;
- D_{os} – *диаметр наружной сферы (outside spherical diameter)* – диаметр наружной сферической поверхности, выполненной на прецессионном колесе;
- D_{is} – *диаметр внутренней сферы (inside spherical diameter)* – диаметр внутренней сферической поверхности, выполненной на промежуточном колесе, либо обойме;
- D_b – *базовый диаметр (basic diameter)* – диаметр сферической поверхности, на которой расположено траектория движения центров тел качения (шариков) передачи;
- D_{pc} – *диаметр производящей фрезы (diameter of producing milling cutter)* – диаметр фрезы, используемой при нарезании ПДК методом копирования (только для сферических фрез);
- R_{pc} – *радиус производящей фрезы (radius of producing milling cutter)*, $R_{pc} = D_{pc}/2$ (только для сферических фрез);
- D_{re} – *диаметр тела качения (diameter of rolling element)*;
- T_s – *толщина сепаратора (thickness of separator)*;
- β – *угол мутации (mutation angle)*;

α_t – угол контакта (contact angle) – угол, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, касательной к базовому диаметру проходящей через центр тела качения;

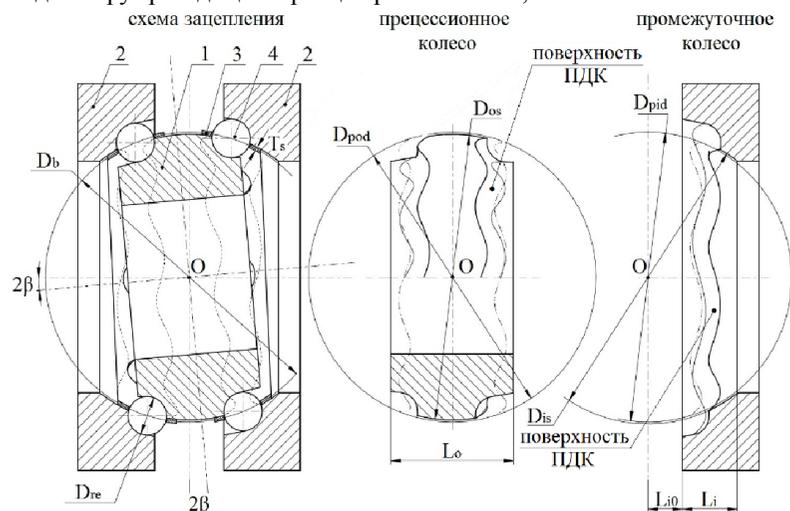


Рисунок 1 – Схема зацепления и основные специфические звенья двухступенчатой ВППТК:

1 – прецессионное колесо, 2 – промежуточное колесо, 3 – сепаратор, 4 – шарик
схема зацепления прецессионное колесо промежуточное колесо

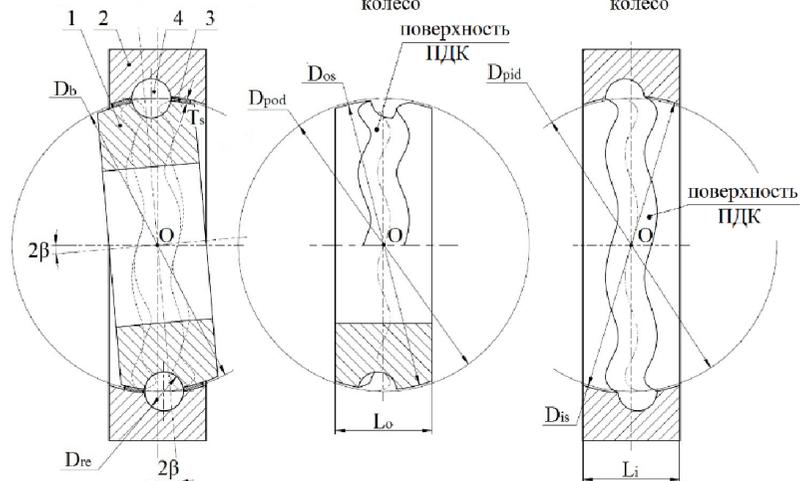


Рисунок 2 – Схема зацепления и основные специфические звенья одноступенчатой ВППТК с закрытым профилем ПДК:

1 – прецессионное колесо, 2 – обойма, 3 – сепаратор, 4 – шарик

Если $D_{pod}=D_{pid}=D_b$, а профиль производящей фрезы имеет форму сферы диаметром D_{pc} , то при работе механизма контакт тел качения с ПДК будет на кромках в точках А и В (рисунок 3). Согласно теории Герца [6] благодаря деформации тел (шарика и ПДК) их первоначальное точечное касание переходит в касание по некоторой площадке.

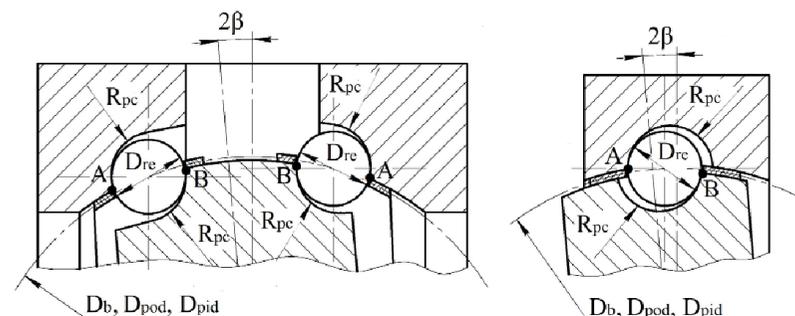


Рисунок 3 – Поперечное сечение ПДК открытого и закрытого типа

При контакте тела качения и ПДК на кромках или в ихблизи, наблюдается резкое увеличение напряжений по сравнению с номинальными напряжениями, т.к. кромка ПДК является концентратором.

При напряжениях, переменных во времени, наличие концентратора напряжений на образцах приводит к снижению предела выносливости. Это объясняется тем, что многократное изменение напряжений в зоне очага концентрации напряжений приводит к образованию и дальнейшему развитию трещины с последующим усталостным разрушением образца, что подтверждено на опытах при испытании передачи.

Расположение углов контакта тела качения и ПДК в размариваемом случае представлено на рисунке 4, величины углов определяются по формулам:

контакт шарика с ПДК на прецессионном колесе

$$\sin \alpha_{tu} = \frac{D_b^2 + D_{re}^2 - D_{os}^2}{2 D_b D_{re}}; \quad (1)$$

контакт шарика с ПДК на промежуточном колесе

$$\sin \alpha_{tu} = - \frac{D_b^2 + D_{re}^2 - D_{is}^2}{2 D_b D_{re}}. \quad (2)$$

Углы α_{tu} являются первоначальными углами контакта — без корригирования.

Для повышения несущей способности передач, увеличения надежности и долговечности необходимо, чтобы контакт тела качения и колес передачи был не на краях ПДК, а смещен на некоторый угол ближе к середине дуги охвата ПДК тела качения – угол корригирования контакта α_{tk} , такие передачи назовем ВППТК с корригированным углом контакта.

Угол контакта в таком случае будет определяться по формуле:

$$\alpha_t = \alpha_{tu} + \alpha_{tk}. \quad (3)$$

Требуемый эффект корригирования возможно получить изменением траектории ПДК сопряженных колес. **Корригирование траектории ПДК** сопряженных колес заключается в увеличении произведенного наружного диаметра и

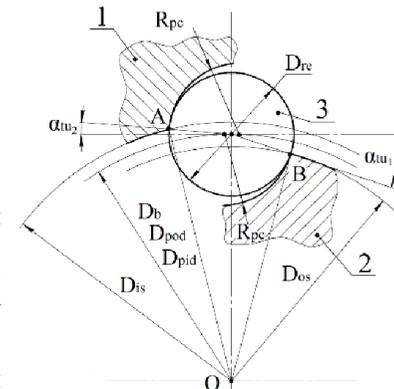


Рисунок 4 – Расположение углов контакта шарика с ПДК, выполненными на основных звеньях ВППТК:

1 – промежуточное колесо; 2 – прецессионное колесо; 3 – шарик

уменьшении произведенного внутреннего диаметра на некоторые величины, x_1 и x_2 соответственно, по отношению к базовому диаметру. На рисунке 5 представлено расположение углов контактов ВППТК с корригированным углом контакта.

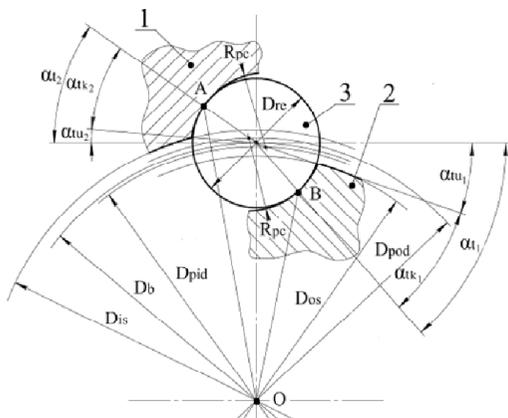


Рисунок 5 – Расположение углов контакта шарика с ПДК, выполненными на основных звеньях ВППТК с корригированным углом контакта:

1 – промежуточное колесо; 2 – прецессионное колесо; 3 – шарик

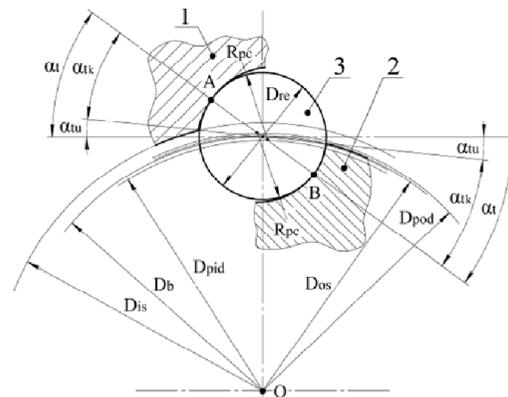


Рисунок 6 – Расположение углов контакта шарика с ПДК, выполненными на основных звеньях ВППТК с корригированным углом контакта и минимизированным первоначальным углом контакта:

1 – промежуточное колесо; 2 – прецессионное колесо; 3 – шарик

$$D_{pod} = \sqrt{D_b^2 + (D_{pc} - D_{re})^2} + 2 D_b (D_{pc} - D_{re}) \sin \alpha_t; \quad (8)$$

$$D_{pid} = \sqrt{D_b^2 + (D_{pc} - D_{re})^2} - 2 D_b (D_{pc} - D_{re}) \sin \alpha_t. \quad (9)$$

При $D_{pc} = 1,02 D_{re}$ согласно [4] уравнения (8) и (9) примут вид:

$$D_{pod} = \sqrt{D_b^2 + 0,0004 D_{re}^2 + 0,04 D_b D_{re} \sin \alpha_t}; \quad (10)$$

Величины углов контакта определяются по формулам:

контакт шарика с ПДК на прецессионном колесе

$$\sin \alpha_t = \frac{D_b^2 - D_{pod}^2 + (D_{pc} - D_{re})^2}{2 D_b (D_{pc} - D_{re})}; \quad (4)$$

контакт шарика с ПДК на промежуточном колесе

$$\sin \alpha_t = \frac{D_b^2 - D_{pid}^2 + (D_{pc} - D_{re})^2}{2 D_b (D_{pc} - D_{re})}. \quad (5)$$

Для обеспечения одинаковых условий контакта шарика с ПДК, выполненными на прецессионном и промежуточном колесах передачи, и повышения коэффициента полезного действия (КПД) необходимо минимизировать и уравнивать первоначальные углы контакта α_{tu1} и α_{tu2} . На рисунке 6 представлено зацепление ВППТК с корригированным профилем ПДК.

Диаметры наружной и внутренней сферы, выполненных на прецессионном и промежуточном колесах, в таком случае будут определяться по формулам:

$$D_{os} = \sqrt{D_b^2 + D_{re}^2} - T_s - T_s; \quad (6)$$

$$D_{is} = D_{os} + 2 T_s. \quad (7)$$

Производящие наружный и внутренний диаметры определяются по формулам:

$$D_{pid} = \sqrt{D_b^2 + 0,0004 D_{re}^2 - 0,04 D_b D_{re} \sin \alpha_t}. \quad (11)$$

Величина угла корригирования контакта должна быть минимально возможной (с целью обеспечения максимального КПД) обеспечивающей гарантированное смещение точки первоначального контакта шарика и ПДК от края ПДК и расположение эллиптической площадки контакта полностью на поверхности ПДК. При этом на расположение точки первоначального контакта значительное влияние оказывает точность изготовления контактирующих поверхностей основных деталей ВППТК, и, следовательно, величина угла корригирования контакта должна учитывать допуски размеров, формы и взаимного расположения формообразующих поверхностей ПДК, тел качения и производящего инструмента, а так же размерный износ инструмента.

Степень точности шариков приведена в [7]. Для ВППТК зависимости от расчетного диаметра тела качения рекомендуется применение шариков согласно таблице.

Таблица – Отклонение среднего диаметра шариков в зависимости от степени точности

Степень точности	Номинальный диаметр шарика, мм	Отклонение среднего диаметра шариков γ , мм
10	От 1 до 25	$\pm 0,009$
20	" 25 " 38	$\pm 0,010$
40	" 38 " 50	$\pm 0,016$
60	" 50 " 80	$\pm 0,030$
100	" 80 " 120	$\pm 0,040$
200	" 120 " 150	$\pm 0,060$

На графике, представленном на рисунке 7, показано влияние точности исполнения произведенного наружного и произведенного внутреннего диаметров на величину угла контакта. Точность исполнения произведенного наружного и произведенного внутреннего диаметров напрямую зависит от точности станка с ЧПУ, на котором производится обработка ПДК, и от точности установки инструмента (точность совмещения центра сферы производящей фрезы с координатной системой станка).

На рисунке 8 показано влияние отклонения диаметра шарика на величину угла контакта, а на рисунке 9 отражено влияние размерного износа производящего инструмента на величину угла контакта.

Действительное расположение угла контакта учитывает все вышеприведенные погрешности. Представленные графики выполнены для передачи с параметрами: базовый диаметр $D_b = 1000$ мм; диаметр шарика $D_{re} = 20$ мм; диаметр производящего инструмента $D_{pc} = 20,4$ мм; проектировочный угол контакта $\alpha = 20^\circ$.

Для минимизации влияния размерного износа инструмента на величину угла контакта необходимо разделять чистовую и черновую прорезку ПДК, а финишные проходы выполнять заточенным и калиброванным производящим инструментом.

Рассмотрим влияние точности изготавливаемых деталей на величину колебания номинального угла контакта.

Согласно [8] упростим и запишем формулы определения величины допуска на размер для различных квалитетов, мкм:

размеры до 500 мм

$$T = k(0,45^3 \sqrt{D} + 0,001D); \quad (12)$$

размеры свыше 500 до 3150 мм

$$T = k(0,004D + 2,1), \quad (13)$$

где k – количество единиц допуска, равное 10, 16, 25, 40, 64, 160, 400 для 6, 7, 8, 9, 10, 12 и 14 квалитетов соответственно; D – среднее геометрическое значение интервала, в который входит рассматриваемый размер, мм.

На рисунке 10 показано влияние точности исполнения диаметра наружной и диаметра внутренней сфер на величину номинального угла контакта. В

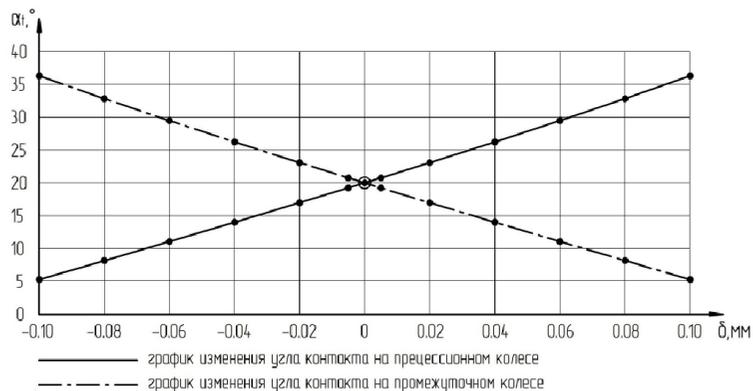


Рисунок 7 – График изменения угла контакта в зависимости от точности исполнения производящего наружного и производящего внутреннего диаметров: α_1 – угол контакта; δ – отклонение производящего наружного и производящего внутреннего диаметра от номинального значения

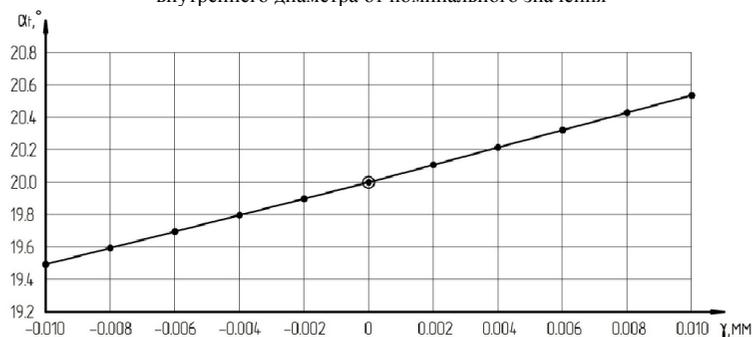


Рисунок 8 – График изменения угла контакта в зависимости от точности исполнения диаметра шарика:

α_1 – угол контакта; γ – отклонение диаметра шарика от номинального значения

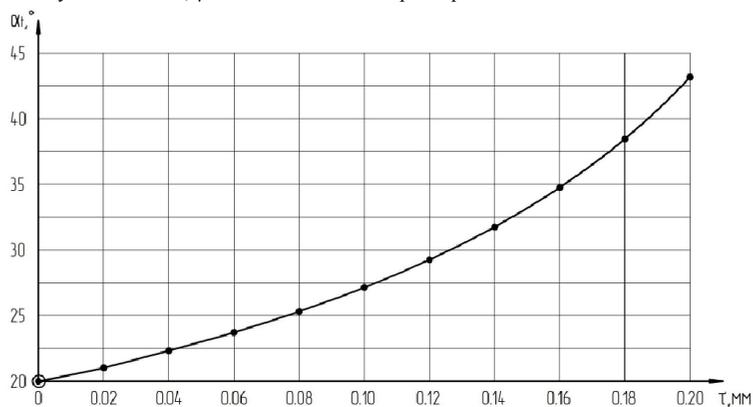


Рисунок 9 – График изменения угла контакта в зависимости от размерного износа производящего инструмента:

α_1 – угол контакта; τ – размерный износ производящего инструмента

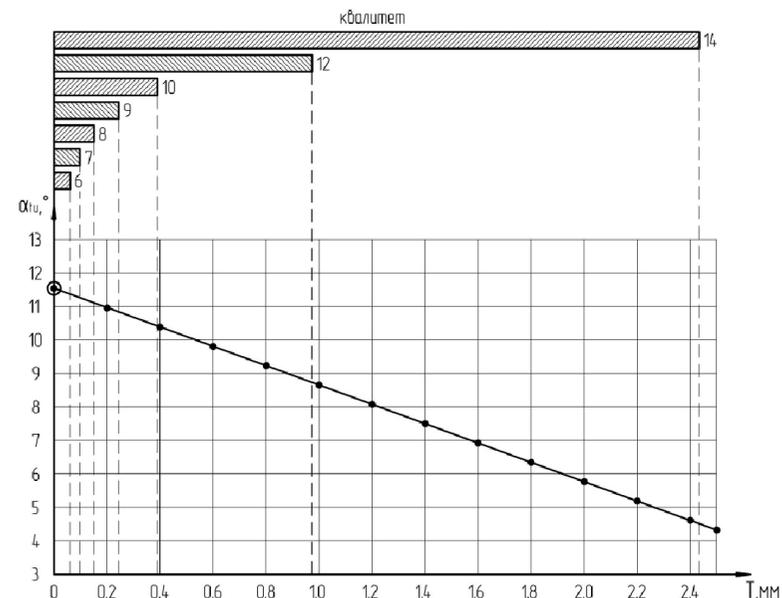


Рисунок 10 – График изменения первоначального угла контакта в зависимости от точности выполнения диаметров наружной и внутренней сфер:

α_{10} – первоначальный угол контакта; T – отклонение диаметров наружной и внутренней сфер рассматриваемом случае, а так же для проектирования новых ВППТК рекомендуется выполнение диаметра наружной сферы в системе вала, а диаметр внутренней сферы в системе отверстия.

Чем выше точность выполнения диаметров наружной и внутренней сфер, тем меньше необходимая величина угла коррекции контакта.

Выводы:

1. Приведены полученные нами аналитические зависимости по корригированию профиля ПДК с целью повышения несущей способности и КПД ВППТК.
2. Рассмотрено влияние точности изготовления ПДК, тел качения и размерного износа производящего инструмента на величину угла контакта шариков и ПДК.

Список литературы: 1. Марзулис М.В. Разработка нового вида волнового зацепления с промежуточными телами качения и технологии его изготовления / М.В. Марзулис, А.Д. Чепурной, А.С. Шайда // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2007. – Вып.17. – С.120-124. 2. Марзулис М.В. Силовой передаточный механизм с промежуточными телами качения / М.В. Марзулис, А.С. Шайда // Защита металлургических машин от поломок. – 2006. – Вып.9. – С.97-100. 3. Марзулис М. В. Разработка конструкции рационального силового передаточного механизма с промежуточными телами качения / М.В. Марзулис, А.С. Шайда // Защита металлургических машин от поломок. – 2008. – Вып.10. – С.113-116. 4. Марзулис М. В. Разработка новых волновых прецессионных передач с телами качения / М.В. Марзулис, Я.О. Гордиенко // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2013. – Вып.26. – С.161-168. 5. Пат. Украины, МПК⁷ F16H 1/28. Передаточный механизм / Гордиенко Я. О., Марзулис М. В.; заявитель "Приазовский государственный технический университет"; патентообладатель "Приазовский государственный технический университет". – 4с. 6. Ковалев М.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / М.П. Ковалев, М.З. Народецкий. – М.: Машиностроение, 1975. – 279с. 7. ГОСТ 3722-81. Подшипники качения. Шарики. Технические условия. – Введ. 1983-07-01. – М.: Госстандарт СССР: Изд-во стандартов, 1981. – 14с. 8. ГОСТ 25346-89. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. – Введ. 1990-01-01. – М.: Госстандарт СССР: Изд-во стандартов, 1989. – 32с.

Поступила (received) 20.03.2014

Н.В. МАТЮШЕНКО, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
А.В. ФЕДЧЕНКО, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
В.А. БЕРЕЖНОЙ, старший преподаватель каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
П.Н. КАЛИНИН, к.т.н., доц., профессор каф. ИМ Акад. ВВ МВД Украины, Харьков

**НЕКОТОРЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ
 ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА ДЛЗ**

В статье получено уравнение поверхности зубьев цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления (ДЛЗ) с циклоидальной продольной формой, нарезанных резцовой головкой. Форма зуба является огибающей однопараметрического семейства мгновенных положений исходного контура инструмента. Построен алгоритм вычисления толщины зуба.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, передача Новикова, две линии зацепления, циклоидальная продольная форма зуба, толщина зуба.

Актуальность задачи. Применение зубчатых колес с арочными зубьями, относящихся к зубьям с криволинейным продольным профилем, для наружного зацепления вместо косозубых колес является эффективным направлением повышения нагрузочной способности, долговечности и снижения уровня шума при работе зубчатых передач. Рабочая поверхность арочного зуба представляет собой поверхность, описываемую огибающей однопараметрического семейства мгновенных положений исходного контура инструмента, расположенной в плоскости перпендикулярной оси колеса, которая перемещается вдоль этой оси и поворачивается относительно этой же оси. Исходя из опыта работы автомобильных фирм (ЗИЛ, ГАЗ, ВАЗ, АЗЛК, "Форд", "Мерседес-Бенц", "Фольксваген", "Итен", "Шевроле"), локомотивостроительных заводов и других предприятий, использующих зубчатые трансмиссии, перевод приводных конических передач на передачи с криволинейными (круговыми) зубьями решил проблему повышения нагрузочной способности, износостойкости передач при сохранении бесшумности и плавности хода. По данным фирмы "Глисон" гипоидные и конические передачи с круговыми зубьями по основным характеристикам прочности, сопротивлению питтингу и задиру в 1,5-2 раза выше по сравнению с подобными косозубыми передачами. Известно, что эксплуатационные характеристики зубчатых передач Новикова, в том числе и с арочной формой зубьев, в значительной степени определяются геометрией рабочих поверхностей. Однако, как показывает практика, технические возможности арочных зубчатых передач Новикова еще далеко не исчерпаны и, в первую очередь, из-за отсутствия более строгой и более полной геометрической теории образования рабочих поверхностей зубьев. Совершенно естественно, что последним фактором в решающей степени сдерживается развитие технологической базы изготовления этого вида передач, а, следовательно, внедрение их в промышленность. В этой связи особую актуальность приобретает проблема создания полной и более общей геометрической теории, как формообразования зубьев, так и их рабочей поверхности с целью обеспечения в дальнейшем синтеза и анализа арочных передач в целом. Решение этой проблемы заключается в создании метода определения качественных показателей данной передачи еще на стадии ее проектирования, а также по найденной рациональной поверхности зубьев найти способы ее получения в производственных условиях.

Арочные зубья в настоящее время являются реальным резервом для дальнейшего повышения эффективности зубчатых передач. Они в равной мере могут использоваться как в цилиндрических, так и в конических передачах с

© Н.В. Матюшенко, А.В. Федченко, В.А. Бережной, П.Н. Калинин, 2014

эвольвентной и Новиковской системами зацепления. В конических передачах арочные зубья уже заняли господствующее положение. Арочные передачи сравнительно молодые. Более того, в ранее применявшихся арочных передачах не использовались в полной мере все заложенные в них резервы. Опытные передачи изготавливались с низким качеством, и не были разработаны способы и средства шлифования арочных зубьев. Одна из основных причин такого положения заключалась в отсутствии систематизированной научно-обоснованной (а не упрощенной инженерной) методики геометрических и прочностных расчетов.

Таким образом, актуальными и важными являются исследования в области создания и промышленного внедрения таких передач, позволяющих повысить долговечность зубчатых передач и производительность зубонарезания, снизить их себестоимость и металлоемкость.

Цель исследований. По заданным параметрам исходного контура фрезы и начальным параметрам зацепления моделируется алгоритм вычисления толщины зуба колеса для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления.

Решение задачи. Предварительные исследования [1] показали, что при аналитическом описании удобнее рассматривать рабочие поверхности зубьев, как ГМТ, полученное движением образующей, скользящей по направляющей винтовой линии, расположенной на начальном цилиндре, и остающейся при этом в плоскости, параллельной торцовой. При такой постановке образующая получается, как огибающая мгновенных положений торцевого сечения инструментальной рейки. При этом (рисунок 1) исходный контур (ИК) преобразуется, дугам окружностей головки и ножки ИК соответствуют эллипс, начальной прямой соответствует прямая НПС, а номинальным точкам контакта N_{as} , N_f на ИК – точки N_{as} и N_{fs} .

Пусть $N_{as}(\bar{N}_{as})$ – винтовые проекции (рисунок 2) номинальных точек контакта (н.т.к.) на рабочей (нерабочей) стороне торцевого профиля головки зуба колеса, а $\bar{N}_{as\pi}(\bar{N}_{as\pi})$ – винтовые проекции н.т.к. на рабочей (нерабочей) стороне нормального профиля головки зуба колеса. Обозначим также через $\bar{N}_{fs}(\bar{N}_{fs})$ – винтовые н.т.к. на рабочей (нерабочей) стороне торцевого профиля ножки зуба колеса, а $\bar{N}_{fs\pi}(\bar{N}_{fs\pi})$ – винтовые н.т.к. на рабочей (нера-

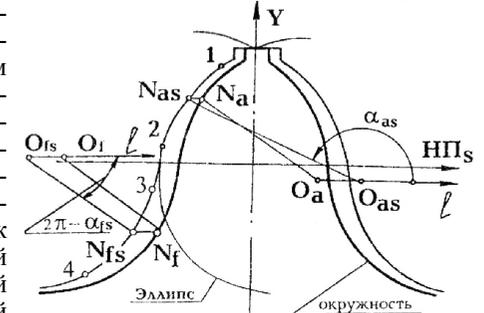


Рисунок 1 – Исходный контур и его аналог в торцовой плоскости

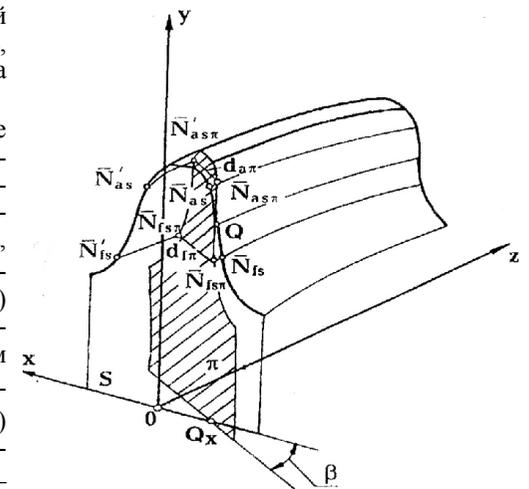


Рисунок 2 – Торцовое S и нормальное pi сечения зуба колеса

бочей) стороне нормального профиля ножки зуба колеса. Тогда, по уравнению поверхности головки зуба колеса, а также положению винтовых проекций н.т.к. $N_{aS}(\bar{N}'_{aS})$, координаты $\bar{N}_{aS\pi}(\bar{N}'_{aS\pi})$ определяются следующим соотношением:

$$\begin{cases} x_{\bar{N}_{aS\pi}} = r_{ab} \cos(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{aS}^* ; \\ y_{\bar{N}_{aS\pi}} = r_{ab} \sin(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{aS}^* ; \\ z_{\bar{N}_{aS\pi}} = P\gamma_{aS}^* , \end{cases}$$

где $\alpha_S = \alpha_S(\alpha'_S)$ – полярный угол, определяющий положение $\bar{N}_{aS}(\bar{N}'_{aS})$ на торцовом сечении зуба рейки. Угол γ_{aS}^* находится как решение (методом простых итераций) уравнения $\gamma = Rr/p^2 \sin(\varphi_0 - \varphi - \gamma)$, в котором $\operatorname{tg}\varphi = y(\alpha_S)/x(\alpha_S)$, $x(\alpha_S)$ и $y(\alpha_S)$ – координаты н.т.к. \bar{N}_{aS} (н.т.к. \bar{N}'_{aS}) на рабочей (нерабочей) стороне головки зуба колеса, $\operatorname{tg}\varphi_0 = y_0/x_0$, x_0 и y_0 – координаты точки Q пересечения начального цилиндра с рабочей стороной торцового профиля зуба колеса, r_{ab} – радиус контактного цилиндра.

Расстояние $d_{a\pi}$ между точками $\bar{N}_{aS\pi}$ и $\bar{N}'_{aS\pi}$ толщина зуба в нормальном сечении в н.т.к. головки зуба колеса вычисляется по формуле:

$$d_{a\pi} = \sqrt{(X_{\bar{N}_{aS\pi}} - X_{\bar{N}'_{aS\pi}})^2 + (Y_{\bar{N}_{aS\pi}} - Y_{\bar{N}'_{aS\pi}})^2} .$$

Аналогично рассуждая, находим координаты н.т.к. $\bar{N}_{jS\pi}(\bar{N}'_{jS\pi})$:

$$\begin{cases} x_{\bar{N}_{jS\pi}} = r_{jb} \cos(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{jS}^* ; \\ y_{\bar{N}_{jS\pi}} = r_{jb} \sin(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{jS}^* ; \\ z_{\bar{N}_{jS\pi}} = P\gamma_{jS}^* , \end{cases}$$

где $\alpha_S = \alpha_{jS}(\alpha'_{jS})$ – полярный угол, определяющий положение $N_{jS}(\bar{N}'_{jS})$ на торцовом сечении зуба рейки, γ_{jS}^* – решение уравнения $\gamma = Rr/p^2 \sin(\varphi_0 - \varphi - \gamma)$, в котором $\operatorname{tg}\varphi = y(\alpha_S)/x(\alpha_S)$, $x(\alpha_S)$ и $y(\alpha_S)$ – координаты н.т.к. \bar{N}_{jS} (н.т.к. \bar{N}'_{jS}) на рабочей (нерабочей) стороне торцового сечения ножки зуба колеса, r_{jb} – радиус контактного цилиндра.

Тогда, толщина $d_{f\pi}$ нормального сечения в н.т.к. ножки зуба колеса вычисляется по формуле:

$$d_{f\pi} = \sqrt{(X_{\bar{N}_{jS\pi}} - X_{\bar{N}'_{jS\pi}})^2 + (Y_{\bar{N}_{jS\pi}} - Y_{\bar{N}'_{jS\pi}})^2} .$$

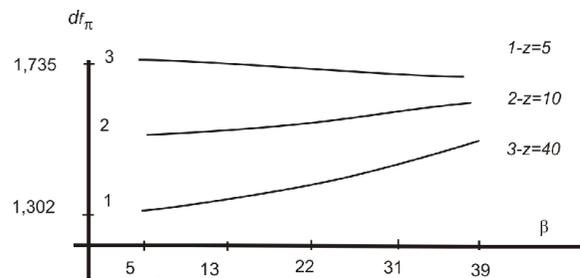


Рисунок 3 – Зависимость толщины ножки зуба в нормальном его сечении в номинальных точках контакта

На основании разработанного алгоритма построена моделирующая программа TOOTH_5. Пример ее реализации показан на рисунке 3.

Выводы. Разработан алгоритм, позволяющий по заданным параметрам исходного контура фрезы и начальным параметрам

зацепления вычислять толщину зуба колеса для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления. Получены первые метрологические характеристики зубьев зацепляющихся колес. Это позволяет улучшить гидродинамические характеристики передачи на стадии проектирования.

Список литературы: 1. Матюшенко Н.В. Моделирование формообразования поверхности зубьев передач Новикова ДЛЗ и его компьютерная реализация // microCAD'97. International Meeting on Information Technology. – Харьков, 1997. – С.190-194. 2. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Условие существования физического контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2006. – №22. – С.139-146. 3. Дыгалю А.И., Демковский И.П., Матюшенко Н.В. Экстремальная теорема об определении точек контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2008. – №29. – С.40-44. 4. Беляев А.И. Геометрический расчёт и технология нарезания колёс с арочными зубьями / А.И. Беляев, А.И. Сирицин, Д.А. Сирицин // Вестник машиностроения. – 1999. – №1 – С.3-8. 5. Сызранцев В.Н. Геометрическое исследование способа чистовой обработки арочных зубьев цилиндрических колес резцовыми головками с твердыми пластинами / В.Н. Сызранцев, К.В. Сызранцева, М.Р. Варшавский. – Курган, 1999. – 9с.: Илл. – рук. – Деп. в ВИНТИ 17.02.99, №505-В99. 6. Васильев В.М. Геометрия арочных зубьев цилиндрических передач, нарезаемых на экспериментальном зуборезном станке модели ЕЗ-67 / В.М.Васильев, Р.А. Мацей // Металлорежущие станки: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Киев, 1988. – Вып.16. – С.12-20. 7. Мацей Р.А. Уравнения активных поверхностей арочных зубьев цилиндрических зубчатых передач, нарезаемых способом непрерывного деления // Детали машин: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Киев, 1984. – Вып.38. – С.3-11. 8. V.N. Syzrantsev, Contact load and endurance of cylindrical gearing with arch-shaped teeth / Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V., Varshavsky M.R. / Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions. 5-9 April 2010, Chongqing, China. – P.425-43.

Поступила (received) 05.02.2014

УДК 621.833

А.А. МУХОВАТЫЙ, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Луганск

НЕЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С УЛУЧШЕННЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

В статье разработаны исходные контуры зубьев неэвольвентных цилиндрических зубчатых передач с улучшенными показателями нагрузочной способности, разработана математическая модель сравнительной оценки зубчатых передач по критериям нагрузочной способности таким, как потери мощности в зацеплении, толщина масляного слоя между рабочими поверхностями зубьев, заедания, удельная работа сил трения, износу рабочих поверхностей зубьев, контактной прочности рабочих поверхностей. Установлено, что критерии нагрузочной способности зубчатых передач, полученных с использованием предложенных исходных контуров, существенно выше критериев нагрузочной способности эвольвентных передач.

Ключевые слова: энергоёмкость, исходный контур, зубчатая передача, трение, потери, зацепление.

Актуальность задачи. Работоспособность и экономические показатели современных машин в различных отраслях в существенной мере зависят от показателей работоспособности зубчатых приводов. Создание зубчатых передач с улучшенными показателями работоспособности обеспечивает совершенствование не только приводов, но и машин в целом, и это актуально для современного машиностроения. Одним из направлений совершенствования зубчатых приводов является разработка зубчатых передач с улучшенными показателями нагрузочной способности.

© А.А. Муховатый, 2014

Анализ литературы. Энергоемкость зубчатых передач зависит от сил трения в зацеплении [1], которые определяются в основном геометрическими параметрами исходного контура, применяемого для профилирования зубьев зубчатых колес. В последние годы проводятся интенсивные исследования по созданию неэвольвентных зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью [1..6], [7].

Однако в этих работах отсутствуют конструкции исходных контуров и данные по оценке критериев работоспособности зубчатых передач, зубья которых спрофилированы с использованием полученных в указанных работах результатов.

Цель статьи. Разработка исходных контуров неэвольвентных зубьев цилиндрических передач с улучшенными показателями нагрузочной способности, которые позволят понизить энергоемкость передач, а также проведен сравнительный анализ оценки критериев работоспособности такой зубчатой передачи.

Материалы и результаты исследований.

1 Исходные контуры. Согласно [7] угол профиля исходного контура, представленного на рисунке 1, обеспечивающего снижение силы трения в зацеплении колес, определяется равенством

$$\zeta = \zeta_0 \left(\frac{f_1}{f_{10}} \right)^\lambda; \quad \lambda = 1 - \bar{f}^{1,67}, \quad (1)$$

где $\zeta = \sin \alpha$ (α – текущий угол профиля исходного контура); $\zeta_0 = \sin \alpha_{10}$ (α_{10} – угол профиля исходного контура при $f_1 = f_{10}$); $\bar{f} < 1$ – коэффициент, который показывает, во сколько раз сила трения в зацеплении зубьев колес с исходным контуром, полученным с использованием (1), меньше силы трения в зацеплении эвольвентной передачи (\bar{f} принята постоянной

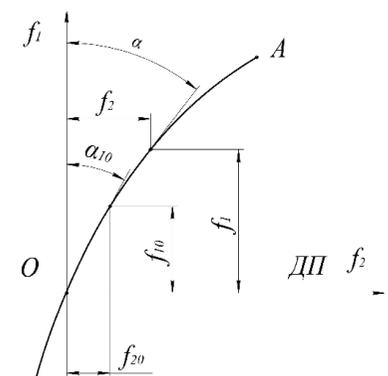


Рисунок 1 – Схема исходного контура (ДП – делительная прямая)

ной в пределах поля зацепления).

Равенство (1) является решением дифференциального уравнения [7]

$$\zeta' = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67}) \zeta}{f_1}. \quad (2)$$

Из (1) получаем

$$\bar{f} = \left[- \frac{\ln \left(\frac{\zeta}{\zeta_0} \cdot \frac{f_{10}}{f_1} \right)}{\ln \frac{f_1}{f_{10}}} \right]^{0,6}. \quad (3)$$

Из равенства (3) следует, что значение \bar{f} зависит от начальных данных f_{10} и ζ_0 , а также значений ζ и f_1 . Как правило, значения f_1 лежат в пределах $f_{10} \leq f_1 \leq 1$ (f_1 – в долях модуля зацепления), а наибольшее значение α может быть ограничено величинами $26^\circ \leq \alpha_{\max} \leq 34^\circ$ (из условия обеспечения достаточного коэффициента перекрытия $\epsilon_a \geq 1,2$ и толщины зубьев колес на вершинах $S_a \geq 0,2 \dots 0,4$).

Значения f_{10} можно принять равными $f_{10} = 0,025 \dots 0,1$, а $\alpha_{10} = 5^\circ \dots 25^\circ$.

При таких исходных данных \bar{f} ограничено величинами, определяемыми по графикам на рисунке 2, построенными с использованием равенства (3).

Из анализов рисунка 2 следует, что на значение \bar{f} наибольшее влияние оказывают α_{10} и f_{10} . При изменении этих величин в указанных пределах \bar{f} может изменяться от $\bar{f} \approx 0,6$ до $\bar{f} \approx 0,95$. Следовательно, с использованием (1) можно синтезировать исходные контуры, обеспечивающие снижение сил трения в зацеплении в 1,05...1,5 раза в сравнении с эвольвентными передачами ($\bar{f} \approx 0,95$ и $\bar{f} \approx 0,6$).

Методика определения геометрических параметров исходного контура изложена в работе [7]. Применим эту методику для определения геометрических параметров

исходного контура при следующих исходных данных: $\alpha_{\max} = 32^\circ$; $\alpha_{10} = 15^\circ$; $f_{10} = 0,05$; $f_{1\max} = 1$. По графикам определяем соответствующие значения \bar{f} . Они равны: при $\alpha_{10} = 10^\circ$ – $\bar{f} \approx 0,75$; при $\alpha_{10} = 15^\circ$ – $\bar{f} \approx 0,85$; при $\alpha_{10} = 20^\circ$ – $\bar{f} \approx 0,91$. Используя равенства (1) и (2) и рекомендации [7], получим уравнения кривых, которыми очерчены профили исходных контуров на рисунке 3 в пределах $f_{10} \leq f_1 \leq 1$ (принято $h_a^* = 1$ при модуле $m = 1$ мм):

$$\begin{aligned} f_{2c} = & 1,1076 f_1^8 - 5,2540 f_1^7 + 10,4130 f_1^6 - 11,2280 f_1^5 + 7,2390 f_1^4 - 2,9640 f_1^3 + \\ & + 1,0356 f_1^2 + 0,0962 f_1 \quad (\text{при } \alpha_{10} = 10^\circ, \bar{f} \approx 0,79, \alpha_{\max} = 33^\circ); \\ f_{2c} = & 1,3493 f_1^8 - 6,3860 f_1^7 + 12,6170 f_1^6 - 13,5330 f_1^5 + 8,6420 f_1^4 - 3,4707 f_1^3 + \\ & + 1,0805 f_1^2 + 0,18187 f_1 \quad (\text{при } \alpha_{10} = 15^\circ, \bar{f} \approx 0,85, \alpha_{\max} = 31,93116^\circ); \\ f_{2c} = & 1,3400 f_1^8 - 6,3350 f_1^7 + 12,4920 f_1^6 - 13,3600 f_1^5 + 8,4840 f_1^4 - 3,3672 f_1^3 + \\ & + 0,98510 f_1^2 + 0,28667 f_1 \quad (\text{при } \alpha_{10} = 20^\circ, \bar{f} \approx 0,91, \alpha_{\max} = 31,99385^\circ). \end{aligned} \quad (4)$$

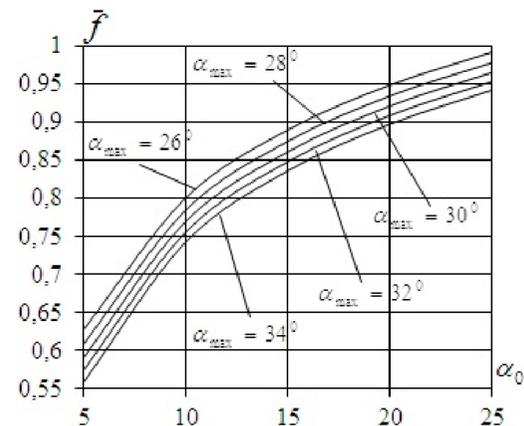


Рисунок 2 – Значения \bar{f} при $f_{1\max} = 1, f_{10} = 0,05$ (в долях модуля)

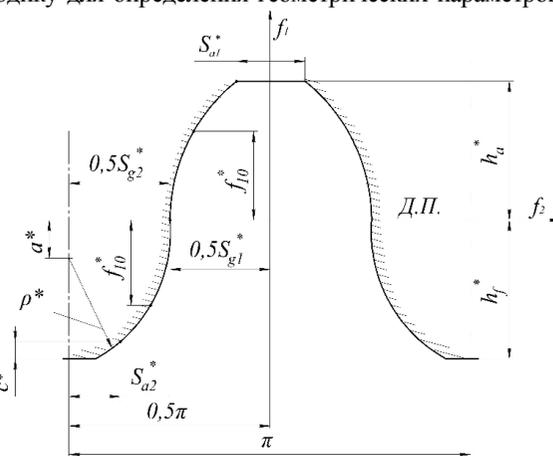


Рисунок 3 – Исходный контур ($m = 1$ мм, ДП – делительная прямая)

Углы " α " исходных контуров определяются из равенства

$$\operatorname{tg} \alpha = f'_{2c},$$

где f'_{2c} — первая производная f_{2c} по f_1 .

В соответствии с рекомендациями [8] утонение зубьев для обеспечения бокового зазора в зацеплении колес принято равным $j_{\Sigma}=0,225m$. Эта величина требует в дальнейшем уточнения на базе экспериментальных данных.

Профили исходных контуров на участках $-f_{10}^* \leq f_1 \leq f_{10}^*$ можно очерчивать окружностями [7] или кривыми с уравнениями (4).

Предлагаемый исходный контур с параметрами в таблице 1 имеет участки профиля при $-f_1^* \leq f_1 \leq f_1^*$, очерченные прямыми линиями с углом профиля равным 15° .

Таблица 1 – Геометрические параметры исходных контуров (размеры в долях модуля)

α , град	h_a^*	h_f^*	c^*	ρ^*	γ_{Σ}^*	S_{g1}^*	S_{g2}^*	S_{a1}^*	S_{a2}^*	a^*
15	1	1,17462	0,17462	0,37066	0,0225	1,5483	1,5933	0,58415	0,62915	0,80396

Примечание: утонение зубьев колес для обеспечения бокового зазора в зацеплении.

2 Сравнительная оценка критериев нагрузочной способности зубчатой передачи.

Рассмотрим для примера зубчатую передачу с параметрами:

- радиус начального цилиндра шестерни $R_1=10\text{мм}$;
- радиус начального цилиндра колеса $R_2=10\text{мм}$;
- исходный контур неэвольвентной передачи с $\alpha_{10}=15^\circ$ параметры представлены в таблице 1;
- исходный контур эвольвентной передачи с $\alpha_s=20^\circ$;
- $E_{np}=2,1 \cdot 10^5 \text{Н/мм}^2$; $HB=2500 \text{Н/мм}^2$;
- $R_a=3,2 \cdot 10^{-4} \text{мм}$.

С использованием приведенной выше математической модели оценки критериев нагрузочной способности зубчатых передач получены результаты, представленные в таблице 2.

Из анализа данных таблицы 2 и графиков на рисунке 4 следует, что по всему полю зацепления $0,05 \leq f_1 \leq 1$ и $-1 \leq f_1 \leq -0,5$ значения критериев нагрузочной способности зубчатой передачи с зубьями, спроектированными с применением предложенного исходного контура, значительно выше в сравнении с эвольвентной зубчатой передачей. Действительно, согласно данным таблицы 2 эти критерии имеют значения:

- критерий потерь мощности в зацеплении составляет 0,3...0,89 от критерия потерь в эвольвентном зацеплении;
- критерий толщины масляного слоя между рабочими поверхностями в 1,1...4,3 раза больше, чем в эвольвентном зацеплении;
- критерий заедания составляет 0,3...0,72 от критерия заедания эвольвентной передачи;
- критерий удельной работы сил трения составляет 0,03...0,74 от удельных работ сил трения эвольвентной передачи;
- критерий износа зубьев составляет 0,014...0,88 от критерия износа зубьев эвольвентной передачи;
- критерий контактной прочности зубьев в 1,3...11,0 раз больше, чем критерий контактной прочности эвольвентной передачи.

Таблица 2 – Относительные значения критериев нагрузочной способности

f_1	ΔP	\bar{h}_{mc}	\bar{K}_s	$\bar{d}A_1$	$\bar{d}A_2$	\bar{h}_{u1}	\bar{h}_{u2}	$\bar{\theta}$
1,0	0,5389	2,0319	0,3569	0,42395	0,2442	0,3535	0,2036	2,0071
0,9	0,5586	1,9591	0,3778	0,43783	0,2689	0,3693	0,2268	1,9259
0,8	0,5619	2,0036	0,3731	0,42431	0,2749	0,3498	0,2267	2,0035
0,7	0,5839	1,936	0,3949	0,43857	0,303	0,3636	0,2513	1,9421
0,6	0,6085	1,8649	0,4198	0,45567	0,3356	0,3799	0,2797	1,8798
0,5	0,6259	1,8496	0,4319	0,45986	0,3592	0,3781	0,2953	1,8989
0,4	0,649	1,8258	0,4489	0,46953	0,3893	0,3792	0,3145	1,9224
0,3	0,6978	1,7086	0,5001	0,51436	0,4551	0,4164	0,3685	1,8355
0,2	0,7737	1,541	0,5877	0,59794	0,5634	0,4888	0,4606	1,6948
0,1	0,8942	1,3702	0,7244	0,7443	0,7394	0,5973	0,5934	1,5985
0,05	1,0975	1,0936	1,0198	1,0759	1,0962	0,8936	0,9104	1,3129
-0,05	1,0975	1,0936	1,0198	1,0759	1,0962	0,8936	0,9104	1,3129
-0,1	0,8917	1,3792	0,7193	0,7394	0,7339	0,5918	0,5873	1,6122
-0,2	0,7497	1,6396	0,547	0,5605	0,5205	0,444	0,4123	1,8378
-0,3	0,6512	1,9533	0,4276	0,4491	0,3803	0,3393	0,2873	2,1906
-0,4	0,5796	2,2646	0,3479	0,3798	0,2876	0,2739	0,2074	2,5664
-0,5	0,5331	2,4975	0,3014	0,3449	0,2304	0,2415	0,1613	2,8638
-0,6	0,4908	2,7678	0,2598	0,3153	0,1814	0,212	0,122	3,2696
-0,7	0,44	3,2214	0,2104	0,2757	0,1313	0,1722	0,082	4,0483
-0,8	0,3891	3,817	0,1655	0,2387	0,0895	0,1363	0,0511	5,2469
-0,9	0,3486	4,3599	0,1342	0,2177	0,0603	0,1146	0,0317	6,7274
-1,0	0,2865	5,6837	0,0905	0,1753	0,0304	0,0777	0,0135	11,022

Выводы:

1. Разработан исходный контур неэвольвентной зубчатой передачи с улучшенными показателями работоспособности в зацеплении.

2. Проведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности и установлено, что предлагаемые исходные контуры обеспечивают более высокие значения критериев нагрузочной способности зубчатых передач в сравнении с эвольвентными передачами.

3. Дальнейшее развитие данного направления исследования заключается в оптимизации геометрических параметров исходных контуров и проведении экспериментальных работ.

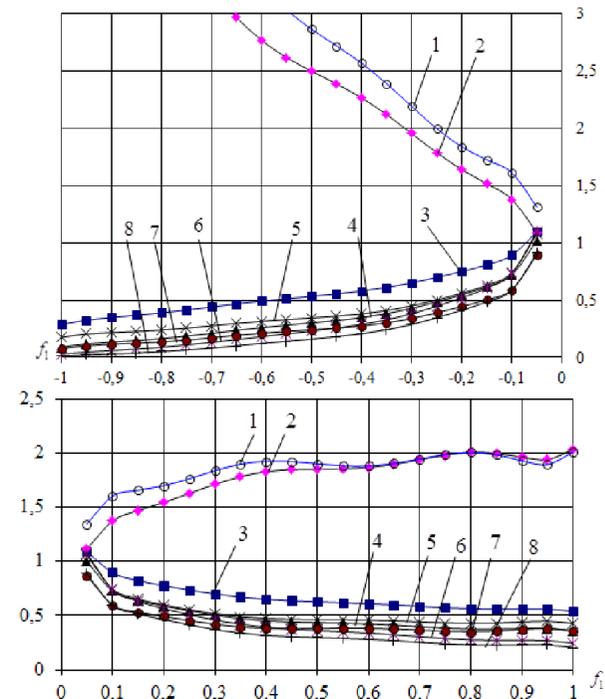


Рисунок 4 – Графики изменения критериев нагрузочной способности по полю зацепления при $\alpha_{10}=15^\circ$, $-1 \leq f_1 \leq -0,5$ и $0,05 \leq f_1 \leq 1$: 1 – \bar{h}_{mc} ; 2 – $\bar{\theta}$; 3 – ΔP ; 4 – \bar{K}_s ; 5 – $\bar{d}A_1$; 6 – $\bar{d}A_2$; 7 – \bar{h}_{u1} ; 8 – \bar{h}_{u2}

Список литературы: 1. Шиилов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Моногр. – Луганськ: вид-во СЛУ ім. В.Далія, 2006. – 408с. – ISBN 966-590-480-9. 2. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления Надежность и качество зубчатых передач. – НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ. 18-67-106, 1967. – С.1-8. 3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление – Воронеж: изд-во ВГУ, 1975. – 56с. 4. Бошански М., Токоли П., Ваня Ф., Кожух И. Возможность использования незвольного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин // Вісник НТУ "ХПІ" – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.21-30. – ISSN 2079-0791. 5. Шиилов В.П., Носко П.Л., Муховатый А.А. Высоконагруженные зубчатые передачи // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.180-186. – ISSN 2079-0791. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование коэффициента перекрытия эвольвютных передач // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2011. – №29. – С.154-165. ISSN 2079-0791. 7. Шиилов В.П., Бурко В.В., Ревакина О.А., Муховатый А.А. Синтез зубчатых передач с пониженной энергоемкостью // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В.Далія. – 2012. – №13(184). – Ч.1. – С.117-123. – ISSN 1998-7927. 8. Федякин Р.В., Чесноков В.А. К выбору оптимальных параметров исходных контуров для передач с зацеплением Новикова / Сборник статей "Зубчатые передачи с зацеплением Новикова". – М.: Издание ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1962. – С.164-184. 9. Кудрявцев В.Н. Детали машин: учебник. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464с. 10. Трение. Изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 1,2 / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алипина. – М.: Машиностроение, 1978. – 400с., 1979. – 358с. 11. Шиилов В.П. Критерии оценки работоспособности передач зацеплением / Шиилов В.П., Панкратов Д.А., Муховатый А.А. // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2001. – №12. – С.33-40. – ISBN 593-226-8.

Поступила (received) 04.03.2014

УДК 621.9.04

В.А. НАСТАСЕНКО, к.т.н., профессор каф. ЭСЭУ и ОП ХДМА, Херсон;
А.И. ПОДЗОЛКОВ, магистр ХНТУ, Херсон

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МНОГОЗАХОДНЫХ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ

Работа относится к сфере технологии производства червячных зуборезных инструментов, в частности – гиперболических фрез, шеверов и шлифовальных кругов. Предложены наиболее простые технологические процессы для производства гиперболических червяков и проведен их анализ. Показана предпочтительность применения сборных конструкций фрез с цельными твердосплавными вставными рейками при модуле до 3мм, а при модуле до 8мм – закрепленных винтами на рейках твердосплавных пластин, повышающих технологичность их изготовления и эксплуатации.

Ключевые слова: червяк, фреза, зубообработка, гиперболоид.

Введение, связь работы с основными направлениями исследований. Работа относится к областям машиностроения и инструментального производства, в частности – к производству червячных инструментов для обработки зубчатых колес. Основой для выполнения данной работы является потребность совершенствования инструментов для зубообработки, к которым относятся червячные фрезы, шеверы и шлифовальные круги.

Потребности поиска новых технических решений в области червячных зуборезных инструментов обусловлены тем, что они относятся к давно изучаемым объектам, поэтому традиционные пути их совершенствования во многом исчерпаны, а сферы их возможного применения сокращаются и заменяются более эффективными инструментами, в частности – протяжками [1] и резаками для зуботочения [2]. Основные пути усовершенствования червячных зуборезных инструментов связаны с повышением их точности, износостойкости и производительности, за счет оптимизации конструктивных и геометрических параметров, улучшения инструментальных материалов и нанесения на

них износостойких покрытий, при этом сложность производства и эксплуатации таких инструментов, как правило, повышается. Устранение указанных недостатков является *главной целью выполняемой работы*.

Анализ состояния проблемы и постановка задачи. В работах [3-7] показано, что наиболее перспективный путь повышения производительности и точности червячных зуборезных инструментов связан с переходом от цилиндрических конструкций к многозаходным ($i > 4$) и многозубым ($z \geq 60$) гиперболическим, созданным на базе однополостного гиперболоида. Однако технология их изготовления существенно усложняется, поскольку в рамках традиционной осевой обработки [8], схема которой показана на рисунке 1, необходима реализация 1-го равномерного вращения и сложения 4-х движений переменной величины, связанных с движением центра кривизны гиперболы: 1) продольной подачи $s_o \text{ var}$, 2) поперечной подачи $s_r \text{ var}$, 3) величины вылета $r \text{ var}$, 4) величины угла $\varphi \text{ var}$ разворота инструмента в осевой плоскости.

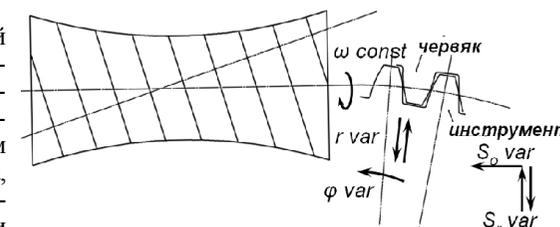


Рисунок 1 – Схема формирования однополостного гиперболического червяка при осевой обработке

шлифовальными кругами – добавляется их вращение, как главное движение резания.

Обработка гиперболических винтовых поверхностей по такому варианту требует:

- а) точной настройки канавочного резца на размер начального диаметра червяка с разворотом резца в направлении по нормали к крайней точке гиперболы и установки его на исходный угол разворота по нормали к ней в этой точке, с исходной величиной вылета, равной радиусу кривизны гиперболы в этой точке и по 2-м координатам текущего центра ее кривизны;
- б) сложных видов движений для обработки – равномерного вращения червяка и согласованных с ним и шагом его витков в осевом сечении (из расчета смещения на 1 шаг витка за 1 оборот червяка), неравномерных изменений угла поворота и величины текущего вылета резца, зависящих от параметров кривизны гиперболы;
- в) выполнения 2-х неравномерных подач суппорта – продольной и радиальной, формирующих траекторию движения точки текущего центра кривизны гиперболы.

Выполнение всех этих групп движений возможно на кинематически сложных станках, или на станках с ЧПУ, программируемым по 8 движениям, или при применении кинематических приспособлений, еще более сложных, чем для обработки глобоидных червяков.

Данной технологией ограничивается лишь производство гиперболических червячных шлифовальных кругов, для цельных фрез – к ним прибавляются операции формирования винтовых стружечных канавок, затывания и заточки зубьев, а для шеверов – выполнения стружечных канавок на боковых сторонах витков, что существенно повышает сложность и стоимость таких инструментов.

Другим недостатком обработки гиперболических инструментов в осевой плоскости – является несовпадение профиля их витков, режущих зубьев и профиля инструмента 2-го порядка для их обработки, как между собой, так и с профилем исходной зубчатой рейки, что усложняет контроль профиля самого

червяка, а также изготовление и контроль профиля инструментов 2-го порядка. В работе [8] им был принят формообразующий инструмент, полученный на базе зубчатого колеса, сопрягаемого с конкретным гиперболоидным червяком, с единственным для данной червячной пары количеством заходов и зубьев, что исключает универсальность, как применяемого инструмента 2-го порядка, так и технологического процесса обработки гиперболоидных инструментов.

Уменьшает указанные выше недостатки – изготовление гиперболоидных червяков и фрез по предложенным в патентах РФ способам [9, 10] с наклонной подачей инструментов 2-го порядка по нормали к винтовой линии основного червяка (рисунок 2), что исключает зависимость его профиля от количества зубьев сопрягаемого с ним колеса и производящего инструмента. Количество за-

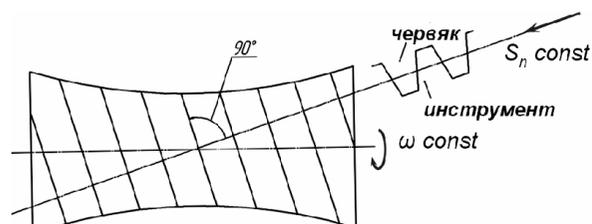


Рисунок 2 – Схема формирования гиперболоидного червяка при наклонной подаче инструментов 2-го порядка по патенту РФ № 2200262

ходов червяка при этом не ограничивается. Реализация данного способа возможна при исходной настройке резца на размер делительного диаметра червяка и выполнении не 5-ти, как при осевой обработке, а только 2-х основных движений: 1) равномерного вращения червяка, 2) согласованной с ним равномерной наклонной подачи инструмента 2-го порядка, из расчета его смещения на 1 шаг по нормали к впадинам или к виткам червяка за 1 его оборот. При этом все вспомогательные движения – врезания, быстрого подвода и отвода инструмента 2-го порядка, движения для многопроходной и многозаходной обработки червяка, остаются одинаковыми с базовым способом [11].

Дополнительным преимуществом данного способа [9] является полное совпадение профиля витков червяка и инструментов 2-го порядка с профилем зубьев рейки в плоскости рабочей подачи, что упрощает их изготовление и контроль.

Однако для реализации предложенного способа обработки, необходима модернизация токарных, гидрокопировальных и резьбофрезерных станков [9], а также затыловочных и заточных станков [10], недостатком которой является относительная сложность ее выполнения, а в ряде случаев – уменьшение размеров зоны для обработки и размеров червячных инструментов, а также снижение жесткости и точности технологической системы.

Таким образом, необходима минимизация данных процессов обработки в червячных гиперболоидных инструментах, чего можно достичь за счет исключения затылования и заточки при переходе к сборным конструкциям. Поэтому объектом исследований в данной работе являются конструкции известных многозаходных червячных зуборезных инструментов, в т.ч. – гиперболоидных, предметом исследования является разработка на их базе новых конструкций, научную новизну работы составляет анализ возможностей повышения их точности, работоспособности и технологичности изготовления.

Решение данных проблем является важной и актуальной задачей в сфере совершенствования червячных зуборезных инструментов.

Предлагаемый путь реализации поставленных задач. Среди анализируемых конструкций основное внимание уделено сборным червячным фрезам и шеверам из твердых сплавов, поскольку они являются наиболее сложными

среди червячных зуборезных инструментов и относится к перспективным инструментам ближайшего будущего [12]. Из них наиболее простыми следует считать конструкции фрез с цельными зубчатыми рейками.

Однако при современных технологиях спекания твердых сплавов, длина реек не превышает 60мм, что ограничивает возможности выполнения зубьев величиной модуля $m \leq 3$ мм, а количество заходов – величиной $i \leq 5$, поэтому при больших значениях данных параметров, рейки должны изготавливаться из быстрорежущих сталей, что снижает их режущие свойства по сравнению с твердыми сплавами. Пример исполнения таких фрез для цилиндрической конструкции показан на рисунке 3 [13].

Отличием гиперболоидных фрез по патенту [14], является наклон реек относительно оси фрезы на угол, равный углу γ_w подъема ее винтовой линии на начальном цилиндре, пример исполнения которых показан на рисунке 4.

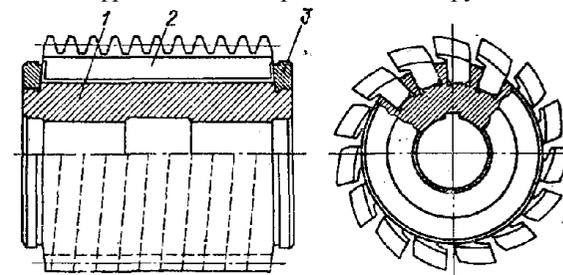


Рисунок 3 – Сборная червячная фреза с поворотными рейками фирмы "Klingelberg":

1 – корпус, 2 – рейки, 3 – зажимные гайки

Для черновых фрез рейки 1 выполнены плоскими и установлены на цилиндрическом корпусе 2 в прямолинейных пазах 3, имеющих наклон γ_w к оси фрезы с креплением, показанным на рисунке 3, для чистовых – рейки должны быть выполнены винтовыми с плоскопараллельным основанием, адекватным пазам 3. Такое исполнение обеспечивает формирование гиперболоидной производящей поверхности 4. Для точных фрез винтовые рейки должны быть выполнены Г-образной формы, показанной на рисунке 3 и иметь возможность переточек по передней поверхности.

При винтовой форме реек их профиль полностью совпадает с исходным инструментальным контуром, что исключает искажения фрезы при любом количестве заходов. На плоских рейках для черновых фрез предпочтительна установка плоских твердосплавных пластин 5 симметричной ромбической формы, верхняя и нижняя части которых повторяют профиль зубьев фрезы.

На рисунке 5, а, б показана схема крепления на рейках 1 пластин 5 винтами 6 с гайками 7 через их центральное отверстие, с базированием боковых сторон по выполненным на корпусе 2 канавкам 8 (в торцовой проекции фрезы с разрезом по витку – выделены тонированием серого цвета).

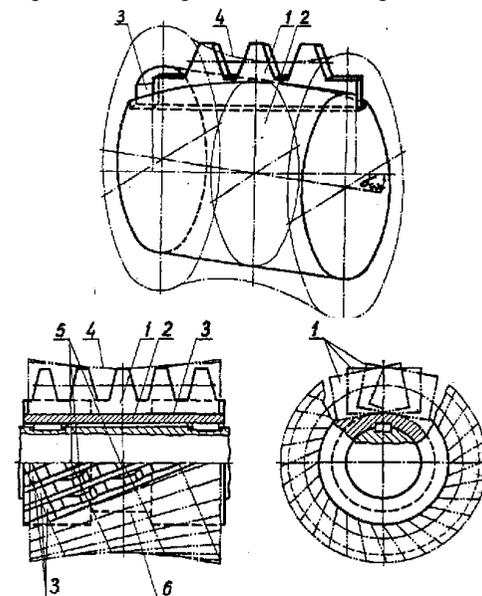


Рисунок 4 – Сборная червячная фреза по патенту РФ №2147496

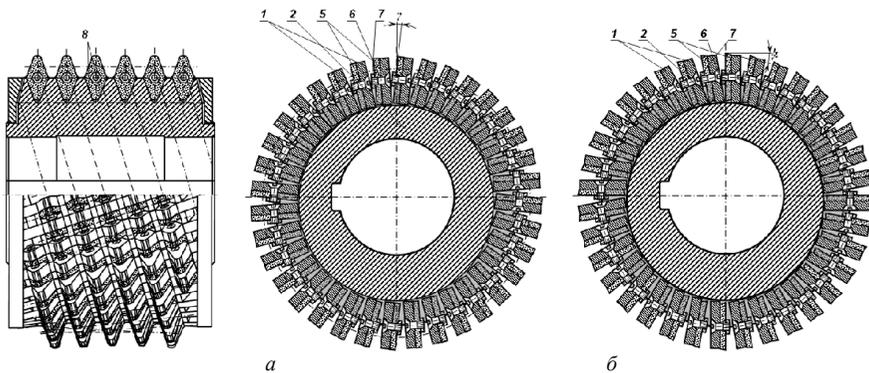


Рисунок 5 – Новые конструкции гиперболических фрез с рейками

В симметричном ромбическом варианте исполнения режущих пластин с задними углами $\alpha = +(6...10^\circ)$ (б) по всему контуру пластин – возможна их двукратная переустановка, а в исполнении (а) без задних углов, с установкой их на рейках с отрицательным передним углом $\gamma = -(6...10^\circ)$ – возможна четырехкратная (2×2) переустановка. Количество реек доведено до 36.

В сочетании с нанесением износостойких покрытий, не удаляемых при переточках, суммарная стойкость второго вида пластин (рисунок 5,б) адекватна 2,5 переточкам реек фрез фирмы "Klingelberg", а за счет увеличения до $6...10^\circ$ боковых задних углов на режущих кромках, их стойкость повышается до 2-х раз, что доводит адекватность по переточкам до 5. Для первого вида пластин (рисунок 5,а) возможна 4-разовая переустановка, что при наличии износостойких покрытий, не удаляемых при переточках, повышает их суммарную стойкость до 6 переточек. При этом, за счет уменьшения суммарной толщины рейки с пластиной в 2 раза по сравнению с толщиной реек фрез фирмы "Klingelberg", их количество может быть увеличено в 2,5 раза, что адекватно повысит их общую стойкость, для пластин с задним углом – до 12-ти переточек, а без заднего угла – до 15-ти переточек, предельно возможных для данных фрез. Таким образом, расширяется диапазон применения твердых сплавов до модуля $m=8$ мм, а расход инструментальных материалов, за счет перехода от цельных режущих реек, к режущим пластинам, уменьшается в 4...5 раз, что в сочетании с исключением потребности выполнения переточек, повышает экономичность эксплуатации фрез в 2,5...3 раза. Увеличение количества реек в 2,5 раза без увеличения их наружного диаметра по сравнению с базовыми (рисунок 3), ведет к адекватному снижению огранки фрезеруемых зубьев, что создает резерв для увеличения количества заходов червячных фрез до 4-5 и повышения их производительности до 3...4 раз [3].

Для гиперболических червячных шевров, срезающих тонкие стружки, толщина пластин и реек может быть уменьшена еще в 2 раза, что адекватно увеличивает количество реек и количество заходов данного инструмента.

Проведенный анализ показывает, что, все предлагаемые гиперболические червячные зуборезные инструменты превышают технико-экономические показатели эксплуатации применяемых в настоящее время червячных фрез, шевров и шлифовальных кругов, и могут быть изготовлены в условиях современного инструментального производства.

Выводы:

1. Учитывая, что возможности повышения производительности, точности и экономичности эксплуатации современных цилиндрических червячных

фрез и шевров в основном исчерпаны, переход к сборным гиперболическим червячным зуборезным инструментам обеспечивает реальный резерв для повышения указанных показателей.

2. Предложенные конструкции гиперболических червячных зуборезных инструментов существенно повышают технологичность их изготовления и эксплуатации, поэтому могут быть рекомендованы для замены применяемых в настоящее время цилиндрических червячных зуборезных инструментов.

Список литературы: 1. Харлампиев И.С. Обкатывающее протягивание зубьев зубчатых колес. – М.: Машиностроение, 1981. – 211с. 2. Цвис Ю.В. Профилирование обкатного инструмента. – М.: Машгиз, 1961. – 154с. 3. Настасенко В.А. Дополнительный анализ возможности повышения производительности зубофрезерования увеличением числа заходов фрезы // Вестник машиностроения. – 1996. – №1. – С.38-40. 4. Настасенко В.А. Оценка производительности однозаходных и многозаходных червячных фрез в условиях повышения режущих свойств // Современные проблемы и методология проектирования и производства силовых зубчатых передач: Сб. науч. трудов. – Тула: ТГУ, 2000. – С. 148-151. 5. Настасенко В.А. Комплексная оценка путей повышения производительности червячных фрез // Машиностроение и техносфера XXI века. Сб. трудов X Междунар. науч.-техн. конф. в Севастополе. – Донецк: ДонГТУ, 2003. – Т3. – С.290-297. 6. Настасенко В.А. Новая концепция повышения точности червячных зуборезных инструментов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. – Вып.17. – С.109-114. 7. Настасенко В.А. Комплексная оценка путей повышения точности червячных фрез // Машиностроение и техносфера XXI века. Сб. трудов Междунар. науч.-техн. конф. в Севастополе. – Донецк: ДонГТУ, 2004. – Т.2. – С.266-270. 8. А.с. СССР №536902, В23F 9/04 Способ нарезания зубчатых колес. Авт. изобр. В.Н. Сердюк, А.Н. Витренко. Заявка № 1871424 от 10.01.73 // Б.И. – 1976 – №44 от 26.11.76. 9. Патент Российской Федерации на изобретение № 2200262, МПК В23F 21/16. Червячная передача, способ ее изготовления, оборудование и инструмент для его осуществления. Авт. изобр. В.А. Настасенко. Заявка №98116838/28 от 08.09.98 // Б.И. – 2003. – №7 от 10.03.03. 10. Патент Российской Федерации №2169061, МПК В23F 21/16. Червячный инструмент, способ и оборудование для его изготовления. Авт. изобр. В.А. Настасенко. Заявка № 8116845/08 от 08.09.98 // Б.И. – 2001. – №17. 11. Производство зубчатых колес. Справочник / С.Н. Калашиников, А.С. Калашиников, Г.И.Коган и др. Под общ. ред. Б.А. Тайца. – М.: Машиностроение, 1990. – 464с. 12. Настасенко В.А. Червячные фрезы XXI века // Прогрессивные технологии машиностроения и современность. Междунар. науч.-техн. конф. – Севастополь, 1997. – С.176-177. 13. Справочник инструментальщика / И.А. Ординарцев, Г.Ф. Филиппов, А.Н. Шевченко и др. Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1987. – 846с. 14. Патент Российской Федерации, №2147496. Сборная червячная фреза. Авт. изобр. В.А. Настасенко. Заявка №98104494/08 от 10.03.98. Оpubл. 20.04.2000 // Б.И. – 2000. – №11.

Поступила (received) 14.03.2014

УДК 621.833

А.В. НЕМЕНКО, к.т.н., доцент кафедры технической механики и машиноведения СевНТУ, Севастополь;
М.М. НИКИТИН, инженер кафедры технической механики и машиноведения СевНТУ

ПРОГНОЗНАЯ ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Предложена схема моделирования процесса развития усталости в зубчатой передаче с помощью совместного использования цепей Маркова и асимптотических методов. Рассмотрены вопросы построения матрицы вероятностей переходов процесса на основании набора кривых выносливости. Показана применимость к оценке технического состояния редуктора средств контактной и акустической диагностики.

Ключевые слова: зубчатая передача, циклическая прочность, предельное состояние, прогноз.

Введение. Техническое состояние зубчатой передачи зависит от внутренних факторов и внешних воздействий, качественная и количественная характе-

ристика которых в каждом конкретном случае имеет свои особенности, что определяет критериальные оценки их производственного функционирования.

Элементы передачи в процессе эксплуатации подвергаются воздействию различных нагружающих влияний, вызывающих реорганизацию структуры материала из которого они изготовлены. Особенно опасны нагрузки, повторяющиеся во времени, т.к. они вызывают усталостное разрушение, т.е. повреждение, зарождающееся в подповерхностных объемах элементов, с развитием магистральной трещины, которая выходит на поверхность в фазе критического долома, что приводит к внезапным отказам и аварийности. Усталостный дефект связан с контактными и изгибными напряжениями и зависит от физико-механических характеристик материала нагружаемого объекта. Прогнозирование вероятности безотказной эксплуатации элемента на большом временном отрезке наработки зависит от изменения характеристик целевой функции на упреждающем участке временного интервала. Повышение достоверности прогноза достигается экспоненциальным сглаживанием взвешенных отклонений. Критерии оптимальности определяются результатами всех основных процессов с учетом их стохастичности и критичности к исследуемым параметрам.

Развитие усталости на микро- и макроуровне носит выраженный дискретный характер [2], при котором дислокации и собственно трещины распространяются скачкообразно. Модель диагностики, позволяющую установить вероятность перехода системы между фиксированными состояниями и вычислить ее характеристики в требуемом временном интервале, построим с помощью математического аппарата дискретных цепей Маркова.

Цель работы. Прогноз предельных состояний зубчатой передачи по совокупности оценочных параметров напряженно-деформированного состояния с учетом цикличности нагружений.

Постановка задачи. Процесс усталостных изменений в виде последовательности дискретных состояний, может быть представлен двумерным вектором, который построен на показателях контактной выносливости σ_{Hlim} , и пределу выносливости при изгибе σ_{Flim} . Вероятности переходов между состояниями зависят только от самих состояний.

Материал исследования. Рассмотренной постановке задачи соответствует модель марковского случайного блуждания с одним поглощающим экраном. При этом каждое состояние в терминах теории марковских цепей является существенным [3] – переходы возможны только в сторону увеличения порядкового номера состояния, обратные переходы невозможны. Граф состояний цепи в этом случае принимает вид, показанный на рисунке.

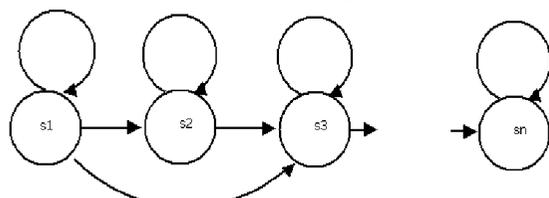


Рисунок – Граф состояний процесса усталостных изменений в зубчатой передаче

Для цепи с n состояниями эта вероятность рассчитывается как элемент строки i столбца n матрицы вероятностей переходов, возведенной в степень N

$$p_n = (P)_{i,n}^N \quad (1)$$

Повреждение поверхности зуба в зоне контакта и структурные изменения материала элемента в целом – явления суть одной природы, а пределы контактной выносливости и выносливости при изгибе сопоставимы [7], хотя их внешние проявления различны по характеру. Модель прогноза построим по интегральной совокупности конечных отказов.

Матрица вероятностей переходов применительно к рассматриваемой задаче принимает вид

$$P = \begin{pmatrix} p_{1,1} & p_{1,2} & p_{1,3} & p_{1,4} & \dots & p_{1,n-1} & p_n \\ 0 & p_{2,2} & p_{2,3} & p_{2,4} & \dots & p_{2,n-1} & p_{2,n} \\ 0 & 0 & p_{3,3} & p_{3,4} & \dots & p_{3,n-1} & p_{3,n} \\ 0 & 0 & 0 & p_{4,4} & \dots & p_{4,n-1} & p_{4,n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & p_{n-1,n-1} & p_{n-1,n} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & p_{n,n} \end{pmatrix} \quad (2)$$

с условием нормировки

$$\sum_{j=1}^n p_{ij} = 1, \quad (3)$$

где p_{ij} – начальная вероятность перехода зубчатой передачи из состояния S_i в состояние S_j за один шаг.

Физический смысл нулевых значений элементов матрицы (2), лежащих ниже главной диагонали, состоит в том, что с течением времени реальные значения напряжений не могут увеличиваться, поэтому вероятность перехода из состояния, характеризующегося большим индексом, в состояние с меньшим, определяемая этими элементами, равна нулю. Условие нормировки показывает, что вероятности переходов перекрывают все возможные исходы очередного шага изменения состояния системы.

Предельное состояние S_n при фиксированном нагружении передачи может быть найдено из условия выполнения нижеприведенных неравенств

$$\sigma_H > \sigma_{Hlim}; \quad (4) \quad \sigma_F > \sigma_{Flim}, \quad (5)$$

где σ_H , МПа, и σ_{Hlim} , МПа – фактическое и предельное соответственно значения контактных напряжений; σ_F , МПа, и σ_{Flim} , МПа – фактическое и предельное соответственно значения напряжений изгиба.

Для большинства объектов, описываемых марковскими процессами, матрица вероятностей переходов составляется на основании подсчета частот переходов, имевших место в прошлом, что, применительно к состояниям усталостного процесса представляет определенные затруднения, так как образцы в результате проведения испытаний разрушены. Также звенья передачи могут быть выполнены из разных материалов и вращаться с разными угловыми скоростями, поэтому время должно быть выражено через характерное количество циклов нагружения каждого звена. В этом случае диапазоны допустимых изменений предела выносливости могут быть разделены на n поддиапазонов, в которых параметры условно считаются имеющими постоянное значение. Тогда в каждом поддиапазоне состояния зубчатой передачи может быть один из следующих исходов: состояние остается тем же самым (что происходит с высокой, но не единичной вероятностью), или происходит переход в состояние со следующим по порядку индексом (постепенное развитие

усталости), или происходит переход в состояние, отличающееся на несколько индексов, либо сразу в состояние S_n (быстрое развитие трещины в процессе работы).

Источником качественного моделирования выносливости, позволяющим сделать выводы о порядке величин матрицы вероятностей переходов, является серия кривых выносливости для образцов из материала звеньев передачи. Практически, для любого набора образцов присутствует разброс количества циклов, при котором происходит разрушение при одном и том же режиме испытаний. В вероятностной интерпретации состоянием S_i будет уровень с фиксированной нагрузкой, переходом – разрушение образцов при одном и том же количестве циклов с разной нагрузкой. В частности, отсутствие разрушения образцов при создании в них напряжений, меньших предела выносливости, интерпретируется как нулевая вероятность перехода $i \rightarrow n$ и отсутствие в матрице (2) последних столбца и строки.

В результате для некоторого набора кривых выносливости после пересчета получим

$$p_{i,j} = \frac{a_{i,j}}{a_i}, \quad (6)$$

где $a_{i,j}$ – количество переходов из состояния S_i в состояние S_j ; a_i – общее число опытов с зафиксированным состоянием S_i в серии усталостных испытаний.

Оценку вероятностей перехода системы в одно из условных состояний целесообразно применить методы дальнего прогноза. Контролируемым параметром в данном случае будет значение предела выносливости $\sigma_{R\lim}$, которое может быть восстановлено по косвенным параметрам или при остановке механизма, или при мониторинге состояния непосредственно во время работы. В любом случае возникает задача экстраполяции полученного ряда значений с целью оценки ресурса T , решение которой будем искать на основании зависимости

$$\sigma_R(T) = \sigma_{R\lim}. \quad (7)$$

Разложим зависимость предельных напряжений от времени в асимптотический ряд

$$\sigma_{R\lim}(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{q_n}{t^n}, \quad t \rightarrow \infty. \quad (8)$$

Компоненты (8) связаны с коэффициентами асимптотического разложения

$$\sigma_{R\lim}(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{k'_n}{(t+1)^n}, \quad \text{при } t \rightarrow \infty. \quad (9)$$

Связь выражается следующими нижеприведенными соотношениями [4]:

$$\begin{cases} q_0 = q'_0; \\ q_1 = q'_1; \\ q_n = \sum_{i=1}^{n-1} (-1)^{n+i} \cdot \binom{n-1}{i-1} \cdot q'_i, \end{cases} \quad (10)$$

где $\binom{n-1}{i-1}$ – биномиальный коэффициент степени $(n-1)$ порядка $(i-1)$, который равен

$$\binom{n-1}{i-1} = \frac{(n-1)!}{(i-1)!(n-i)!}.$$

Коэффициенты (9), в свою очередь, могут быть получены как производные вспомогательной функции $u(t)$

$$\begin{cases} q'_0 = u(1); \\ q'_1 = -\left. \frac{d}{dx} \cdot u(x) \right|_{x=1}; \\ q'_n = (-1)^n \cdot \left. \frac{1}{n!} \cdot \frac{d^n}{dt^n} \cdot u(t) \right|_{t=1}, \end{cases} \quad (11)$$

которая задана соотношением

$$u(t) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n \cdot t^n, \quad (12)$$

где

$$\begin{cases} c_0^* = c_0; \\ c_1^* = c_1; \\ c_n^* = \sum_{s=0}^{n-1} \binom{n-1}{s} \cdot c_{n-s} = \sum_{s=1}^{n-1} \binom{n-1}{s-1} \cdot c_s. \end{cases} \quad (13)$$

Выражение (9) с использованием (12) будет иметь вид

$$\sigma_{R\lim}(t) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n \cdot t^n, \quad (14)$$

где c_n – коэффициенты разложения функции $\sigma_{R\lim}$ в ряд Маклорена.

Для вычислений коэффициентов функции (7) необходимо знать коэффициенты ряда (14). В случае выборки значений напряжений, при равноотстоящих значениях времени $t=t_0, t_1, \dots, t_i$, с интервалом Δt , формула для их приближенного вычисления принимает вид

$$c_n \approx \frac{\sum_{i=0}^n (-1)^i \cdot \binom{n}{i} \cdot \sigma_R(t_{n-i})}{n! \cdot (\Delta t)^n}. \quad (15)$$

Для повышения точности определения коэффициентов возможно использовать выборку с неравномерно отстоящими значениями и применять для определения c_n формулы численного дифференцирования Чебышева.

Аналитическими продолжениями (14) являются разложения функции $u(t)$ в степенные ряды

$$u(t) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n(a) \cdot (t-a)^n, \quad (16)$$

где a – некоторое произвольное значение.

Взаимное соответствие между коэффициентами разных аналитических продолжений ряда (6) может быть установлено по формуле

$$\begin{cases} c_0^*(a + \Delta a) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n^*(a) \cdot \Delta a^n; \\ c_k^*(a + \Delta a) = \sum_{n=k}^{\infty} c_n^*(a) \cdot \binom{n}{k} \cdot \Delta a^{n-k}, \end{cases} \quad (17)$$

где $c_k^*(a + \Delta a)$ – коэффициент порядка k разложения функции $u(x)$ в ряд,

$$u(x) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n^*(a + \Delta a) \cdot (x - a - \Delta a)^n; \quad (18)$$

$c_k^*(t)$ – коэффициент порядка k разложения.

Тогда

$$u(t) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n^*(a) \cdot (t - a)^n. \quad (19)$$

Суммирование ограничим номером коэффициента n , для которого выполняется

$$c_n(t) \cdot \binom{n}{k} \cdot \Delta t^{n-k} < \alpha, \quad (20)$$

где α – некоторое наперед заданное число.

Выберем шаг изменения центра сходимости аналитических продолжений $\Delta a = 1/n$, где n – целое число.

Последовательно применяя формулы (17) к ряду (12), получим рекуррентный вычислительный процесс, в ходе которого коэффициенты (11) могут быть вычислены по нижеприведенному выражению

$$\begin{cases} u(1) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n^*(1 - \Delta a) \cdot \Delta a^n; \\ \frac{1}{k!} \cdot \frac{d}{dt} \cdot u(1) = \sum_{n=k}^{\infty} c_n^*(1 - \Delta a) \cdot \binom{n}{k} \cdot \Delta a^{n-k}. \end{cases} \quad (21)$$

Уравнения (21) используются для вычисления коэффициентов ряда (7).

Предложенный алгоритм прогнозной оценки рассмотрим на примере вычисления предела выносливости стали 30ХГСА по данным [5]. Исходные

данные представлены в таблице 1.

N , тыс. ц.	32,4	63,5	64,6	64,9	84,2	147	182	364	630,2	1680
σ_{Rlim} , МПа	608	569	589	549	530	510	490	471	451	432

Для расчета по формуле (15) потребуются равноотстоящие по абсциссе значения, которые получим с помощью кусочно-линейной интерполяции и сведем в таблицу 2.

Таблица 2 – Результат интерполяции таблицы 1 при разбиении диапазона количества циклов на 15 частей

0	608,0	5	451,7	10	440,5
1	508,0	6	449,0	11	438,4
2	481,0	7	446,9	12	436,3
3	469,4	8	444,8	13	434,1
4	460,5	9	442,6	14	432,9

После преобразования (21) для коэффициента нулевого порядка разложения кривой выносливости получим следующую расчетную формулу

$$\sigma_{Rlim} = \sum_{n=0}^m \binom{m}{n} \cdot c_n, \quad (22)$$

где σ_{Rlim} – предел выносливости, МПа; c_n – коэффициенты, полученные аналогично (15),

$$c_n = \frac{(-1)^n \cdot \sum_{i=0}^n (-1)^i \cdot \binom{n}{i} \cdot \sigma_i}{n!}, \quad (23)$$

где σ_i – последовательный ряд напряжений из таблицы 2.

Существенным условием применимости формулы (22) и ей подобных является выбор количества используемых коэффициентов m . Не приводя здесь доказательства, отметим, что вычислительная погрешность (22) достигает локальных минимумов в случае близости m к корням уравнения

$$L_m^{(0)}(\alpha) - (1 + e^{-\alpha}) \cdot L_m^{(0)}(1) = 0, \quad (24)$$

где $L_m^{(0)}(\alpha)$ – обобщенный полином Лагерра; α – наибольшая разность соседних значений таблицы 2,

$$\alpha = \max(\sigma_i - \sigma_{i+1}). \quad (25)$$

Вычисления предела выносливости по каждой кривой проводились при m , удовлетворявших соотношению $7 \leq m \leq 14$ и корням функции (24), после чего находилось их среднеарифметическое. В результате получено согласующееся с таблицей значение

$$\sigma_{Rlim} = 424,9 \pm 12,5 \text{ МПа}. \quad (26)$$

Практическое применение предложенной методики требует информацию о текущем состоянии объекта исследования. Пределы контактной и изгибной выносливости не являются непосредственно измеряемыми величинами, поэтому диагностику следует проводить по косвенным параметрам. Поверхностная твердость в ряде случаев [6] коррелируема с фактическим пределом выносливости, что может быть использовано для контроля с помощью твердомеров на остановленном и частично разобранном агрегате, содержащем зубчатую передачу. Контроль состояния передачи в режиме реального времени целесообразно осуществлять с помощью диагностических систем.

Выводы. Рост усталостных повреждений в элементах зубчатой передачи может быть описан как дискретный марковский процесс. Препятствием практического применения такого подхода до настоящего времени является трудность и неоднозначность неразрушающего измерения ключевых характеристик материала, определяющих допустимость работы передачи на конкретном режиме, т.е. действительных значений контактной и изгибной выносливости. Развитие средств диагностики, сочетающих контактные и бесконтактные (в частности эмиссионные) методы позволяет применить предложенную методику для получения адекватной картины технического состояния зубчатой передачи и прогнозировать ее безотказную работу, что дополняет проекторочный расчет, где использованы усредненные механические характеристики материала ее элементов.

Список литературы: 1. Чернавский С.А. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский. – М.: Машиностроение, 1984. – 560с. 2. Иванова В.С. Природа усталости металлов / В.С. Иванова, В.Ф. Терентьев. – М.: Металлургия, 1975. – 456с. 3. Соколов Г.А. Теория вероятностей. Управляемые цепи Маркова в экономике / Г.А. Соколов, Н.А. Чистякова. – М.: Физматлит, 2005. – 248с. 4. Nikitin M.M. Asymptotic expansion of a function defined by power series / M.M. Nikitin. – arXiv.math/1006.0178. 5. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций / Е.К. Почтенный. – Минск: Арти-Фекс, 2002. – 188с. 6. Неменко А.В. Оценка эксплуатационной повреждаемости деталей механических систем по явлениям, сопровождающим их структурные изменения / А.В. Неменко, В.П. Сердобольская // Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем: М-лы межд. науч. техн. конф., Севастополь, 2004г. – Севастополь: СевНТУ, 2004. – С.145-148. 7. Неменко А.В. Приборы контроля работоспособности деталей машин по поверхностной твердости / А.В. Неменко, В.П. Сердобольская // Приборостроение: Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – Вып.39. – Киев: Техника, 1987. – С.29-32.

Поступила (received) 20.02.2014

А.П. ПОПОВ, д.т.н., проф., заведующий каф. механики и конструирования машин НУК им. адм. Макарова, Николаев;
Л.А. ПОПОВА, научный сотрудник НУК им. адм. Макарова;
О.И. САВЕНКОВ, ассистент НУК им. адм. Макарова

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ДВУХПАРНЫМ ТОЧЕЧНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ЗУБЬЕВ

В статье впервые рассмотрена зубчатая передача с двухпарной и пространственной точечной системой зацепления зубьев, обладающая высокой нагрузочной способностью, уменьшенными весогабаритными показателями и улучшенными виброакустическими характеристиками с учётом конструктивных, технологических и эксплуатационных показателей.

Ключевые слова: передача, зубья, точка, напряжения, вибрация.

Постановка проблемы. Повышение нагрузочной способности зубчатых передач по контактным напряжениям и напряжениям изгиба, уменьшение их весогабаритных показателей и улучшение виброакустических характеристик является актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет дальнейшее развитие и совершенствование современного редукторостроения. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих научных программ и заданий практических во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые передачи.

Анализ последних исследований. При решении вышеуказанной научной проблемы были предприняты попытки по созданию новых видов зубчатых передач с новыми видами зацеплений, к которым относятся энкаитное, эволютное, смешанное, эвольвентно-циклоидальное, эксцентриково-циклоидальное зацепление и т.д. Отдавая дань уважения исследователям, разработавшим указанные зацепления, тем не менее, нельзя не отметить, что упомянутые зацепления не сыграли решающей роли в развитии редукторостроения.

В данной работе впервые излагаются зубчатые передачи с пространственной точечной двухпарной системой зацепления зубьев. Разработка указанных зубчатых передач базируется на новой теории контактной прочности и новых технических решениях [4-8].

Цель работы. Доказательство высокой эффективности запатентованных зубчатых передач с пространственной точечной системой зацепления зубьев, не имеющих аналогов в мировом редукторостроении.

Изложение основного материала. Прежде чем перейти к изложению зубчатых передач с пространственной точечной двухпарной системой зацепления зубьев целесообразно кратко рассмотреть основные положения новой теории контактной прочности упруго сжатых тел [6, 8], которая, как уже указывалось, является основой для разработки высокоэффективных зубчатых передач.

Во-первых, необходимо отметить, что решения Генриха Герца применительно к упруго сжатым сферическим телам с начальным (до нагружения) точечным контактом получены в явном виде, и они полностью совпадают с решениями [8].

Указанные решения пространственной контактной задачи в разные годы различными авторами подтверждены экспериментальными исследованиями в статике, связанные с определением размеров площадки в виде круга.

Что касается решений Герца применительно к начальному точечному взаимодействию упруго сжатых тел, характеризующихся в процессе нагружения

© А.П. Попов, Л.А. Попова, О.И. Савенков, 2014

эллиптической площадкой контакта, то эти решения при определении максимальных контактных напряжений σ_{\max} и размеров малой a и большой b полуосей эллиптической площадки контакта получены в неявном виде. Более того, как следует из источников информации, экспериментальные исследования по определению полуосей a и b никем и никогда не проводились.

Однако главное в указанных решениях заключается в том, что полученные величины напряжений σ_{\max} , исходя из этих решений, достигают очень больших величин, не имеющих места в реальных конструкциях, включая и зубчатые передачи. В связи со сказанным передачи Новикова, конические зубчатые передачи со спиральными зубьями и гипоидные зубчатые передачи, характеризующиеся начальным точечным зацеплением зубьев, при определении σ_{\max} рассчитываются по известной формуле Герца, характерной для линейного контакта зубьев, которая не отражает сути точечного взаимодействия тел.

Для подтверждения неприемлемости решений Герца при нахождении σ_{\max} в случае начального точечного зацепления зубьев выполним расчет передачи Новикова ОЛЗ-1,35-0,15, которая характеризуется данными [9]: $z_1=34$; $z_2=70$; $m_n=5$ мм; $\alpha_k=27^\circ$; $\beta=15^\circ$; $b_w=60$ мм; $F_n=2,1 \cdot 10^5$ Н; $v=0,3$; $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа. В таблице 1 приведены величины σ_{\max} , найденные не только по Герцу [10], но и по методикам расчетов других авторов, основанных на решениях Герца, за исключением [8].

Таблица 1 – Значения величин σ_{\max}

Определяемые параметры	[1]	[2]	[3]	[8]	[10]
	ВНИИНАМШ	Ковалёв М.П.	Макушин М.И.	Попов А.П.	Г.Герц
Напряжения σ_{\max} , МПа	4473	3848	9818	698	9771

Из таблицы 1 очевидно, что напряжения σ_{\max} , за исключением [8], отличаются друг от друга в $9818/3848=2,55$ раза, что эквивалентно различиям по нагрузочной способности в $2,55^3$ раза. Напряжения $\sigma_{\max}=698$ МПа [8] близким к действительным напряжениям в указанной передаче, что очевидно из следующих рассуждений. Если от передачи Новикова ОЛЗ-1,35-0,15 перейти, меняя размеры и параметры зацепления, к косозубой зубчатой передаче, то в этом случае максимальные контактные напряжения $\sigma_{\text{ГР}}=783$ МПа. Сравнивая между собой $\sigma_{\max}=698$ МПа и $\sigma_{\text{ГР}}=783$ МПа, отмечаем, что нагрузочная способность передачи Новикова ОЛЗ-1,35-0,15 по контактным напряжениям выше таковой косозубой передачи в $(783/698)^3=1,411$ раза, что соответствует истине [9].

Таким образом, очень высокие напряжения σ_{\max} в передачах Новикова, конических зубчатых передачах со спиральными зубьями и в гипоидных зубчатых передачах, характеризующихся до нагружения точечным контактом зубьев, полученные с использованием решений Герца, при которых указанные передачи неработоспособны, хотя в действительности они работоспособны, что подтверждает практика их эксплуатации, послужили основанием для создания новой теории контактной прочности с начальным точечным и линейным взаимодействием упруго сжатых тел [8].

Основа указанной теории базируется на полученных двух равнозначных функций контактной деформации применительно как к линейному, так и к точечному взаимодействию упруго сжатых тел. При этом первая функция контактных деформаций определяется с учётом конфигураций контактирующих тел и формы зазора между телами до и после нагружения. Вторая функция контактных деформаций базируется на гипотезе Винклера.

При этом гипотеза Винклера, характеризующая зависимость между посадкой кромки упругого основания и интенсивностью его реакции, характер-

на для случая решения плоских контактных задач, т.е. когда посадка кромки и интенсивность реакции упругого основания являются переменными величинами только лишь x . В новой теории контактной прочности [8] гипотеза Винклера доработана, расширена и впервые использована для решений пространственных задач, когда просадка кромки упругого основания и интенсивность его реакции определяются переменными величинами x и y .

Для получения точечного зацепления в традиционных эвольвентных передачах необходимо прямолинейные образующие боковых поверхностей зубьев шестерни заменить криволинейными образующими с постоянным радиусом кривизны $R = b_w^2 / 8\Delta S$, где b_w – ширина зубчатого венца шестерни, равная длине прямых зубьев; ΔS – параметр криволинейности образующих поверхностей зубьев шестерни в торцевых сечениях зубьев, при этом $0,005\text{мм} \leq \Delta S \leq 0,03\text{мм}$.

В качестве расчетных моделей контакта рассматриваемого зубчатого зацепления (рисунок 1) выступают в плоскости zOx (а) модель контакта двух упруго сжатых круговых цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , а в плоскости zOy (б) – модель контакта кругового цилиндра, имеющего радиус R , с плоскостью.

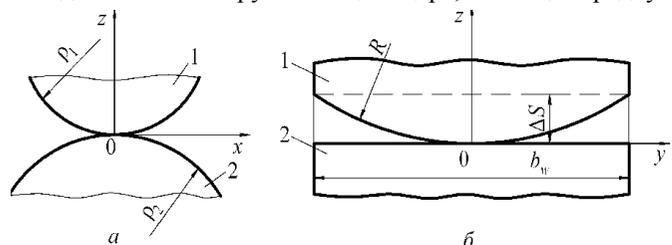


Рисунок 1 – Расчетные модели контакта цилиндров 1 и 2 в плоскости zOx (а) и цилиндра с плоскостью 2 в плоскости zOy (б) в соответствии с решениями новой теории контактной прочности имеют вид [8]:

$$\sigma_{\max} = 0,333 \sqrt[3]{\frac{\alpha(\alpha + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}; \quad (1) \quad a = 1,2023 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu) E}}; \quad (2) \quad b = 1,2023 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha + \nu) E}}, \quad (3)$$

где $\alpha = \sqrt{\rho_w / R_w}$ – коэффициент; $\rho_w = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$, $R_w = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ – приведенные радиусы кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях zOx и zOy ; E – модуль упругости; F_n – нормальная сила.

В предлагаемых зубчатых передачах имеем $R_1 = R$ и $R_2 = \infty$, в связи с чем $R_w = R$. Если в уравнениях (1)-(3) принять коэффициент $\alpha = 1$, что соответствует модели контакта сферических тел, так как $\rho_w = R_w = \rho$, то в этом случае получим:

$$\sigma_{\max} = 0,393 \sqrt[3]{\frac{E^2 F_n}{\rho_w^2}} \quad \text{и} \quad r = a = b = 3 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{E^2}},$$

где r – радиус круговой площадки контакта упруго сжатых сферических тел.

Два последних уравнений, как частный случай уравнений (1)-(3), целиком и полностью совпали с аналогичными уравнениями Герца [10], полученными впервые им применительно к упруго сжатым сферическим телам, что позволяет сделать вывод о достоверности выражений (1)-(3).

Уравнения (1)-(3) получены для случая линейной зависимости между упругими перемещениями тел и возникающими при этом контактными напряжениями.

Если решения выполнить в нелинейной постановке при показателе степени нелинейности $n=0,7$, то в этом случае уравнения (1)-(3) примут вид [8]:

$$\sigma_{\max} = 0,2943 \sqrt[3]{\frac{\alpha(\alpha + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}; \quad (4) \quad a = 1,2753 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu) E}}; \quad (5) \quad b = 1,2753 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha + \nu) E}}. \quad (6)$$

Учет влияния нелинейности между упругими перемещениями тел и напряжениями, привёл, как следует из уравнений (1) и (4), к повышению нагрузочной способности контактирующих зубьев в $(0,33/0,294)^3 = 1,414$ раза. При решении плоской контактной задачи при определении σ_H вместо коэффициента 0,418 [10] будет коэффициент 0,396, в связи с чем напряжения составят $(0,418/0,396)^2 = 1,114$ раза. Таким образом, с учётом указанной нелинейности нагрузочная способность по контактными напряжениями точечного зацепления зубьев превысит таковую при линейном взаимодействии зубьев в $1,414/1,114 = 1,27$ раза.

На основании новой теории контактной прочности впервые установлено ранее неизвестное объективно существующее свойство упруго сжатых зубьев с начальным точечным касанием, заключающееся в том, что при определенных величинах приведенных радиусов кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и установленного соотношения между ними максимальные контактные напряжения могут быть не только больше напряжений, имеющих место при линейном взаимодействии зубьев, но эти напряжения могут быть меньше или равны указанным напряжениям.

Для подтверждения сказанного выполним расчёт прямозубой зубчатой передачи, исходя из $z_1 = 33$; $z_2 = 127$; $m = 4\text{мм}$; $b_w = 77\text{мм}$; $\alpha_w = 20^\circ$; $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$; $E = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{МПа}$; $F_n = 2,1 \cdot 10^4 \text{Н}$; $\Delta S = 0,0120$; $0,0527$; $0,1000$; $0,2000$; $2,2395\text{мм}$. По общеизвестной зависимости (7) определяем $\rho_w = 17,916\text{мм}$, а по формуле Герца для начального линейного контакта зубьев

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E F_n}{b_w \rho_w}} \quad (7)$$

находим напряжения и $\sigma_H = 747\text{МПа}$.

Расчетные данные зубчатой передачи приведены в таблице 2.

Напряжения σ_{\max} при $R = 3705 \dots 61730\text{мм}$ определялись по формуле (1), а при $R = 17,916\text{мм}$ и коэффициенте $\alpha = 1$ – по формуле для упруго сжатых сферических тел. Из

Таблица 2 – Расчетные данные зубчатой передачи

Определяемые параметры	Параметры ΔS , мм				
	0,0120	0,0527	0,1000	0,2000	2,2395
Радиус R , мм	61730	14057	7411	3705	17,916
Коэффициент α	0,0170	0,0357	0,0492	0,0695	1,000
Напряжения σ_{\max} , МПа	561	747	1453	2201	5592

таблицы 2 очевидно, что при $R = 61730\text{мм}$ напряжения $\sigma_{\max} < \sigma_H = 747\text{МПа}$. Если принять $\rho_w = R = 17,916\text{мм}$ (модель контакта двух упруго сжатых шаров), то в этом случае $\sigma_{\max} = 5592\text{МПа}$. Новая теория контактной прочности подтверждена путём проведения экспериментальных исследований в статике и на штатном редукторе [7, 8].

А теперь перейдём непосредственно к определению углов поворота вторых венцов шестерни и колеса относительно первых венцов шестерни и колеса на углы соответственно φ_1 и φ_2 , исходя из рисунков 2 и 3.

Для определения углов поворота (рисунок 2) зубчатой передачи с прямыми зубьями, характеризуемой двухпарным точечным их зацеплением, воспользуемся треугольниками 0_1pa и 0_2pa (рисунок 3), исходя из которых на основе теоремы косинусов запишем:

$$\cos \varphi_1 = \frac{(0_1 p)^2 + (0_1 a)^2 - (ap)^2}{2(0_1 p)(0_1 a)}; \quad (8) \quad \cos \varphi_2 = \frac{(0_2 p)^2 + (0_2 a)^2 - (ap)^2}{2(0_2 p)(0_2 a)}, \quad (9)$$

где $0_1 p = r_1$; $0_2 p = r_2$ – радиусы делительных окружностей шестерни и колеса; $N_2 a = N_1 N_2 - N_1 a$; $N_1 N_2 = \rho_1 + \rho_2$; $0_1 a = \sqrt{r_{b1}^2 + \rho_{1\min}^2}$; $0_2 a = \sqrt{r_{b2}^2 + (N_2 a)^2}$; $\rho_{1\min} = N_1 N_2 - N_2 a = \rho_1 + \rho_2 - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}$; $N_1 a = \rho_{1\min}$; $ap = N_1 p - N_1 a$; $N_1 p = \rho_1$; $\rho_1 = m z_1 \sin \alpha_w / 2$; $\rho_2 = m z_2 \sin \alpha_w / 2$; $\rho_{1\min}$ – минимальный радиус кривизны сопряженной пары зубьев на входе в зацепление; r_{a2} – радиус окружности выступов зубьев колеса; r_{b1} , r_{b2} – радиусы основных окружностей шестерни и колеса; m – модуль; z_1 , z_2 – числа зубьев шестерни и колеса; α_w – угол зацепления.

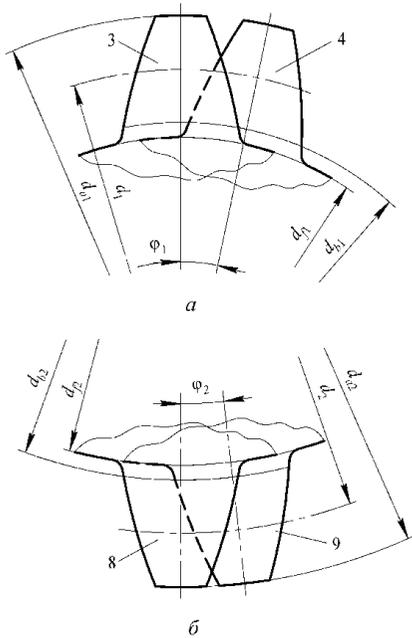


Рисунок 2 – Поворот зубьев 1 шестерни (а) и зуба 2 колеса (б) в окружном направлении венцов

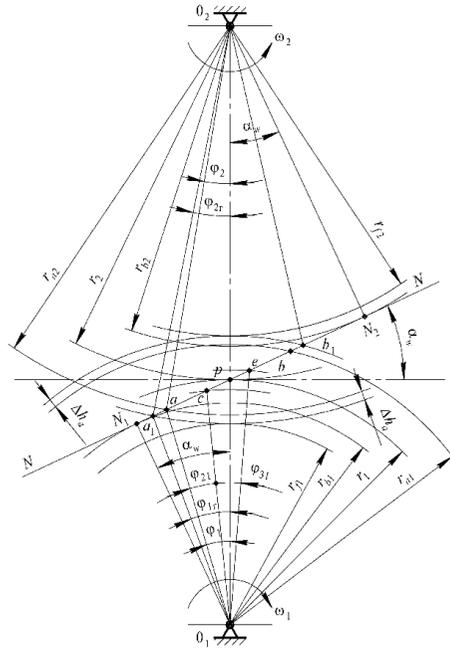


Рисунок 3 – К определению углов поворота венцов зубчатых колес в окружном направлении

В результате подстановки в уравнения (8) и (9) вышеприведенных обозначений и выражений получим зависимости углов поворота φ_1 и φ_2 , а именно:

$$\varphi_1 = \arccos \frac{r_1^2 + r_{b1}^2 + \rho_{1\min}^2 - (\rho_1 - \rho_{1\min})^2}{2r_1 \sqrt{r_{b1}^2 + \rho_{1\min}^2}}; \quad (10) \quad \varphi_2 = \arccos \frac{r_2^2 + r_{a2}^2 - (\rho_1 - \rho_{1\min})^2}{2r_2 r_{a2}}. \quad (11)$$

При двухпарном точечном зацеплении зубьев расчет напряжений σ_{\max} , малой a и большой b полуосей эллиптической площадки контакта осуществляется по формулам (1)-(3) с той лишь разницей, что вместо силы F_n в эти формулы следует ввести силу $kF_n/2$, где $k=1,06 \dots 1,1$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями венцов шестерни и колеса. В соответствии со сказанным запишем:

$$\sigma_{\max} = 0,262 \sqrt{\frac{\alpha(\alpha + \nu)^2 k E^2 F_n}{\rho_w^2}}; \quad (12) \quad a = 0,954 \sqrt{\frac{\alpha \rho_w k F_n}{(\alpha + \nu) E}}; \quad (13) \quad b = 0,954 \sqrt{\frac{\rho_w k F_n}{\alpha^2 (\alpha + \nu) E}}. \quad (14)$$

Если исходить из равенства напряжений $\sigma_{\max} = \sigma_H$, определяемых по формулам (1) и (7), то в этом случае при неизменных осевых размерах можно определить диаметральные размеры зубчатой передачи с точечным зацеплением зубьев, которые по своей величине будут меньше размеров зубчатой передачи с линейным зацеплением зубьев. Если в зубчатой передаче с точечным зацеплением зубьев оставить без изменения диаметральные размеры при $\sigma_{\max} = \sigma_H$, то в данном случае можно определить осевые размеры, которые также будут меньше таковых, имеющих место при линейном зацеплении зубьев.

В соответствии со сказанным, приравняв правую часть выражения (1) к левой части выражения (7), найдем два трансцендентных уравнения:

$$\frac{(\alpha + \nu)^2}{\rho_w^2} = 55,6 \frac{\sigma_H^3}{k E^2 F_n}; \quad (15) \quad (\alpha + \nu)^2 = 55,6 \frac{\rho_w^2 \sigma_H^3}{k E^2 F_n}. \quad (16)$$

Кроме того при точечном взаимодействии зубьев нагрузка по сравнению с линейным зацеплением распределяется по большей площадке контакта, что приводит к уменьшению напряжений изгиба σ_n в $1/K_R$, где K_R – коэффициент, который применительно к двухпарному зацеплению зубьев имеет вид [8]:

$$K_R = 0,753 \sqrt{b_w} \sqrt[3]{\alpha(\alpha + \nu)^2} \sqrt{\frac{E}{k \rho_w F_n}}. \quad (17)$$

Выражение (17) получено в предположении, что зуб при расчёте на изгиб следует рассматривать не как консольную упруго заданную балку, а как заданную прямоугольную пластину эквивалентной толщины.

При определении снижения уровня вибрации и шума ΔL в децибелах (дБ) в рассматриваемой зубчатой передаче при $n \geq 2$ можно воспользоваться уравнением [8], которое имеет вид:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{n_1(n_1 + 1)}{2n}, \quad (18)$$

где n – число венцов; $n_1 = n \varepsilon_\alpha$ – число пар зубьев венцов, находящихся в контакте; ε_α – коэффициент торцевого перекрытия зубьев, равный

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha_w};$$

a_w – межосевое (межцентровое расстояние).

При использовании уравнения (17) количество пар зубьев в контакте принимается как целое число. Например, $n=2$ и $\varepsilon_\alpha=1,825$, тогда $n_1 = n \varepsilon_\alpha = 3,65$ принимается в виде целого числа, равного $n_1=3$. В соответствии со сказанным величина ΔL , найденная по формуле (18), составляет 9,54 дБ.

Для более существенного снижения уровня вибрации и шума ΔL , что характерно для зубчатых передач, например судов специального назначения, выполним расчёт данного зацепления с "глубоким" профилем зубьев, исходя из высоты головки зуба $h_a=1,25m$ и величины радиального зазора $c=(0,3 \dots 0,5)m$. Затем по формуле [8] для зубьев с "глубоким" профилем определим коэффициент торцевого перекрытия зубьев $\varepsilon_\alpha=2,379$, а из выражения (18) с учётом того, что α число пар зубьев

ев венцов $n_1=2 \cdot 2,379=4,758$ принято равным 4, найдем величину $\Delta L=14$ дБ.

Для оценки эффективности предлагаемой зубчатой передачи рассмотрим I ступень двухступенчатого прямозубого редуктора, которая характеризуется следующими данными: $z_1=36$; $z_2=110$; $m_n=6$ мм; $\alpha_w=20^\circ$; $b_w=215$ мм; $\nu=0,3$; $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $F_{n1}=F_{n2}=3,93 \cdot 10^4$ Н.

При переходе от одновенцовой I ступени редуктора к двухвенцовой ступени принимаем $\Delta S=0,010$ мм и $c=7$ мм, тогда $b_m=(b_w-c)/2=104$ мм. По общеизвестным формулам и формуле [8]

$$\rho_{1\min} = \frac{m}{2} [z_1 + z_2] \sin \alpha_w - \sqrt{(z_2 + 2)^2 - (z \cos \alpha_w)^2}$$

находим: $\rho_1=36,936$ мм; $\rho_2=112,86$ мм; $\rho_w=27,828$ мм; $R=135,2 \cdot 10^3$ мм; $\alpha=0,0148$; $r_{a1}=114$ мм; $r_{a2}=336$ мм; $r_{b1}=101,52$ мм; $r_{b2}=310,2$ мм; $a_w=438$ мм; $\varepsilon_\alpha=1,761$; $n_1=n\varepsilon_\alpha=2 \cdot 1,761=3,522$, приняв $n_1=3$.

Затем на основании выражений (10) и (11) определяем $\varphi_1=8,51^\circ$ и $\varphi_2=2,78^\circ$, причем $\varphi_2/\varphi_1=u=z_2/z_1=3,055$. Далее, исходя из зависимостей (7) и (12), вычисляем $\sigma_H=491$ МПа и $\sigma_{\max}=396$ МПа, а по формуле (17) – коэффициент уменьшения напряжений изгиба зубьев (при $k=1,1$), который равен $K_R=0,644$. Кроме того, снижение уровня вибрации и шума предлагаемой зубчатой передачи в соответствии с формулой (18) составит $\Delta L=9,54$ дБ.

На основании выполненных расчетов σ_{\max} , σ_H и коэффициента K_R заключаем, что нагрузочная способность рассматриваемой зубчатой передачи по контактным напряжениям в $(491/396)^3=1,9$ раза выше таковой по сравнению с традиционной зубчатой передачей, а по напряжениям изгиба выше в $1/0,644=1,55$ раза. К сказанному следует добавить, что повышение нагрузочной способности зубчатой передачи в 1,9 раза не учитывает положительного влияния нелинейной зависимостью между упругими деформациями зубьев и возникающими при этом контактными напряжениями, а также то обстоятельство, что допускаемые напряжения $[\sigma_{\max}]$ при точечном зацеплении зубьев выше таковых $[\sigma_H]$ при линейном зацеплении зубьев в 1,5...2 раза.

А теперь перейдем к оценке габаритных показателей рассматриваемой зубчатой передачи, воспользовавшись трансцендентными уравнениями (15) и (16). В уравнении (15) в качестве переменной величины выступает приведенный радиус кривизны ρ_w , изменение которого при постоянной величине радиуса R и длины зубьев венца b_m сопровождается изменением коэффициента α . В уравнении (16), наоборот приведенный радиус кривизны ρ_w является величиной неизменной, а в качестве переменных выступают величины b_m и R , в соответствии с которыми изменяется коэффициент α .

В соответствии с вышеизложенным в результате решения трансцендентного уравнения (15) определим величину $\rho_w=18$ мм, которая указывает на то, что при $\sigma_{\max}=\sigma_H$ и неизменных осевых размерах рассматриваемая зубчатая передача характеризуется уменьшением диаметральных размеров в $27,828/18=1,546$ раза. При этом межосевое расстояние будет также уменьшено в 1,546 раза и оно составит $a_w=438/1,546=284$ мм.

При решении трансцендентного уравнения (16), которое при неизменных диаметральных размерах учитывает уменьшение осевых размеров зубчатой передачи, получим длину зубьев $b_m=60$ мм. При $b_m=60$ мм осевой размер зубчатой передачи составит $b_w=2b_m+c=2 \cdot 60+7=127$ мм, что при равенстве $\sigma_{\max}=\sigma_H$ указывает на снижение осевых габаритов анализируемой передачи в $215/127=1,69$ раза.

Если осуществить одновременное уменьшение ρ_w и b_m рассматриваемой зубчатой передачи, то в этом случае как диаметральные, так и осевые размеры зубчатой передачи будут одновременно снижены примерно в 1,33 раза. Указанное уменьшение габаритов зубчатой передачи сопровождается, как известно, снижением их веса.

Выводы:

1. Впервые разработаны зубчатые передачи с пространственной точечной и двухпарной системой зацепления зубьев, характеризуемые высокой нагрузочной способностью по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба, а также улучшенными весогабаритными показателями и виброакустическими характеристиками.

2. Установлено, что нагрузочная способность данных передач по контактным напряжениям выше таковой традиционных зубчатых передач с линейным зацеплением зубьев в 1,7...2,2 раза, а по напряжениям изгиба – в 1,4...1,7 раза.

3. Указанные зубчатые передачи характеризуются также снижением уровня вибрации и шума ΔL от 9 дБ 15 дБ. При этом меньшие значения ΔL характерны для зубьев с нормальным профилем, а большие значения ΔL для зубьев с "глубоким" профилем.

Список литературы: 1. ВНИИМАШ. Передачи Новикова с твердостью зубьев $HV>350$. Расчет на прочность. [Текст] // Методические рекомендации. – М., 1987. – 87с. 2. Ковалёв М.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников [Текст] / М.П. Ковалёв, М.З. Народецкий. – М.: Машиностроение, 1980. – 375с. 3. Макушин М.И. Напряженное состояние и прочность в местах контакта [Текст] / М.И. Макушин // Труды кафедры сопромата МВТУ, 1947. – С.79-145. 4. Пат. 77304 на винахід. Україна. Зубчата передача з криволінійними твірними зубів [Текст] / О.П. Попов. – а2004121281; заявл. 14.02.04; опубл. 15.11.06. Бюл. №11. 5. Пат. 81008 на винахід. Україна. Зубчата передача Попова О.П. з точковою і двопарною системою зачеплення евольвентних зубів [Текст] / О.П. Попов. – а200507850; заявл. 08.08.05; опубл. 26.11.07. Бюл. №19. 6. Alexey Popov. Новая теория контактной прочности упруго жестких тел [Текст] / Popov Alexey // Lublin (Poland). – Изд-во Motrol, 2010. – С.223-231. 7. Попов А.П. Разработка высокоэффективных зубчатых передач на основе новой теории контактной прочности [Текст] / А.П. Попов, А.И. Мироненко // Специализированный информационно-аналитический журнал "Газотурбинные технологии". – М., 2011. – №4(95). – С.32-37. 8. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А.П. Попов. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с. 9. Федякин Р.В. Расчет цилиндрических передач Новикова и фрикционных передач [Текст] / Р.В. Федякин, В.А. Чесноков // Изв. ВВИА им. проф. Жуковского. – М., 1982. – 144с. 10. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении [Текст]. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит-ры, 1948. – 891с.

Поступила (received) 16.02.2014

УДК 621.833

Р.В. ПРОТАСОВ, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР;
В.И. СЕРИКОВ, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР

ФОРМИРОВАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ И АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭВОЛЮТНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Памяти проф. А.Г. Приймакова посвящается

В статье рассмотрено создание параметрической 3D-модели эволютной зубчатой пары, зубья которой контактируют в полюсе зацепления. Построена упрощенная расчетная модель и, используя ее геометрию, создана конечно-элементная сетка. На основании метода конечных элементов определено напряженно-деформированное состояние зубчатой пары для случая однопарного зацепления в полюсе.

Ключевые слова: эволютная передача, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, контактное давление.

Введение. Постановка задачи. Работы [1, 2] посвящены вопросам исследования качественных показателей и нагрузочной способности эволютных передач, предложенных А.И. Павловым [3]. Основным фактором, влияющим на работоспособность силовой зубчатой передачи, является контактная прочность зубьев.

© Р.В. Протасов, А.В. Устиненко, В.И. Сериков, 2014

Контактная прочность некоторых эволютных передач была определена аналитически в работе [2] на основании формулы Г. Герца [4]. Однако в последнее время все более широкое применение находит метод конечных элементов (МКЭ), позволяющий рассчитать напряженно-деформированное состояние (НДС) всего зуба, а именно получить полную и достоверную картину распределения деформаций и напряжений по поверхности контакта и в глубине зуба.

МКЭ является достаточно мощным современным методом численного моделирования физико-механических процессов. Он реализован в виде универсальных программных комплексов ANSYS, NASTRAN, Cosmos. Применение программных комплексов такого класса связано с временными затратами и высокой вычислительной мощностью компьютеров. Следовательно, с целью рационального использования указанных ресурсов с одной стороны и достоверных результатов расчета с другой необходимо создать качественную и адекватную расчетную модель. Однако добиться указанного баланса возможно лишь при проведении серии расчетов с различными параметрами конечно-элементной (КЭ) модели.

Поэтому возникает актуальная задача определения параметров конечно-элементной сетки для исследования НДС эволютной передачи в случае однопарного контакта зубьев в полюсе.

Целью работы является определение НДС в зацеплении цилиндрической прямозубой эволютной передачи в зависимости от параметров КЭ сетки и сопоставлении полученных результатов с данными из работы [2].

Характеристики и условия зубчатого зацепления. Для расчета была выбрана зубчатая пара с геометрическими параметрами (таблица 1). Исходные данные по нагружению передачи приведены в таблице 2. Аналог данной зубчатой пары с эвольвентным зацеплением используется в КПП трактора Т-150К [5].

Технология построения конечно-элементной модели. Для построения параметрической модели эволютной зубчатой пары в качестве базовой САЕ-системы была принята Pro/ENGINEER, а в качестве базовой САЕ-системы – ANSYS Workbench.

Таблица 1 – Основные геометрические параметры зубчатой пары

Параметр	Обозначение	Шестерня	Колесо
Число зубьев	z	33	32
Ширина зубчатого венца	b , мм	30	30
Начальный диаметр	$d_{w1(2)}$, мм	160	165
Угол зацепления	α , °	15	
Модуль зацепления	m , мм	5	
Межосевое расстояние	a_w , мм	82,5	
Коэффициент смещения	x	0	

Таблица 2 – Исходные данные

Параметр	Обозначение	Величина
Частота вращения шестерни	n_1 , об/мин	2100
Крутящий момент на шестерне	T_1 , Н·м	562,6
Передаточное число	u	0,9697

Рабочий профиль и переходная кривая эволютной передачи были построены по 200 точкам в плоскости xu с точностью координат 7 знаков после запятой. Точки профиля были размещены в рабочей плоскости при помощи инструмента Datum Point. Затем по этим точкам был построен сплайн инструментом Curve.

Система Pro/ENGINEER позволяет оценить кривизну построенной кривой (рисунок 1). Это особенно важно при подготовке модели к расчету на контактную прочность, так как неточный боковой профиль будет иметь микронеровности, которые приведут к интерференции или зазору в месте контакта.

Конечно-элементная модель эволютной зубчатой передачи. Зубчатая пара представляет собой два цилиндрических твердых тела, в которых зуб шестерни и

зуб колеса контактируют в одной точке. Следовательно, для расчетов достаточно оставить сектор с тремя зубьями на каждом зубчатом колесе, толщина обода принимается равной 3 модуля [6]. В зоне контакта в каждом зубе создается отдельное тело в виде полужилиндра с диаметром 1,5мм для задания размеров КЭ, сопоставимых с размерами пятна контакта. Дополнительно модель будет упрощена удалением фасок и скруглений. Учитывая симметрию зубчатых колес относительно срединной плоскости, половина шестерни и колеса будут удалены, а в САЕ-системе будут заданы условия симметрии по плоскости среза. Эти упрощения позволяют сэкономить время расчета и ресурсы компьютера без ухудшения точности результата.

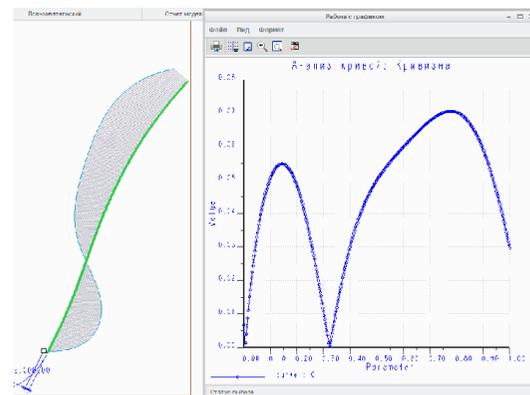


Рисунок 1 – Кривизна рабочего профиля эволютного зуба

После импорта модели в программу ANSYS Workbench для расчета нужно внести или создать следующие данные:

- создание поверхностей контакта в полюсе с коэффициентом трения 0,1;
- применение свойств материала (сталь): коэффициент Пуассона $\nu=0,3$; модуль упругости $E_1=E_2=2,1 \cdot 10^{11}$ МПа; плотность $\rho=7850$ кг/м³;
- тип элементов: для вставки – "hex dominant"; для остальной части – tetrahedrons;
- размер элемента: для вставки в зоне контакта 0,1мм и 0,05мм; для остальной части 3мм;
- создание вращательного момента шестерни вокруг оси z величиной 281,3Н;
- внесение граничных условий: для зубчатого колеса – полное фиксирование; для шестерни – ограничение всех степеней свободы кроме вращения вокруг оси z .

В результате создания КЭ модели было получено 247 тыс. узлов и 84 тыс. элементов. На рисунке 2,а показан общий вид КЭ модели, а на рисунке 2,б – вставка в месте контакта зубьев с более мелкой сеткой.

По результатам расчета было получено распределение контактных напряжений на компьютерной модели, которое показано на рисунке 3.

Расчет по формуле Герца дает одинаковые значения давления по всей длине контактной линии. В свою очередь, расчет при помощи МКЭ учитывает краевые эффекты, поэтому в случае равной ширины зубчатых венцов шестерни и колеса контактные давления у торцов зубьев уменьшаются.

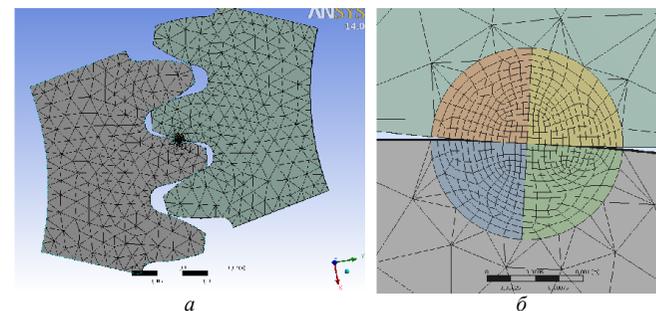


Рисунок 2 – Конечно-элементная модель:
а – общий вид; б – вставка в месте контакта

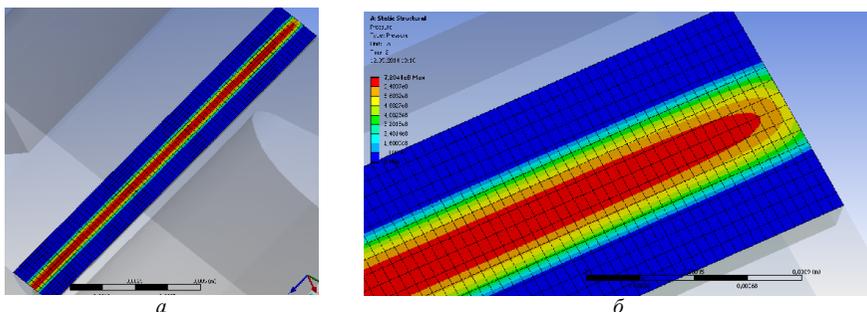


Рисунок 3 – Контактные давления: *a* – пятно контакта по половине ширины зуба; *б* – краевой эффект

Как видно из рисунка 3, *б*, размер КЭ в области контакта удовлетворяет условию – 4 элемента на ширину пятна контакта, что является достаточным при решении контактной задачи [7].

Был проведен повторный расчет с размером КЭ в зоне контакта – 0,05мм с целью определения погрешности расчета МКЭ. Статистика КЭ моделей и результаты расчетов приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Анализ результатов расчета с различными КЭ сетками

Размер элемента	Узлов, тыс.	Элементов, тыс.	Контактные давления по МКЭ, МПа	Контактные давления по Герцу, МПа
0,1мм	247	84	680	802
0,05мм	490	168	720	

Анализ полученных результатов показывает, что с уменьшением размера КЭ повышается точность результата, однако серьезно возрастают временные и вычислительные затраты.

В дополнение приведем эквивалентные напряжения по Мизесу – на поверхности контакта $\sigma_H^{эkv} = 0,4\sigma_H^{эkv}$ и глубинные $\sigma_{Hглуб}^{эkv} = 0,56\sigma_H^{эkv}$.

Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу показаны на рисунке 4, *a*. Для большей наглядности и определения концентрации глубинных напряжений приведен рисунок 4, *б*. Он отображает напряжения по Мизесу в сечении зуба (в данном случае – посередине венца); такая возможность является преимуществом в расчетах с помощью МКЭ.

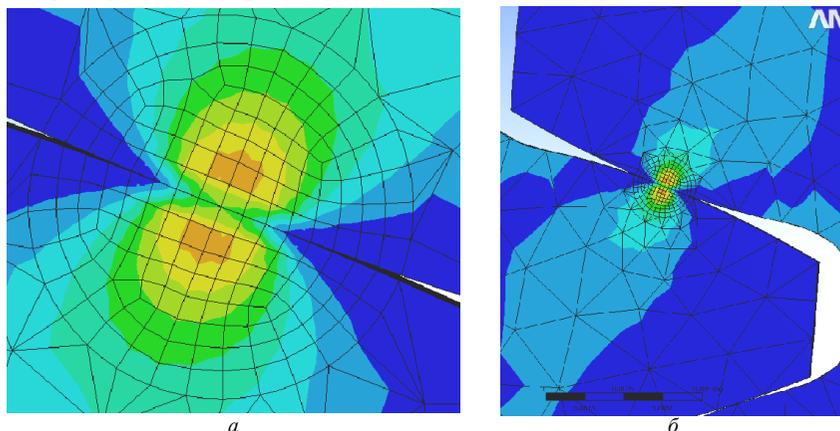


Рисунок 4 – Эквивалентные напряжения: *a* – по Мизесу, *б* – по Мизесу в глубине зуба

Анализ рисунков 4, *a* и 4, *б* показывает характерные концентраторы напряжений в теле зуба около пятна контакта.

Выводы:

1. Построена твердотельная параметрическая модель эволютной зубчатой пары; анализ кривизны рабочего профиля зуба показал пригодность модели к расчету контактного взаимодействия.

2. На основании упрощенной твердотельной геометрии построена КЭ модель.

3. Усовершенствована методика модификации компьютерной модели для импорта в САЕ-систему. Основной необходимостью для этого была экономия ресурсов компьютера и времени для расчета методом конечных элементов.

4. Был проведен расчет НДС эволютного зуба, определены контактное давление и эквивалентные напряжения по Мизесу.

5. Анализ данных, полученных при помощи МКЭ и на основе решения контактной задачи теории упругости (формула Герца) показал схожие результаты – при расчете с размером КЭ в зоне контакта, равным 0,1мм, погрешность составила 15%, а при размере КЭ 0,05мм – 10%, что является допустимым.

Список литературы: 1. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода", – Харьков, 2011. – №29. – С.154-164. 2. Протасов Р.В. Исследование приведенного радиуса кривизны в эволютных передачах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №1. – С.37-43. 3. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 5. Чернявский И.С., Устиненко А.В. Оценка напряженности и долговечности зубчатых передач трансмиссии трактора Т-150К // Вестник СевНТУ: Зб. наукових праць. Вип. 133/2012. Сер.: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2012. – С.44-48. 6. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383с. 7. Бружяка В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Учебное пособие. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271с.

Поступила (received) 27.03.2014

УДК 621.833

В.В. СТАВИЦКИЙ, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Луганск;

П.Л. НОСКО, д.т.н., проф., заведующий каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля;

С.С. ПАНКРАТОВА, аспирант каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Получена зависимость безразмерного момента аэродинамического сопротивления вращению конических зубчатых колес от основных геометрических параметров колес и физических параметров среды. Проведен сравнительный анализ расчетных результатов с экспериментальными данными разных авторов. Полученные зависимости предоставляют возможности оценивать влияние аэродинамического сопротивления среды вращения зубчатых колес на коэффициент полезного действия высокоскоростных зубчатых передач.

Ключевые слова: аэродинамическое сопротивление, коническое зубчатое колесо, масло-воздушная смесь.

Введение. Развитие современного машиностроения основывается на поисках новых технических решений, которые предусматривают повышение на-

дежности, долговечности, коэффициента полезного действия (КПД), нагружающей способности и кинематической точности при условии одновременного снижения массы и габаритов. Наиболее чувствительно указанные требования проявляются при разработках высокоскоростных (окружная скорость свыше 150 м/с) и высоконагруженных (мощность свыше 100 МВт) зубчатых передач.

КПД наиболее совершенных зубчатых передачах находится в пределах 0,98-0,99, то есть потери мощности в них составляют свыше 1 МВт. Эксплуатация зубчатых передач при таких значительных скоростях также связана со значительными потерями в результате аэрогидродинамического сопротивления, периодического сжатия и расширения масловоздушной смеси в замкнутом пространстве между зубцами.

Актуальность задачи. По данным известных исследований [1, 2] при окружной скорости 80 м/с аэрогидродинамические потери мощности составляют 70% общих потерь при полной нагрузке (8,95 МВт) и 86% при 25% нагрузке. Попытки учесть такие значительные потери до сих пор опирались на экспериментальные результаты.

Необходим тщательный системный анализ влияния геометрических, конструктивных, кинематических и силовых параметров зубчатых передач на потери мощности в них с целью разработки научных основ оптимального выбора указанных выше параметров при проектировании энергонасыщенных и в то же время ресурсо- и энергосберегающих зубчатых передач трансмиссий машин с заданными технико-эксплуатационными характеристиками.

Анализ последних исследований и литературы. Большинство опубликованных исследований аэродинамического сопротивления зубчатых колес содержат экспериментальные исследования потерь мощности в высокоскоростных цилиндрических зубчатых передачах [3-8] и только некоторые посвящены исследованию высокоскоростных конических зубчатых колес [9-11]. В перечисленных выше работах описание аэродинамического сопротивления проводилось эмпирическими зависимостями безразмерного коэффициента момента сопротивления. Однако, при этом результаты экспериментального исследования у различных авторов отличаются в несколько раз, что значительно снижает степень доверия к этим результатам.

В последние годы появились математические модели аэродинамических процессов во впадинах быстровращающихся как цилиндрических [12, 13], так и конических [14, 15] зубчатых колес, построенных на базе вычислительной гидродинамики (в англоязычной литературе CFD – Computational Fluid Dynamics). Однако громоздкость численного решения уравнения неразрывности и осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса не позволяет получить функциональную зависимость аэродинамических потерь от конструктивных, силовых и кинематических параметров зубчатых колес.

В литературе имеется незначительное количество исследований, в которых предпринята попытка описать аналитически физические процессы при вращении зубчатых колес в масловоздушной среде [5], [16]. Однако, полученные в них аналитические зависимости описывают аэродинамические процессы в цилиндрических высокоскоростных зубчатых передачах.

Цель статьи. Получить аналитическую зависимость, дающую возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать несвязанные с нагрузкой потери энергии в высокоскоростных конических зубчатых передачах. Сравнить результаты расчета с экспериментальными данными, имеющимися в открытых публикациях. Провести анализ влияния ключевых геометрических параметров зубчатых колес и параметров среды на аэродинамические потери энергии в высокоскоростных зубчатых передачах.

Материалы исследования. Анализ результатов компьютерного моделирования движения масловоздушной смеси во впадинах быстровращающихся зубчатых колес показал, что при вращении колеса значительная часть масловоздушной смеси двигается вместе с впадиной; во впадинах возникает циркуляционное движение масловоздушной смеси; меньшая ее часть выбрасывается в радиальном направлении; поступление масловоздушной смеси во впадину происходит вдоль образующей конуса или цилиндра. На основании этих наблюдений сделано предположение о том, что аэродинамическое сопротивление вращению конических зубчатых колес определяется силой Кориолиса, вызванной радиальной скоростью вытекания масловоздушной смеси при ее вращении вместе с зубчатым колесом.

Сила Кориолиса F_k давления масловоздушной смеси на рабочую поверхность одного зуба колеса определяется следующей формулой:

$$F_k = m_b a_k, \quad (1)$$

где $m_b = \rho_a S_{bn} b$ – масса масловоздушной смеси во впадине зубчатого колеса, кг; $a_k = 2\omega r_e \sin \alpha$ – кориолисово ускорение, возникающее при движении масловоздушной смеси в радиальном направлении во впадине вращающегося конического зубчатого колеса, м/с²; ω – угловая скорость вращения зубчатого колеса; α – угол станочного зацепления, рад; r_e – внешний делительный радиус конического зубчатого колеса, м; ρ_a – плотность масловоздушной смеси во впадинах зубчатого колеса, кг/м³; $S_{bn} = (e/r_e) \cdot ((r_{ae}^2 - r_{je}^2)/2) = ((\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha)/z) \cdot (r_e^2 (A_e^2 - B_e^2)/2)$ – площадь торцевого сечения впадины зубчатого колеса, м²; r_{ae} – внешний радиус окружности вершин конического зубчатого колеса, м; r_{je} – внешний радиус окружности впадин конического зубчатого колеса, м; $e = m_e (\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha)/2$ – ширина впадины зубчатого колеса, м; x – коэффициент смещения инструмента при нарезании зубчатого колеса; $A_e = r_{ae}/r_e$ – относительный радиус вершин зубчатого колеса; $B_e = r_{je}/r_e$ – относительный радиус впадин зубчатого колеса.

Окончательно масса масловоздушной смеси во впадине может быть определена как

$$m_b = \bar{\rho}_a \cdot r_e^3 \cdot \rho \cdot \frac{(\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha)}{z} \cdot \frac{(A_e^2 - B_e^2)}{2} \cdot \bar{b}, \quad (2)$$

где $\bar{\rho}_a = \rho_a / \rho$ – относительная плотность масловоздушной смеси во впадине зубчатого колеса; $\rho = x_b \rho_b + (1 - x_b) \rho_m$ – плотность масловоздушной смеси при нормальных условиях, кг/м³; ρ_b – плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м³; ρ_m – плотность смазочного масла при нормальных условиях, кг/м³; x_b – относительное количество воздуха в масловоздушной смеси; β – угол наклона линии зубьев, рад; $\bar{b} = b/r_e$ – относительная ширина зубчатого венца конического колеса.

Тогда момент сил аэродинамического сопротивления определяется следующим образом:

$$M_k = z F_k r_{bi} = \rho \omega^2 r_e^5 \bar{b} \bar{\rho}_a \frac{(A_e^2 - B_e^2)}{2} (\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha) \sin 2\alpha. \quad (3)$$

В гидрогазодинамике момент сопротивления принято представлять в безразмерном виде:

$$C_k = \frac{M_k}{0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_e^5} = \bar{\rho}_a \cdot (A_e^2 - B_e^2) \cdot \bar{b} \cdot (\pi - 4x \operatorname{tg} \alpha) \cdot \sin 2\alpha, \quad (4)$$

где $\bar{\rho}_a = [1 - ((f_t \cdot \bar{b})^2 / (2Eu)) \cdot ((k-1)/k)]^{1/(k-1)}$ – относительная плотность масловоздушной смеси во впадинах быстровращающегося конического зубчатого ко-

леса; $f_i = 4 \cdot A_e / (A_e^2 - B_e^2)$ – геометрический коэффициент; $Eu = p_a / (\rho \cdot V_{окр}^2)$ – критерий подобия Эйлера; p_a – давление маслвоздушной смеси во впадинах конического колеса; $V_{окр} = \omega \cdot r_e$ – окружная скорость зубчатого колеса.

Для проверки адекватности принятых допущений при выводе зависимости (4) проведено сравнение результатов расчета по этой зависимости с экспериментальными данными [15]. Сравнение проведено в виде графиков зависимостей безразмерных коэффициентов от числа Рейнольдса ($Re = \rho \cdot \omega r_e^2 / \mu$), приведенных на рисунке. Сравнительный анализ результатов расчета и эксперимента показывает хорошую их корреляцию (погрешность не превышает 10%).

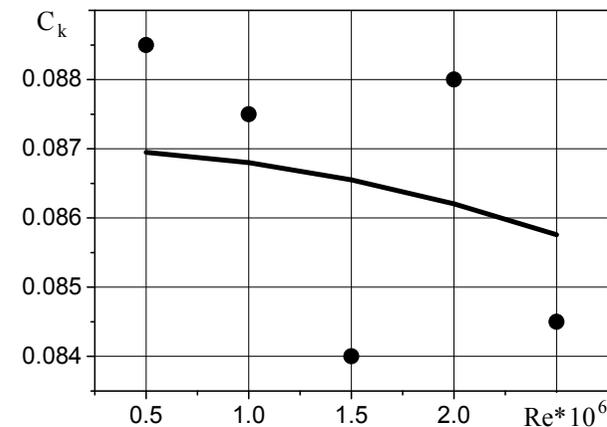


Рисунок – Зависимость безразмерного момента аэродинамического сопротивления от числа Рейнольдса:
● – результаты экспериментального исследования [15];
— – результаты расчета по зависимости (4)

Выводы. Полученная аналитическая зависимость, дающая возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать аэродинамические потери высокоскоростных конических зубчатых передач. Результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных данных позволяют рекомендовать полученную зависимость для оценки потерь энергии при эксплуатации конических зубчатых передач на стадии проектирования.

Список литературы: 1. Handschuh R.F. Preliminary comparison of experimental and analytical efficiency results of high-speed helical gear trains / R.F. Handschuh, C.J. Kilmain // DETC'03: ASME 2003 Design engineering technical conferences and computers and information in engineering conference. – 2003. – Vol.4B. – P.949-955. 2. Heingartner P. Determination power losses in the helical gear mesh / P. Heingartner, D. Mba // Gear technology. – 2005. – P.32-37. 3. Dawson P.H. High speed gear windage // GEC Review. – 1988. – №4(3). – P.164-167. 4. Dawson P.H. Windage loss in larger high-speed gears / Proc. Inst. Mech. Eng. – 1984. Part A: Power and process engineering. №198(1). – P.51-59. 5. Diab Y. Simulations and experimental investigations on windage losses in high-speed gears / Y. Diab, F. Ville, P. Velex, M. Wendling // VDI – Berichte. – 2005. – №1904. – P.1435-1450. 6. Diab Y. Windage losses in high speed gears – Preliminary experimental and theoretical results / Y. Diab, F. Ville, C. Chagnenet, P. Velex // ASME Journal of mechanical design. – 2004. – №126(5). – P.903-908. 7. Petty-Johnson T.T. An experimental investigation of spur gear efficiency / T.T. Petty-Johnson, A. Kahraman, N.E. Anderson, D.R. Chase // ASME Journal of mechanical design. – №130. – 2008. – 062601. – 10p. 8. Seetharaman S. An investigation of load-independent power losses of gear systems: PhD Dissertation / S. Seetharaman. – The Ohio State University, 2009. 9. Lord A.A. An experimental investigation of geometric and oil flow effects on gear windage and meshing losses: Ph.D. thesis / A.A. Lord. – University of Wales, Swansea, 1998. 10. Winfree D.D. Reducing gear windage losses from high speed gears / D.D. Winfree // Proceedings of DETC'00, ASME power transmission and gearing conference, Baltimore, Maryland, Sept. 10-13, 2000. P.747-756. 11. Johnson G. Experimental investigation into windage power loss from a shrouded spiral bevel gear / G. Johnson, K. Simmons, C. Foord // Proceedings of GT2007, ASME Turbo Expo 2007: Power for land, sea and air, Montreal, Canada, Paper.2007. – №GT2007-27885. 12. Al-Shibl K. Modelling gear windage power loss from an enclosed spur gears / K. Al-Shibl, K. Simmons, C.N. Eastwick // Proc. Inst. Mech. Eng. – 2007. – Part A, №221(3). – P.331-341. 13. Chaari F. Windage power loss in spur gear sets / F. Chaari, M. Ben Romdhane, W. Haddar, T. Fakhfakh, M. Haddar // WSEAS TRANSACTIONS on Applied and theoretical mechanics. – 2012. – №2. – P.159-168. 14. Farrell M. Computational investigation of the airflow through a shrouded bevel gear // Proceedings of ASME

Turbo Expo 2005. Reno-Tahoe, Nevada, 6-9 Jun., 2005. – Paper №GT2005-68879. 15. Rapley S. The Application of CFD to model windage power loss from a spiral bevel gear / S. Rapley, C. Eastwick, K. Simmons // Proceedings of GT2007, ASME Turbo Expo 2007: Power for land, sea and air, Montreal, Canada, 2007. – Paper №GT2007-27879. 16. Ставицкий В.В. Исследование аэродинамических потерь энергии в высокоскоростных прямоугольных цилиндрических передачах. / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко. // Вестник НТУ "ХПИ" – Харьков: ХПИ, 2010. – №27. – С.167-173.

Поступила (received) 11.03.2014

УДК 621.89

Г.П. ТАРИКОВ, д.т.н., профессор кафедры ДМ, П и СМ БелГУТ, Гомель, Беларусь;
В.Н. ПАРХОМЕНКО, старший преподаватель кафедры СХМ ГГТУ им. П.О. Сухого, Гомель, Беларусь;
В.В. КОМРАКОВ, к.т.н., доцент кафедры ИТ ГГТУ им. П.О. Сухого

РЕШЕНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ ТЕРМОУПРУГОСТИ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ С ТОЧЕЧНЫМ КОНТАКТОМ

В работе рассмотрено решение пространственной контактной задачи с учетом температуры применительно к зубчатому зацеплению. Выведены формулы для определения контактных напряжений возникающих на площадке контакта. Приведен числовой пример решения задачи.

Ключевые слова: контактная задача, площадка контакта, шестерня, колесо, термоупругость, точечный контакт, контактное напряжение

Введение. Актуальность задачи. В процессе работы зубчатой передачи (системы шестерня-колесо) зубья нагреваются, что влияет на распределение контактных давлений по площадке контакта. Пространственная контактная задача с учетом тепловыделения применительно к деталям машин и механизмов до сих пор является актуальной [5]. Большое количество работ посвящено изучению данного вопроса [4]. В работах [2, 3] данная задача исследуется с учетом тепловых явлений, т.е. решается пространственная контактная задача термоупругости.

Цель работы. Целью работы является решение пространственной контактной задачи термоупругости применительно к зубчатой передаче с точечным контактом.

Постановка задачи. Рассматривается термоупругая задача о контакте зубьев (шестерни и колеса) с начальным контактом в точке. При этом задаются радиусами кривизны контактирующих тел в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рисунок 1).

В работе [1] получено двумерное интегральное уравнение контактной задачи термоупругости первого рода

$$\delta \frac{x_1^2}{2R_1} - \frac{x_2^2}{2R_2} = \frac{(\eta_1 + \eta_2)}{2\pi} \iint_R^1 p(y_1, y_2) dy_1 dy_2 - \frac{(\eta_1 + \mu_2)}{2\pi} \iint_R^1 \theta_0(y_1, y_2) dy_1 dy_2, \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (1)$$

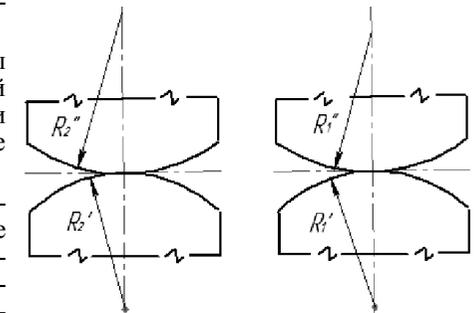


Рисунок 1 – Схема контакта поверхностей вращения с параллельными осями при внешнем соприкосновении

Введем обозначение

$$F(x_1, x_2) = (\vartheta_1 + \vartheta_2)P(x_1, x_2) - (\eta_1 + \eta_2)\theta_0(x_1, x_2). \quad (2)$$

Тогда уравнение (1) примет такой вид:

$$\frac{1}{2\pi} \iint_{\Omega} \frac{1}{R} F(y_1, y_2) dy_1 dy_2 = \delta - \frac{x_1^2}{2R_1} - \frac{x_2^2}{2R_2} \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (3)$$

Из теории потенциала известно, что решение уравнения (3) должно обращаться в нуль на границе элемента E.

$$E_0: \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} = 1,$$

где a, b ($a \geq b$) – полуоси эллипса.

Решение уравнения (3), удовлетворяющее этому условию имеет вид:

$$F(x_1, x_2) = C \left(1 - \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} \right)^{1/2}, \quad (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (4)$$

Условие равновесия

$$P = \iint_{\Omega} P(x_1, x_2) dx_1 dx_2, \quad (5)$$

где P – нормальная сила, прижимающая упругие тела.

На основании (2) и (4) имеем

$$C \left(1 - \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} \right)^{1/2} = (\vartheta_1 + \vartheta_2)P(x_1, x_2) - (\eta_1 + \eta_2)\theta_0(x_1, x_2).$$

Отсюда находим

$$P(x_1, x_2) = \frac{C}{\vartheta_1 + \vartheta_2} \left(1 - \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} \right)^{1/2} + \frac{\eta_1 + \eta_2}{\vartheta_1 + \vartheta_2} \theta_0(x_1, x_2), \quad (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (6)$$

Подставляя (6) в условие равновесия (5), получаем

$$C = \frac{3}{2} \frac{1}{\pi ab} [(\vartheta_1 + \vartheta_2)P - (\eta_1 + \eta_2)D], \quad (7)$$

где

$$D = \iint_{\Omega} \theta_0(x_1, x_2) dx_1 dx_2. \quad (8)$$

На основании (6) и (7) окончательно имеем

$$P(x_1, x_2) = \frac{3}{2\pi ab} (P - \gamma D) \left(1 - \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} \right)^{1/2} + \gamma \theta_0(x_1, x_2) \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (9)$$

Формула (9) определяет распределение давления по эллиптической площадке контакта. Здесь $\gamma = (\eta_1 + \eta_2) / (\vartheta_1 + \vartheta_2)$.

Исследуем влияние температуры на величину контактного давления и размеры области контакта. В основу исследования положим интегральное уравнение (1). Решение этого уравнения дается формулой (9). Для дальнейшего необходимо конкретизировать вид функции $\theta_0(x_1, x_2)$, входящей в формулу (9).

В работе [3] показано, что функцию $\theta_0(x_1, x_2)$ целесообразно принять в таком виде:

$$Q_0(x_1, x_2) = Q_0 \left(1 - \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} \right) \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega, \quad (10)$$

где Q_0 – температура в центре площадки контакта.

Подставляя (10) в (9), находим

$$P(x_1, x_2) = \frac{3}{2} \left(P_c - \frac{1}{2} \gamma \theta_0 \right) \left(1 - \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} \right)^{1/2} + \gamma \theta_0 \left(1 - \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} \right) \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (11)$$

Давление в центре области контакта

$$P_{\max} = \frac{3}{2} P_c + \frac{1}{4} \gamma \theta_0. \quad (12)$$

Рассмотрим вопрос об определении размеров площадки контакта. Для этого подставим формулы (4), (7) в уравнение (3). После вычисления интеграла по области Ω приходим к соотношению

$$2\pi \left[\delta - \frac{x_1^2}{2R_1} - \frac{x_2^2}{2R_2} \right] = P_0 (I_0 - I_1 x_1^2 - I_2 x_2^2), \quad (13)$$

где

$$P_0 = \frac{3(v_1 + v_2)}{2\pi ab} (P - \gamma D). \quad (14)$$

Из (13) находим

$$\delta = \frac{1}{2} P_0 b K(e); \quad \frac{1}{R_1} = \frac{P_0}{\pi} I_1; \quad \frac{1}{R_2} = \frac{P_0}{\pi} I_2. \quad (15)$$

Из этих формул следует, что

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{K(e) - E(e)}{\frac{1}{1-e^2} E(e) - K(e)}. \quad (16)$$

Из формулы (16) можно определить эксцентриситет e эллипса E_0 . Эта формула имеет точно такой же вид, как и при рассмотрении контактной задачи без учета температуры. Следовательно, температура зубьев не влияет на величину e .

Учитывая (14) и (15), получаем

$$\frac{1}{R_1} = \frac{3(v_1 + v_2)}{2\pi e^2 a^3} (P - \gamma D) [K(e) - E(e)]. \quad (17)$$

Если в формулу (8) подставить выражение (7), то будем иметь

$$D = \frac{1}{2} 2\pi ab \theta_0. \quad (18)$$

Из (17) с учетом (18) получаем уравнение для определения параметра ε

$$\varepsilon^3 + \omega \varepsilon^2 = 1, \quad (19)$$

где

$$a = \varepsilon a_0; a = \frac{1}{R_1} = [(v_1 + v_2) P R_1]^{1/3} \alpha_a; (20) \quad \omega = \frac{3}{4} (\eta_1 + \eta_2) \frac{R_1 \theta_0}{a_0 e^2} (1 - e^2)^{1/2} [K(e) - E(e)]. (21)$$

Величину α_a можно найти по (13). Здесь a – большая полуось эллипса E_0 .
Величину полуоси b можно найти по первой формуле (20), а полуось b из соотношения

$$b = a(1 - e^2)^{1/2}.$$

Эксцентриситет граничного эллипса E_0 можно найти из (16). Распределение давления на площадке контакта дается формулой (11), а величину P_{\max} можно определить по (12).

На рисунке 2 представлен график зависимости параметра ε от величины ω .

Из этого графика следует, что $\varepsilon \leq 1$. Таким образом величина a с учетом температуры меньше, чем без учета температуры.

Пример. Значения расчетных контактных напряжений одинаковы для шестерни и колеса. Поэтому расчеты на прочность выполняют для того из колес пары, у которого меньшее допустимое напряжение (чаще это бывает колесо, а не шестерня). Полученные выше формулы используют для проверочного расчета, когда все необходимые размеры и другие параметры зубчатой передачи известны.

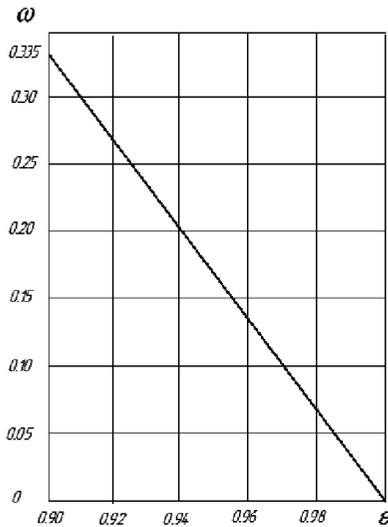


Рисунок 2 – График зависимости параметра ε от величины ω

Принимаем:

$$\rho_1 = 30 \text{ мм}; \rho_2 = 60 \text{ мм}; R = 70 \text{ мм},$$

где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны боковых профилей выпуклых зубьев; R – радиусы кривизны образующей боковой поверхности зуба шестерни,

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \mu = 8,1 \cdot 10^4 \text{ МПа}; \nu = 0,28,$$

где E – модуль продольной упругости (модуль Юнга); μ – модуль сдвига; ν – коэффициент Пуассона.

Полагаем, что распределение температуры по площадке контакта подчиняется закону (20),

$$\alpha = 1,3 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^\circ\text{C}; \theta_0 = 200^\circ\text{C}; \nu = 0,28;$$

$$\eta_1 + \eta_2 = 2(1 + \nu)\alpha = 3,33 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^\circ\text{C}; R_2 / R_1 = 0,286.$$

По формуле (18) определяем эксцентриситет $e^2 = 0,811$. По второй формуле (20) находим величину $a_0 = 3,43 \text{ мм}$. Далее определяем безразмерный параметр ω по формуле (21)

$$\omega = \frac{3}{4} \cdot 3,33 \cdot 10^{-5} \frac{70 \cdot 200}{3,43 \cdot 0,811} (1 - 0,811)^{1/2} (-1,171 + 2,281) = 0,0607.$$

Решая кубическое уравнение (19), находим $\varepsilon = 0,982$.

Большая полуось эллиптической площадки контакта

$$a = \varepsilon a_0 = 0,982 \cdot 3,43 = 3,37 \text{ мм};$$

меньшая полуось

$$b = a(1 - e^2)^{1/2} = 3,37(1 - 0,811)^{1/2} = 1,47 \text{ мм}.$$

Наибольшее давление на площадке контакта находим по формуле (12)

$$P_{\max}^T = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi ab} + \frac{1}{4} \theta_0 \left(\frac{\eta_1 + \eta_2}{\vartheta_1 + \vartheta_2} \right) = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi ab} + \frac{\theta_0 \mu \alpha}{4} \left(\frac{1 + \nu}{1 - \nu} \right) = \frac{3 \cdot 50 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 3,37 \cdot 1,47 \cdot 10^{-6}} + \frac{200,81 \cdot 10^{10} \cdot 1,3 \cdot 10^{-5} (1 + 0,28)}{4(1 - 0,28)} = (4,82 \cdot 10^9 + 9,36 \cdot 10^7) \text{ Па} = 4,91 \cdot 10^9 \text{ Па} = 4910 \text{ МПа}.$$

Давление в любой точке площадки контакта Ω_2 с учетом температуры определяется формулой (11).

Имеем

$$\frac{3}{2} \left(P_c - \frac{1}{2} \gamma \theta_0 \right) = 4,82 \cdot 10^9 - 3 \cdot 9,36 \cdot 10^7 = 4,53 \cdot 10^9 \text{ Па} = 4,53 \cdot 10^3 \text{ МПа}.$$

Следовательно

$$P^T(x_1, x_2) = 4536 \left(1 - \frac{x_1^2}{3,37^2} - \frac{x_2^2}{1,47^2} \right)^{1/2} + 374 \left(1 - \frac{x_1^2}{3,37^2} - \frac{x_2^2}{1,47^2} \right) \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega_1. (22)$$

Здесь P^T – давление на площадке контакта с учетом температуры; x_1, x_2 в формуле (22) отсчитываются в мм. Давление $P^T(x_1, x_2)$ в (22) выражается в МПа.

Полагая в формуле (22) $x_2 = 0$, получим

$$P^T(x_1, 0) = 4536 \left(1 - \frac{x_1^2}{3,37^2} \right)^{1/2} + 374 \left(1 - \frac{x_1^2}{3,37^2} \right), |x_1| \leq 3,37 \text{ мм};$$

$$P^T(0, x_2) = 4536 \left(1 - \frac{x_2^2}{1,47^2} \right)^{1/2} + 374 \left(1 - \frac{x_2^2}{1,47^2} \right), |x_2| \leq 1,47 \text{ мм}.$$

По этим формулам можно вычислять давление в точках, расположенных на осях координат. В этих формулах давление P^T выражается в МПа.

Выводы. Решена пространственная термоупругая контактная задача применительно к зубчатой передаче с первоначально точечным контактом. Получены формулы для определения контактных напряжений на площадке контакта. Дан числовой пример решения конкретной задачи.

Список литературы: 1. Таригов Г.П. К решению контактной задачи термоупругости применительно к зубчатой передаче / Г.П. Таригов, В.Н. Пархоменко // Вестник ГТТУ им. П.О. Сухого. – 2013. – №4. – С.43-49. 2. Бородачев Н.М. О решении пространственной температурной задачи теории упругости в перемещениях / Н.М. Бородачев, В.В. Астаин // Проблемы прочности. – 2005. – №3. – С. 86-95. 3. Бородачев Н.М. Пространственная контактная задача с учетом тепловыделения при трении скольжения / Н.М. Бородачев, Г.П. Таригов // Трение и износ. – 2003. – Т.24. – №2. – С.153-160. 4. Бородачев Н.М. О задаче Герца с учетом тепловыделения / Н.М. Бородачев, Г.П. Таригов // Доклады НАНБ. – 2003. – Т.47. – №2. – С.35-43. 5. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1991. – 383с. 6. Лурье А.И. Теория упругости / А.И. Лурье. – М. Наука, 1970. – 939с.

Поступила (received) 11.03.2014

З. ТКАЧ, к.т.н., проф., кафедра транспорта и управления технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре, Словакия;
М. КАДНАР, к.т.н., доц., кафедра конструирования машин технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре;
Ю. РУСНАК, к.т.н., проф., кафедра конструирования машин технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре

ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОТ ПО МОДЕЛИРОВАНИЮ ТЕХНИЧЕСКИХ КРИВЫХ В PRO/ENGINEER

В этой статье определяются технические кривые параметрического моделирования в Pro/ENGINEER. Примером технических кривых является профиль зубьев, а именно, моделирование рабочей поверхности зуба эвольвентного зацепления. Приведена методика для расчета координат параметрических кривых, осуществленная на основе рекомендаций для технической кривой в среде Pro/ENGINEER Wildfire 3.

Ключевые слова: эвольвентное зацепление, кривые, поверхность зуба.

Введение. Успех бизнес-плана в различных областях производства сегодня происходит от выбора продукта на рынке. Важным фактором является не только привлекательность продукта для клиента, но и время вывода производителем продукта на рынок. При непрерывном повышении требований к качеству и необходимости сокращения расходов использование CAD/CAM является прямым результатом усилий конкурентоспособности машиностроительных предприятий.

Несколько существующих инструментов в CAD/CAM исключают дорогостоящие переделки на конечном этапе проекта, потому что конструкторы могут избегать проблем и сложности еще на этапе концептуальных эскизов, которые могли бы резко усложнить поставленную задачу. Наборы инструментов позволяют легко изменять связи между узлами и агрегатами без необходимости создания новых моделей, и не важно, в каком порядке и как были определены связи между различными компонентами. Таким образом, используя 3D-модели, получают готовый проект, а затем проводится анализ прочности, определяется кинематика и формируется отчет. Возможно, с использованием метода конечных элементов, можно решать сложные задачи в относительно короткий промежуток времени и с высокой точностью.

Неточность исходной модели и ошибки конструктора при определении реальной формы структурных объектов в критически важных областях является серьезной проблемой.

Эти проблемы проявляются в виде недостаточной точности при построении технических кривых. Инженер-конструктор может воспользоваться специальным программным обеспечением (например, KISSsoft – моделирование собственных и импортированных объектов), способным генерировать различные технические кривые на основе вводимых параметров, а затем экспортировать его в формат, используемый инженерами.

Второй вариант состоит в моделировании кривой непосредственно в среде разработки инженера, используя для ее определения зависимости и параметры самой системы.

Данная статья о моделировании бокового профиля зубчатого зацепления без модификации в Pro/ENGINEER Wildfire версии 3.

Материал и методы. Pro/ENGINEER позволяет использовать параметрическое моделирование назначенных математических соотношений между

указанными размерами и параметрами. 2D/3D параметрическая модель динамически обновляется, используя указанные параметры, [1].

Основные параметры исследуемой модели. Основными параметрами для моделирования боковой поверхности зуба являются следующие:

модуль m ; число зубьев n ; угол профиля α_n ; коэффициент высоты головки зуба α (обычно 1); коэффициент высоты ножки зуба β (обычно 1,25); коэффициент радиального зазора χ (обычно 0,25).

В универсальности построения модели целесообразно использовать средство для глобальных параметров, а также автоматический расчет определенных размерных величин. Параметры определяются следующей командой Инструменты | Параметры (рисунок 1).

В связи с невозможностью использования символов в параметрах и названиях переменных, вводится слово из букв греческого алфавита (например, α =альфа), определяя таким образом необходимые параметры и соответствующие им значения в Pro/ENGINEER. В данной статье они изменяться не будут. Из-за необходимости использования прямоугольной системы координат со стандартным обозначением осей X, Y, Z , стандартное обозначение числа зубьев " n "; заменяется буквой " n ".

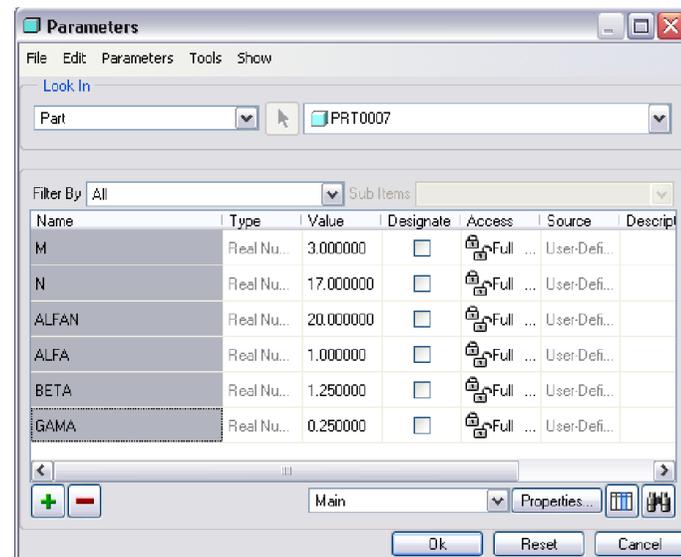


Рисунок 1 – Задание параметров зацепления

Моделирование вспомогательных окружностей. Применение вспомогательных окружностей не нужно, однако, при помощи обратной связи возможно управлять полученными кривыми, поэтому они будут построены в качестве примера применения отношений и параметров в Pro/ENGINEER. Габаритные размеры вспомогательных окружностей:

$$d = m \cdot n, \quad (1) \quad d_b = d \cdot \cos \alpha_n; \quad (2) \quad h_a = m \cdot \alpha; \quad (3)$$

$$h_f = m \cdot \beta; \quad (4) \quad d_a = d + 2h_a; \quad (5) \quad d_f = d - 2h_f. \quad (6)$$

где d и d_b – диаметр делительной и основной окружности; h_a и h_f – высота головки и ножки зуба; d_a и d_f – диаметр окружности вершин и впадин

Размерные параметры можно определить с помощью параметра окружностей, выбрав Инструменты | Отношения (рисунок 2). Определение следующих переменных может быть использовано, например, эскизом (рисунок 3). Поэтому при изменении входных параметров модель автоматически об-

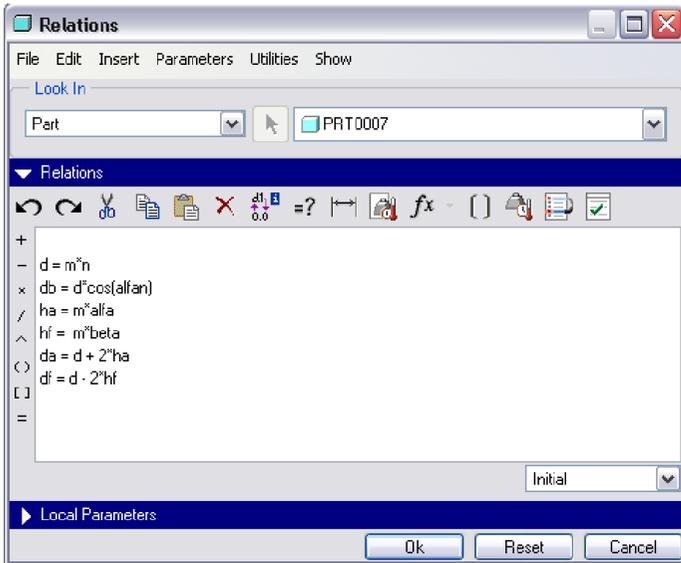


Рисунок 2 – Ввод уравнения для вспомогательных переменных

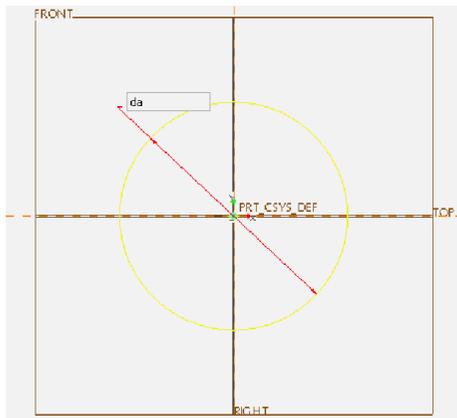


Рисунок 3 – Применение вспомогательных переменных на конструктивных размерах

Эвольвентные зубья. При моделировании рабочего профиля зуба используется эвольвентная кривую, заданная параметрически. Из-за сложности взаимоотношений параметры U и V определяются из соотношений [2]:

$$U = -\left[\frac{\pi}{4} + (\alpha - \chi) \tan \alpha_n + \frac{\chi}{\cos \alpha_n} \right]; \quad (1) \quad V = \chi - \alpha. \quad (2)$$

Далее, определяется параметр, соответствующий углу поворота определенной точки кривой относительно оси Y выбранной системы координат. Он выбирается в пределах

новляется. К тем же ограничениям, которые применяются к целому типу, необходимо выбрать тип объявления параметров "Вещественное число".

Моделирование кривых. Для эвольвентных передач необходимо знать отношения, описывающие различные части боковой кривой зуба – т.е. эвольвенту и переходную кривую. Для этой цели

используется прямоугольная система координат. Для циклоиды удобно использовать полярную систему координат. Расположение моделируемой кривой зуба в рабочей системе координат выбрана так, что ось симметрии зуба совпадает с вертикальной осью Y . При моделировании кривых использована возможность параметрических уравнений. Для этого используется функция Insert|Model Datum|Curve|From Equation. Из уравнения выбирается декартова система координат и определяется отношение кривой, т.е. определяется связь между координатами X , Y , Z точки выбранной кривой в зависимости от параметра системы " t ".

$$\theta_{\min} \leq \theta_{\deg} \leq \theta_{\max}, \quad (3)$$

где θ_{\min} и θ_{\max} рассчитывается следующим образом [3] (Куанг, 1992):

$$\theta_{\min} = \frac{2}{n} \left(U + \frac{V}{\tan \alpha_n} \right) \frac{180}{\pi}; \quad (4)$$

$$\theta_{\max} = \left[\frac{1}{n \cos \alpha_n} \sqrt{(2+n)^2 - (n \cos \alpha_n)^2} - \left(1 + \frac{2}{n} \right) \tan \alpha_n - \frac{\pi}{2z} \right] \frac{180}{\pi}. \quad (5)$$

Приведенные выше соотношения показывают, что значение параметра выражается в градусах, как тригонометрические функции Pro/ENGINEER, необходимых для доступа в эти блоки. Параметр " t " – принимает значения от 0 до 1 – принимая во внимание требования кривых по дискретизации. Последние требуют задания параметров по дуге с соответствующими знаками по следующим зависимостям:

$$\theta_{\deg} = \theta_{\min} + t(\theta_{\max} - \theta_{\min}); \quad (6) \quad \theta = \theta_{\deg} \frac{\pi}{180}. \quad (7)$$

Полученные уравнения для развертки:

$$x(\theta, \theta_{\deg}) = \frac{m \cdot n}{2} \left\{ \sin \theta_{\deg} - \left[\left(\theta + \frac{\pi}{2n} \right) \cos \alpha_n + \frac{2}{n} \sin \alpha_n \right] \cos(\theta_{\deg} + \alpha_n) \right\}; \quad (8)$$

$$y(\theta, \theta_{\deg}) = \frac{m \cdot n}{2} \left\{ \cos \theta_{\deg} + \left[\left(\theta + \frac{\pi}{2n} \right) \cos \alpha_n + \frac{2}{n} \sin \alpha_n \right] \sin(\theta_{\deg} + \alpha_n) \right\}. \quad (9)$$

Метод редактирования показывает рисунок 4, моделирование эвольвенты – рисунок 5.

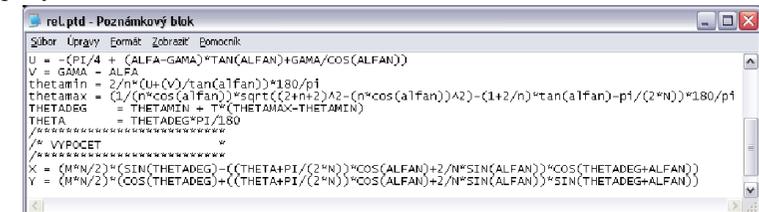


Рисунок 4 – Редактирование параметрических уравнений для заданной кривой

Переходные кривые. Таким же образом происходит моделирование переходной кривой, параметры которой выбираются в пределах

$$\theta_{\min} \leq \theta_{\deg} \leq \theta_{\max}. \quad (10)$$

где θ_{\min} и θ_{\max} рассчитываются следующим образом [3]:

$$\theta_{\min} = \frac{2}{n} \left(U + \frac{V}{\tan \alpha_n} \right) \frac{180}{\pi}; \quad (11)$$

$$\theta_{\max} = \frac{2U}{n} \frac{180}{\pi}. \quad (12)$$

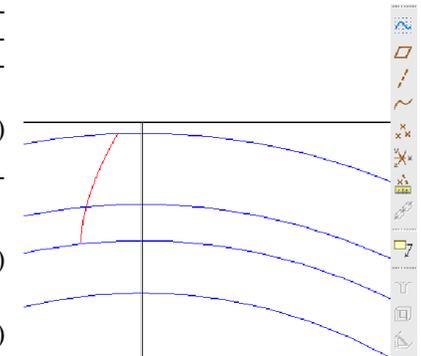


Рисунок 5 – Моделирование кривой, заданной параметрически

ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ КОНТАКТУ ЗУБЦІВ ДОВІЛЬНОГО ПРОФІЛЮ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ

Пам'яті проф. В.П. Шишова присвячується

У статті розглянуто рівняння, що обумовлюють існування контакту прямих зубців циліндричної зубчастої передачі, обкреслених будь-якими кривими. Запропоновано алгоритм, який дозволяє при відомих профілях визначити на них точки контакту, що відповідають заданому кутовому положенню циліндричних коліс по відношенню одне до одного. Розв'язок рівнянь для кожної точки профілю дає можливість знайти миттєве значення передатного відношення, а в межах поля зачеплення визначити закон руху веденого колеса. Отримані результати можуть бути застосовані як у проектуванні нових видів наближених зачеплень так і при аналізі працездатності зубців із спрацьованими профілями.

Ключові слова: циліндричні зубчасті передачі, профілі зубців, передатне відношення, спрацьований профіль.

Вступ. Актуальність завдання. Зубчасті передачі набули широкого поширення в приводах будь якого технологічного обладнання та транспортних машин, тому визначають їхню якість та надійність. Отже підвищення навантажувальної здатності зубчастих приводів є актуальним завданням. Вирішення такого завдання входить до складу робіт із багатокритеріальної оптимізації машинобудівних конструкцій, що виконуються у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля.

Аналіз літератури. Поставлене завдання можна вирішити зокрема удосконаленням геометрії зачеплення. У цьому напрямку досліджень відома значна кількість робіт.

За останні десятиліття дослідниками передач з евольвентним зачепленням набуто значного теоретичного та практичного досвіду. Для таких передач, які заслужено називають традиційними, успішно вирішено як завдання аналізу [1, 2], так і завдання синтезу [3, 4]. Невід'ємною частиною як аналізу, так і синтезу є якісні показники працездатності [2, 5]. Аналіз цих показників, як відомо, довів обмеження навантажувальної здатності значеннями радіусів приведеної кривизни зубців, які пов'язані з радіусами коліс. Отже удосконалення геометрії передач, утворених прямобічним вихідним контуром, не призводить до істотного підвищення головного показника – контактної міцності в межах поля зачеплення.

Одночасно з традиційними активно досліджувалися передачі Новикова, однак відсутність профільного перекриття значно зменшило область їхнього застосування, і вони можуть бути виконані тільки косозубими.

Вичерпання можливостей традиційних передач та обмеження у застосуванні передач Новикова спричинило у останні роки розвиток нових підходів до визначення раціональної геометрії зубців коліс та інструменту для їх утворення. Синтез геометрії вихідного контуру інструмента [6-8] та зубців [9-11] дозволяє створювати нові високоавантажені зубчасті пари для приводів машин.

Серед приводів загального і спеціального призначення значного поширення набули передачі, для яких головним критерієм працездатності є спрацювання робочих профілів зубців. Цей процес призводить до відхилення передатного числа від номінального значення, тобто зачеплення стає наближеним. Відхилення передатного числа може мати місце вже на початку експлуатації машини і в подальшому досягати великих значень. Наприклад, для тяго-

Как видно, значение параметра θ_{\min} является одинаковым для обеих кривых, поэтому общее – точка перегиба. При моделировании другой стороны используется переходная кривая зуба, заданная параметрически:

$$x(\theta_{\text{deg}}) = m(P \cos \theta_{\text{deg}} + Q \sin \theta_{\text{deg}}); \quad (13) \quad y(\theta_{\text{deg}}) = m(-P \sin \theta_{\text{deg}} + Q \cos \theta_{\text{deg}}), \quad (14)$$

где параметры P и Q задаются формулами [2]:

$$P = \frac{\chi}{L} + \left(U - \frac{n\theta}{2} \right); \quad (15) \quad Q = \frac{2\chi}{L} \cdot \left(\frac{V}{2U - n\theta} \right) + V + \frac{n}{2}, \quad (16)$$

причем

$$L = \sqrt{1 + 4 \left(\frac{V}{2U - n\theta} \right)^2}. \quad (17)$$

Применяя эти отношения при соблюдении отдельных точек, получена четкая процедура, описывающая боковой профиль зуба. Создание окончательного профиля зуба из-за простоты не рассматривается.

Результаты и обсуждение.

Преимуществом данного программного обеспечения является возможность технической реализации кривых без использования стороннего программного обеспечения, дальнейший выбор системы координат и, наконец, определение глобальных параметров,

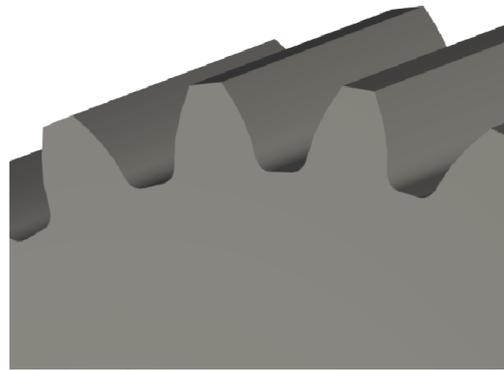


Рисунок 6 – Предварительная модель передачи

которые направлены на систематизацию труда и универсальность создания модели. Важной поддержкой функцией моделирования передач является модель. При работе с конечно-элементной моделью определяются реальные формы, которые могут оказать существенное влияние на точность результатов. Недостатком этой программы является слабая поддержка при работе с параметрическими уравнениями, зависание при изменении параметров и плохая система отладки с невозможностью построения параметрических кривых.

Предлагаемая статья является частью проекта VEGA 1/0875/12.

Литература. 1. Kelley, D. 2001. Pro Engineer 2001 Assistant. Whitby: McGraw-Hill Science / Engineering. – Math, 2001. – 256p. – ISBN 00-7249-939-7. 2. Litvin, F., Fuentes, A. Gear geometry and applied theory. – Cambridge: Cambridge University Press, 2004. – 800p. – ISBN 0521815177. 3. Kuang, J., Yang, T. An Estimate of Mesh Stiffness and Load Sharing Ratio of a Spur Gear Pair // In 6th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Phoenix, Arizona, USA, Sept. 1992. – New York: American Society of Mechanical Engineers, 1992. – Pp.1-9. 4. Bošanský, M., Vereš, M., Tököly, P., Vanya, A. Neštandardné ozubené prevody. – STU v Bratislave, 2012. – S.159. – ISBN 978-80-227-3713-5, 1999 – ISBN 80-227-1226-4. 5. Bošanský, M., Vereš, M. Konigovanie evolventného ozubenia. – Vydavateľstvo STU Bratislava, 2001. – S.126. – ISBN 80-227-1602-2. 6. Vereš, M., Bošanský, M. Teória rovinného ozubenia. – Vydavateľstvo STU Bratislava. – S.112.

Поступила (received) 16.03.2014

вих передач локомотивів основний профіль спрацювання може сформуватися вже при 125 тис. км пробігу, при терміні експлуатації близько 1500 тис. км пробігу за даними [12]. Відхилення передатного числа від заданого може сягати 20% [13]. Для вирішення такої та подібних до неї проблем, у роботі [14] запропоновано метод синтезу циліндричних прямозубих передач за критерієм спрацювання. Його використання дозволить створити передачі з підвищеною зносостійкістю, у яких, як очікується, відхилення передатного числа відбуватиметься у пізніші терміни та матиме менші значення.

Застосування нових методик синтезу [6-11, 14] не вирішує проблеми контролю відхилення передатного числа від номіналу і, як наслідок, перетворення зачеплення на наближене. Крім того, синтезовані передачі мають складну геометрію і високу чутливість до похибок виготовлення та монтажу. Завдання ускладнено також подвійністю, оскільки відхилення передатного числа збільшують динамічні явища, що в свою чергу призводить до інтенсифікації спрацювання.

Отже набуло актуальності завдання створення наближених передач із профілями зубців, що не є взаємногінаючими. Математичне описання передач, що підпадають під таке визначення, реалізовано у роботі [13], де профілі спрацюваних прямих зубців змодельовані за допомогою сплайн-інтерполяції. У роботі [15] функцію передатного відношення розглянуто як відрізок степеневого ряду, а запропонований підхід застосовано для кінчних передач з точковим контактом.

Практична реалізація наближеної циліндричної прямозубої передачі описана в роботі [16]. Авторами було запропоновано новий спосіб [17] нарізування та виготовлено гібридну передачу, що складається з евольвентної шестірні та синусоїдального колеса, геометрія якого запропоновано ще у роботі [18].

Таким чином, завдання вибору профілів зубців циліндричних коліс з раціональною геометрією, яка має забезпечити мінімальне відхилення передатного числа та максимальну зносостійкість, наразі залишається невирішеним. Проте перешкоди для промислового впровадження таких передач завдяки авторам праці [16,17] було подолано.

Мета статті. Визначити умови існування контакту профілів прямих зубців, описаних довільними функціями, що дозволить визначити миттєве значення передатного відношення для будь-якого кута повороту зубчастих коліс.

Постановка завдання. Якщо відомими є профілі зубців та схема механізму, виникає необхідність розв'язку так званої зворотної задачі [1], тобто визначення закону руху механізму у вигляді функції передатного відношення. Для визначення цієї функції в кожній точці профілю зубців, обкреслених довільними кривими, необхідно встановити умови існування контакту. Згідно з [1], для будь-яких профілів P_1 і P_2 (рисунок 1) у точці контакту K радіус-вектори цієї точки у нерухомій системі координат повинні дорівнювати одне одному (рисунок 2). Так само мають дорівнювати одне одному і орти нормалей до профілів. Тобто повинні виконуватися такі умови:

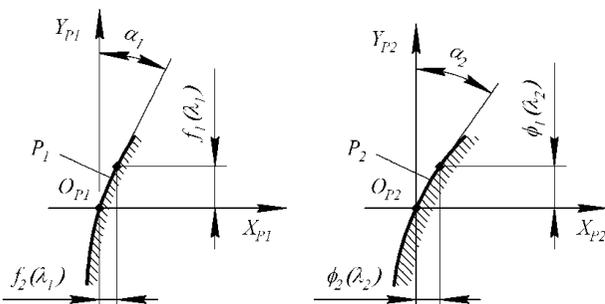


Рисунок 1 – Профілі зубців у власних системах координат

$$\begin{cases} \bar{p}_{01} = \bar{p}_{02}; \\ \bar{e}_{01} = \bar{e}_{02}. \end{cases} \quad (1)$$

Профілі зубців шестірні і колеса P_1 і P_2 задамо в системах координат $X_{P1}O_{P1}Y_{P1}$ і $X_{P2}O_{P2}Y_{P2}$ (рисунок 1). Вони описані функціями

$$\begin{cases} X_{P1} = f_2(\lambda_1); \\ Y_{P1} = f_1(\lambda_1); \end{cases} \quad \begin{cases} X_{P2} = \phi_2(\lambda_2); \\ Y_{P2} = \phi_1(\lambda_2); \end{cases} \quad (2)$$

де f_1, f_2, ϕ_1 і ϕ_2 – довільні функції, які можна диференціювати необхідну кількість разів; λ_1 і λ_2 – параметри, які в подальшому для скорочення записів позначати не будемо.

Тоді координати профілів зубців шестірні і колеса в системах $X_1O_1Y_1$ і $X_2O_2Y_2$, пов'язаних з колесами, в робочому зачепленні (рисунок 2) будуть описуватися рівняннями

$$\begin{cases} x_1 = f_2; \\ y_1 = f_1 + R_1; \end{cases} \quad \begin{cases} x_2 = -\phi_2; \\ y_2 = -(\phi_1 + R_2). \end{cases} \quad (3)$$

Матеріали досліджень. Для розв'язування системи рівнянь (1) зручніше скористатися проекціями векторів. Проекції ортів нормалей

$$\begin{cases} e_{x1} = \frac{f_1'}{n_1}; \\ e_{y1} = -\frac{f_2'}{n_1}; \end{cases} \quad \begin{cases} e_{x2} = -\frac{\phi_1'}{n_2}; \\ e_{y2} = \frac{\phi_2'}{n_2}. \end{cases} \quad (4)$$

де n_1 і n_2 – модулі векторів нормалей профілів зубців, що задані функціями (2), вони визначаються рівняннями

$$n_1 = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}; \quad n_2 = \sqrt{(\phi_1')^2 + (\phi_2')^2}.$$

Для подальших перетворень доцільно спростити співвідношення (4). З цієї метою введемо позначення профільних кутів α_1 і α_2 відповідно для профілів зубців шестірні і колеса P_1 і P_2 . Використовуючи відомі співвідношення, одержимо

$$\cos \alpha_1 = \frac{f_1'}{n_1}; \quad \sin \alpha_1 = \frac{f_2'}{n_1}; \quad \cos \alpha_2 = \frac{\phi_1'}{n_2}; \quad \sin \alpha_2 = \frac{\phi_2'}{n_2}.$$

Тоді проекції ортів нормалей дорівнюватимуть

$$\begin{cases} e_{x1} = \cos \alpha_1; \\ e_{y1} = -\sin \alpha_1; \end{cases} \quad \begin{cases} e_{x2} = -\cos \alpha_2; \\ e_{y2} = \sin \alpha_2. \end{cases} \quad (5)$$

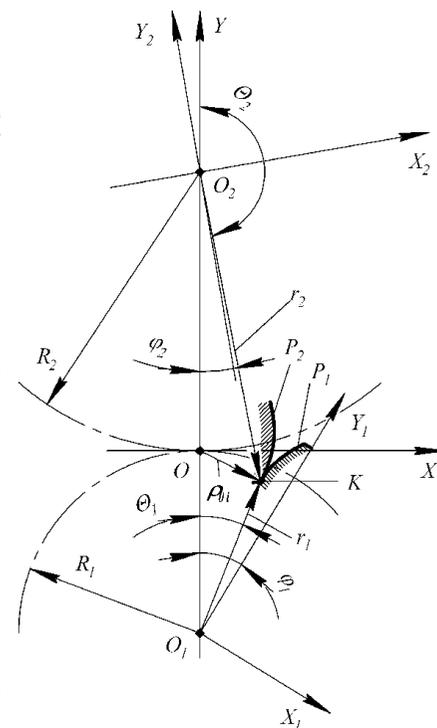


Рисунок 2 – Профілі зубців, системи координат і параметри у робочому зачепленні

У нерухомій системі координат XOY (рисунок 2) координати профілів зубців шестірни і колеса (3) дорівнюватимуть

$$\begin{cases} x_{01} = f_2 \cos \varphi_1 - (f_1 + R_1) \sin \varphi_1; \\ y_{01} = f_2 \sin \varphi_1 + (f_1 + R_1) \cos \varphi_1 - R_1. \end{cases} \quad \begin{cases} x_{02} = -\phi_2 \cos \varphi_2 - (\phi_1 + R_2) \sin \varphi_2; \\ y_{02} = \phi_2 \sin \varphi_2 - (\phi_1 + R_2) \cos \varphi_2 + R_2. \end{cases} \quad (6)$$

Ортив нормалей (5) у системі XOY будуть визначатися як

$$\begin{cases} e_{x01} = \cos \alpha_1 \cos \varphi_1 + \sin \alpha_1 \sin \varphi_1; \\ e_{y01} = \cos \alpha_1 \sin \varphi_1 - \sin \alpha_1 \cos \varphi_1. \end{cases} \quad \begin{cases} e_{x02} = -\cos \alpha_2 \cos \varphi_2 + \sin \alpha_2 \sin \varphi_2; \\ e_{y02} = \cos \alpha_2 \sin \varphi_2 + \sin \alpha_2 \cos \varphi_2. \end{cases} \quad (7)$$

Для зручності подальших перетворень виразимо (7) через суми кутів

$$\begin{cases} e_{x01} = \cos(\varphi_1 - \alpha_1); \\ e_{y01} = \sin(\varphi_1 - \alpha_1). \end{cases} \quad \begin{cases} e_{x02} = -\cos \alpha_2 (\varphi_2 + \alpha_2); \\ e_{y02} = \sin(\varphi_2 + \alpha_2). \end{cases} \quad (8)$$

З першого векторного рівняння (1) з урахуванням (6) у проекціях одержуємо для точки контакту дві умови

$$\begin{cases} f_2 \cos \varphi_1 - (f_1 + R_1) \sin \varphi_1 = -\phi_2 \cos \varphi_2 - (\phi_1 + R_2) \sin \varphi_2; \\ f_2 \sin \varphi_1 + (f_1 + R_1) \cos \varphi_1 - R_1 = \phi_2 \sin \varphi_2 - (\phi_1 + R_2) \cos \varphi_2 + R_2. \end{cases} \quad (9)$$

З другого векторного рівняння (1) з урахуванням (8) для точки контакту одержуємо також дві умови

$$\begin{cases} \cos(\varphi_1 - \alpha_1) = \cos(\varphi_2 + \alpha_2); \\ \sin(\varphi_1 - \alpha_1) = \sin(\varphi_2 + \alpha_2). \end{cases} \quad (10)$$

Очевидно, що умови (10) є альтернативними, тому можна замінити їх одним співвідношенням, що задовольняє обом виразам (9)

$$(\varphi_1 - \alpha_1) + (\varphi_2 + \alpha_2) = \pi. \quad (11)$$

Таким чином співвідношення (9) і (11) будуть еквівалентними системі (1). Для розв'язання такої системи виключаємо параметр φ_2 , виразивши його з (11), тоді

$$\varphi_2 = \pi - (\alpha_2 - \varphi_1 + \alpha_1). \quad (12)$$

Підставимо (12) в (9) і одержимо:

$$\begin{cases} f_2 \cos \varphi_1 - (f_1 + R_1) \sin \varphi_1 = \phi_2 \cos(\alpha_2 + \varphi_1 - \alpha_1) - (\phi_1 + R_2) \sin(\alpha_2 + \varphi_1 - \alpha_1); \\ f_2 \sin \varphi_1 + (f_1 + R_1) \cos \varphi_1 - R_1 = \phi_2 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 - \alpha_1) + (\phi_1 + R_2) \cos(\alpha_2 + \varphi_1 - \alpha_1) + R_2. \end{cases}$$

Виділимо із правих частин φ_1 , перегрупуємо та одержимо після перетворень

$$\begin{cases} [f_2 - \phi_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1) + (\phi_1 + R_2) \sin(\alpha_2 - \alpha_1)] \cos \varphi_1 - \\ - [(f_1 + R_1) - \phi_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1) - (\phi_1 + R_2) \cos(\alpha_2 - \alpha_1)] \sin \varphi_1 = 0; \\ [f_2 - \phi_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1) + (\phi_1 + R_2) \sin(\alpha_2 - \alpha_1)] \sin \varphi_1 + \\ + [(f_1 + R_1) - \phi_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1) - (\phi_1 + R_2) \cos(\alpha_2 - \alpha_1)] \cos \varphi_1 = a_w. \end{cases} \quad (13)$$

Отримана система (13) визначає умови контакту профілів шестірни і колеса. Легко переконатися, що при відомому значенні кута повороту шестірни φ_1 вона матиме розв'язок, оскільки містить два невідомих параметри – λ_1 , що

входить до f_1, f_2 і α_1 , а також λ_2 , що входить до ϕ_1, ϕ_2 і α_2 .

Для розв'язання системи (13) така її форма запису є незручною, тому її можна спростити до вигляду

$$\begin{cases} f_2 - \phi_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1) + (\phi_1 + R_2) \sin(\alpha_2 - \alpha_1) = a_w \sin \varphi_1; \\ [(f_1 + R_1) - \phi_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1) - (\phi_1 + R_2) \cos(\alpha_2 - \alpha_1)] = a_w \cos \varphi_1. \end{cases}$$

або

$$\begin{cases} f_2 + r_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2) = a_w \sin \varphi_1; \\ [(f_1 + R_1) - r_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2)] = a_w \cos \varphi_1, \end{cases} \quad (14)$$

де Θ_2 – кут між віссю OY та радіус-вектором r_2 точки контакту в системі $X_2O_2Y_2$ (рисунок 2); кут Θ_2 і модуль радіус-вектора r_2 визначаються як

$$\Theta_2 = \arcsin \frac{\phi_2}{r_2}; \quad r_2 = \sqrt{(\phi_1 + R_2)^2 + \phi_2^2}.$$

Аналогічні позначення введемо для профілю зуба шестірни у системі координат $X_1O_1Y_1$ (рисунок 2)

$$\Theta_1 = \arcsin \frac{f_2}{r_1}; \quad r_1 = \sqrt{(f_1 + R_2)^2 + f_2^2}.$$

Тоді систему (14) можна привести до виду

$$r_2^2 = a_w^2 - 2a_w r_1 \cos(\varphi_1 - \Theta_1) + r_1^2. \quad (15)$$

Залежність (15) дозволяє виразити параметр λ_2 через λ_1 . Для цього необхідно підставити у r_2 функцію $\phi_2(\varphi_1)$ в явному виді. Цей параметр (λ_2) можна підставити в будь-яке з рівнянь (14), при цьому буде відомим значення λ_1 в заданому положенні колеса (при фіксованому φ_1).

Якщо після перетворень перше рівняння (14) поділити на друге, одержимо

$$\operatorname{tg}(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2) = \frac{a_w \sin \varphi_1 - f_1}{f_1 + R_1 - a_w \cos \varphi_1}. \quad (16)$$

Залежність (16) також пов'язує параметри λ_2 і λ_1 . Алгоритм розв'язування в цьому випадку аналогічний.

Якщо позбутися параметра φ_1 , одержимо безпосередню залежність λ_2 від λ_1

$$a_w = [f_2 + r_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2)]^2 + [(f_1 + R_1) - r_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2)]^2,$$

або після перетворень

$$a_w^2 = r_1^2 - 2r_1 r_2 \cos[(\alpha_2 - \Theta_2) - (\alpha_1 - \Theta_1)] + r_2^2. \quad (17)$$

Співвідношення (17) дозволить визначити λ_2 в точці контакту. При відомих λ_1 і λ_2 (відповідно α_1 і α_2), можна з будь-якого рівняння (14) знайти φ_1 , а потім φ_2 .

Поділивши перше рівняння (14) на друге, одержимо залежність кута повороту шестірни від параметрів λ_1 і λ_2

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{f_2 + r_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2)}{(f_1 + R_1) - r_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2)}. \quad (18)$$

Слід зазначити, що при контакті зубців шестірни і колеса в полюсі зачеплення кути профілю будуть дорівнювати одне одному [1], тобто $\alpha_1 = \alpha_2$. Інші

параметри прийматимуть значення: $\phi_1=0$, $\phi_2=0$, модулі радіус-векторів r_1 і r_2 дорівнюватимуть радіусам R_1 і R_2 початкових циліндрів шестірни і колеса, кут $\Theta_1=0$, $\Theta_2=\pi$. Тоді рівняння (15) і (17) перетворяться на відоме співвідношення $R_1+R_2=a_w$, а у рівнянні (16) буде тотожність.

При розв'язуванні системи (14) в залежності від заданих функцій f_1, f_2 і ϕ_1, ϕ_2 зручнішим може виявитися одне з представлених рівнянь – (15), (16) або (17).

Результати досліджень. У загальному випадку незалежно від функцій f_1, f_2 і ϕ_1, ϕ_2 розв'язання рівняння (14) можна виконати методом ітерацій.

1. Задаємо $f_1(\lambda_{10}), f_2(\lambda_{10}), \alpha_1(\lambda_{10}), \Theta_1(\lambda_{10})$ – у вигляді числових значень, починаючи з розрахункової точки контакту, наприклад – з полюсу зацеплення;

2. Задаємо у параметричному виді $\phi_1(\lambda_2), \phi_2(\lambda_2), \alpha_2(\lambda_2), \Theta_2(\lambda_2)$ (можна задати профіль у явному виді $\phi_2(\phi_1)$ та через цю функцію знайти α_2 і Θ_2).

3. Скориставшись рівнянням (17), перебираємо параметр λ_2 у межах від λ_2^{\min} до λ_2^{\max} , що відповідають ϕ_1^{\max} і ϕ_1^{\min} . При цьому можна прийняти $\phi_1^{\max}(h_a)=+1,0$; $\phi_1^{\min}(h_f)=-1,0$.

4. Перебір параметра в цих межах дасть значення λ_{20} , що відповідає точці контакту. Це дозволить знайти $\Phi_1(\lambda_{20}), \Phi_2(\lambda_{20}), \alpha_2(\lambda_{20}), \Theta_2(\lambda_{20})$ – у вигляді чисел.

5. Підстановка цих значень у співвідношення (18) дозволить обчислити ϕ_1 , а отже і $\phi_2=\pi-\alpha_2-\phi_1+\alpha_1$.

Висновки:

1. Одержано залежності, що дозволяють визначити умови, за яких контакт двох довільних профілів зубців буде можливим; при цьому встановлено зв'язок між функціями, що описують профілі, та кутами повороту шестірни і колеса.

2. Одержані залежності визначають обов'язкові умови для визначення миттєвого значення передатного відношення; такий підхід до його визначення можна також застосовувати для моделювання передачі із спрацьованими профілями зубців шестірни і колеса.

Список літератури: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584с. 2. Гауріленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи / В.А. Гауріленко. – М.: "Машиностроение", 1969. – 430с. 3. Вулгаков Э.Б. Общий случай синтеза эвольвентного зацепления / Э.Б. Вулгаков // Труды Рижского института инженеров гражданской авиации. Сб: "Исследование механических передач приводов агрегатов, 1970. – Вып. 148. – С.55-68. 4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами / Э.Б. Вулгаков. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с. 5. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений / Л.В. Коростелев // Изв. вузов. М.: Машиностроение, 1964. – № 10. – С.5-15. 6. Шишов В.П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.В. Филь. – Луганск: Вид-во СХУ ім. В.Даля, 2006. – 408с. 7. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. Монография / А.И. Павлов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 8. Воронцов Б.С. Математическое обеспечение интерактивного синтеза передач зацеплением / Б.С. Воронцов // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С. 49-54. 9. Шишов В.П. Синтез циліндричних полюбообкатних передач по геометро-кінематическим критериям / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.Н. Ткач, И.Г. Ткач // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.179-188. 10. Tökölly P. Effect of tooth shape to size of contact stress noninvolute gearing / P. Tökölly, M. Gajdos, M. Bošanský // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.10-20. 11. Бабичев Д.Т. Оптимизационный синтез профиля зуба как отрезка кривой, заданной натуральным уравнением / Д.Т. Бабичев, Д.А. Бабичев // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума (21-23 января, 2014 г., Россия, Ижевск). – Ижевск: изд-во ИжГТУ, 2013. – С.301-308. 12. Повышение работоспособности тягового редуктора тепловоза: Автореф. дисс... канд. техн. наук. 05.22.07 / Вельгодская Т.В. – Омск, 2007. – 24с. 13. Влияние износа зубчатых колес на качество работы тяговой передачи электропоездов: Автореф. дисс... канд. техн. наук. 05.22.07 / Сун Сяохинь. – М., 2000. – 24с. 14. Шишов В.П. Основы синтеза выходного контура циліндричних зубчатих передач із підвищеною зносостійкістю зубців коліс / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.М. Ткач, Ю.О. Скляр, І.Г. Ткач // Віс-

ник Нац. Техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №20. – С.171-176. 15. Шевелева Г.И. Теория формообразования и контакта движущихся тел. Монография / Г.И. Шевелева. – М.: Станкин, 1999. – 494с. 16. Грицай І.Є. Удосконалення технології виготовлення зубчастих коліс на основі нового методу зубонарізання / І.Є. Грицай, В.І. Вільшанецький // Вісник Нац. Техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.44-52. 17. Грицай І.Є. Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення / І.Є. Грицай, Я.М. Литвиняк // Вісник Нац. Техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.43-52. 18. Аникин Ю.В. Синусоїдальное зацепление: основы геометро-кинematicкой теории / Ю.В. Аникин. – Воронеж: Изд-во Воронежского ун-та, 1975. – 63с.

Надійшла (received) 04.03.2014

УДК 621.833

П.М. ТКАЧ, к.т.н., доцент каф. "ДВЗ і машинознавство" СХУ ім. В. Даля, Луганськ;
О.Ю. ЧАЛА, асистент каф. "Прикладна математика" СХУ ім. В. Даля

ГЕОМЕТРО-КІНЕМАТИЧНІ КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ АРКОВИХ ПЕРЕДАЧ ЗМІШАНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ З КРУГОВИМ ЗУБОМ

Пам'яті проф. В.П. Шишова
присвячується

Розглянуто деякі питання геометрії аркових циліндричних передач з круговим зубом. Отримано аналітичні залежності, що зв'язують значення показників працездатності кругових аркових передач змішаного зацеплення з геометрією зубців та інструменту. Отримані формули можуть бути використані для синтезу геометрії вихідного контуру за значенням якісних показників.

Ключові слова: змішане зацеплення, кругові аркові зубці, критерії працездатності.

Вступ. В основі високої працездатності, надійності, довговічності та конкурентоспроможності будь-якого редуктора лежить висока надійність і працездатність зубчастих передач, що входять до нього, у тому числі і аркових.

Актуальність дослідження. При дослідженні зубчастих зацеплень, зокрема для синтезу геометрії їх зубців, виникає необхідність вирішення низки завдань, пов'язаних з визначенням якості зацеплення. Якість передачі зацепленням визначається умовами контактної міцності, теплостійкості та спрацювання зубців. Для оцінки цих якісних показників використовуються геометро-кінематичні критерії навантажувальної здатності. Тому завдання визначення зазначених критеріїв працездатності при конструюванні і виробництві нових видів передач з покращеними конструктивними і технологічними властивостями є актуальним.

Аналіз останніх досліджень та літератури. Оскільки експлуатаційні характеристики передачі повинні бути прогнозовані вже на стадії проектування, для найбільш поширених видів передач отримані і глибоко досліджені критерії працездатності. Зокрема для прямозубих і косозубих циліндричних передач [1], а також передач із арковими зубцями [2]. До теперішнього часу накопичено значний досвід у дослідженні традиційного евольвентного зацеплення [3], причому і в класичних передачах використовуються елементи синтезу [4]. За останні десятиліття набули значного розвитку нові види зацеплень з опукло-увігнутих контактом, наприклад аркові передачі Новікова [5]. Застосування зубчастих коліс з арковими зубцями замість прямозубих і косозубих є ефективним напрямом підвищення їх навантажувальної здатності і довговічності. Найбільшого поширення в техніці на-

© П.М. Ткач, О.Ю. Чала, 2014

були циліндричні зубчасті передачі з круговим зубом.

Перспективним напрямком удосконалення параметрів опукло-ввігнутого контакту в аркових передачах є синтез геометрії за якісними показниками працездатності. Аналітичні залежності для визначення показників працездатності були отримані для різних видів зачеплень [6-8]. Проте ці критерії досліджені недостатньо для кругових аркових передач змішаного зачеплення, які характеризуються широкою сферою їх можливого застосування.

Мега статті. Отримати та проаналізувати аналітичні залежності, що в'язують значення показників працездатності аркових передач змішаного зачеплення з геометрією кругових зубців та інструменту.

Постановка завдання. Розглянемо зубці інструментальної рейки, спрофільовані в нормальному перерізі вихідним контуром, заданим в параметричному вигляді (для головки та ніжки відповідно)

$$\begin{cases} x_p = f_1(\lambda); & \begin{cases} x_p = \Phi_1(\lambda); \\ y_p = f_2(\lambda); & \begin{cases} y_p = \Phi_2(\lambda). \end{cases} \end{cases} \end{cases} \quad (1)$$

Тут f_1, f_2, Φ_1, Φ_2 – необхідну кількість разів диференційовані функції, залежні від параметра λ . Параметр λ надалі вказувати не будемо.

Приймемо, що поздовжня лінія зуба по ширині зубчастого вінця окреслена дугою окружності з радіусом R_Γ – номінальним радіусом різцевої головки (див. рисунок).

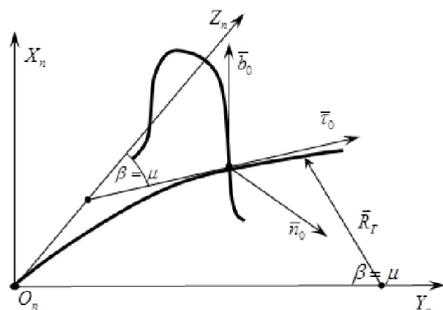


Рисунок – до виводу рівняння твірної поверхні з круговими арковими зубцями

Тоді крива $\bar{r}_0(\mu)$, що визначає поздовжню форму зуба, може бути представлена в системі координат $X_n Y_n Z_n$ рівнянням

$$\begin{cases} x_0(\mu) = 0; \\ y_0(\mu) = R_\Gamma(1 - \cos \mu); \\ z_0(\mu) = R_\Gamma \sin \mu; \end{cases} \quad (2)$$

де μ – кут між віссю $O_n Y_n$ та поточним напрямком вектора \bar{R}_Γ (див. рисунок).

Матеріали досліджень. Таким чином, маємо циліндричні зубчасті

передачі з круговим зубом. Причому, поточний кут нахилу зубців рейки з арковими зубцями в даному випадку $\beta = \mu$ (див. рисунок). Величина цього кута залежить від положення перерізу на зубчастому вінці. Вважаючи, що площина $Y_n O_n Z_n$ є початковою площиною рейки, а початкова пряма вихідного контуру спрямована по вектору \bar{n}_0 , можна отримати рівняння поверхні зубців інструментальної рейки для опуклої сторони (головка та ніжка відповідно)

$$\begin{cases} x_n = f_1; \\ y_n = R_\Gamma - (R_\Gamma - f_2) \cos \mu; \\ z_n = (R_\Gamma - f_2) \sin \mu; \end{cases} \quad \begin{cases} x_n = \Phi_1; \\ y_n = R_\Gamma - (R_\Gamma - \Phi_2) \cos \mu; \\ z_n = (R_\Gamma - \Phi_2) \sin \mu. \end{cases} \quad (3)$$

Рівняння поверхні зубців рейки для увігнутої сторони можуть бути отримані аналогічно, додаючи $\pi/2$ до y_n .

Вектори відносних швидкостей у верстатному зачепленні можуть бути записані у вигляді (для точок на голівці і ніжці відповідно) [9]

$$\begin{aligned} \bar{V}_f^{p1} &= (\Omega_{1f} \cos \mu) \bar{i} + f_1 \bar{j} + 0 \bar{k}; & \bar{V}_\phi^{p1} &= (\Omega_{1\phi} \cos \mu) \bar{i} + \Phi_1 \bar{j} + 0 \bar{k}; \\ \bar{V}_f^{p2} &= (-\Omega_{1f} \cos \mu) \bar{i} - f_1 \bar{j} + 0 \bar{k}; & \bar{V}_\phi^{p2} &= (-\Omega_{1\phi} \cos \mu) \bar{i} - \Phi_1 \bar{j} + 0 \bar{k}. \end{aligned} \quad (4)$$

Рівняння зачеплення з урахуванням (2)-(4) будуть мати наступний вигляд для колеса (для головки і ніжки відповідно)

$$\begin{aligned} F_{if} &= \frac{f'_2}{n_f} [\pm \Omega_{2f} \cos \mu \pm R_\Gamma (1 - \cos \mu) \mp R_i \phi_i] = 0; \\ F_{i\phi} &= \frac{\Phi'_2}{n_\phi} [\pm \Omega_{2\phi} \cos \mu \pm R_\Gamma (1 - \cos \mu) \mp R_i \phi_i] = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

У наведених співвідношеннях верхній знак відповідає опуклій стороні зуба, нижній знак – увігнутий стороні. Крім того, прийняті наступні позначення

$$\begin{aligned} \Omega_{1f} &= \frac{f_1 f'_1}{f'_2}; & \Omega_{1\phi} &= \frac{\Phi_1 \Phi'_1}{\Phi'_2}; & \Omega_{2f} &= \Omega_{1f} + f_2; & \Omega_{2\phi} &= \Omega_{1\phi} + \Phi_2; \\ n_f &= \sqrt{(f'_1)^2 + (f'_2)^2}; & n_\phi &= \sqrt{(\Phi'_1)^2 + (\Phi'_2)^2}; & K_{nf} &= \frac{1}{R_\Gamma + f_2}; & K_{n\phi} &= \frac{1}{R_\Gamma + \Phi_2}. \end{aligned}$$

Коефіцієнти квадратичних форм твірної поверхні можуть бути отримані за допомогою відомих залежностей [10].

Оцінка якості передачі зачеплення визначається умовами контактної міцності, термічної потужності, зносу зубців, для оцінки яких використовуються геометро-кінематичні показники і критерії навантажувальної здатності. Комплексні критерії працездатності аркових передач глибоко досліджені в роботі [6] і можуть бути використані з урахуванням поздовжньої форми зуба (2). Розглянемо основні геометро-кінематичні критерії, необхідні для оцінки працездатності і синтезу геометрії зубців циліндричних передач з круговими арковими зубцями.

Швидкість ковзання (відносна швидкість). При $\beta = \mu$, використовуючи (4), а також рекомендації [6, 8], маємо формулу для визначення швидкості ковзання (для точок на голівці і ніжці відповідно)

$$V_{ck} = \left(1 + \frac{1}{u}\right) f_1 \sqrt{\left(\frac{f'_1}{f'_2}\right)^2 \cos^2 \mu + 1}; \quad V_{ck} = \left(1 + \frac{1}{u}\right) \Phi_1 \sqrt{\left(\frac{\Phi'_1}{\Phi'_2}\right)^2 \cos^2 \mu + 1}.$$

З (6) випливає, що при інших рівних умовах швидкість ковзання зменшується зі збільшенням кута нахилу зубців. Вона має найбільше значення при $\mu = 0$, тобто у середині арки, а на торці при $\mu = \mu_T$ має мінімальне значення.

Швидкості кочення сполучених поверхонь зубців. Швидкості руху точок контакту в зачепленні кругових аркових зубців з використанням [6, 8, 9] для поверхонь зубів шестірні ($i=1$) і колеса ($i=2$) можна отримати, використовуючи рівняння (3), продиференційовані за часом, а також частинні похідні рівняння зачеплення (5). Значення швидкостей кочення в напрямку, перпендикулярному миттєвій лінії контакту, дорівнюють (для головки і ніжки відповідно)

$$V_1 = \frac{\omega_1 n_f}{\tau_f} \left(R_1 + \frac{f_1}{f_2'} \Delta_f \right); \quad V_1 = \frac{\omega_1 n_\phi}{\tau_\phi} \left(R_1 + \frac{\Phi_1}{\Phi_2'} \Delta_\phi \right);$$

$$V_2 = \frac{\omega_1 n_f}{u \tau_f} \left(R_2 - \frac{f_1}{f_2'} \Delta_f \right); \quad V_2 = \frac{\omega_1 n_\phi}{u \tau_\phi} \left(R_2 - \frac{\Phi_1}{\Phi_2'} \Delta_\phi \right). \quad (6)$$

Тут прийнято такі позначення

$$\tau_f = \sqrt{n_f^2 \sin^2 \mu (1 - \Omega_{1f} K_{nf})^2 + (\Omega_{2f}')^2 \cos^2 \mu}; \quad (7)$$

$$\tau_\phi = \sqrt{n_\phi^2 \sin^2 \mu (1 - \Omega_{1\phi} K_{n\phi})^2 + (\Omega_{2\phi}')^2 \cos^2 \mu};$$

$$\Delta_f = \Omega_{2f}' \cos^2 \mu + f_2' (1 - \Omega_{1f} K_{nf}) \sin^2 \mu; \quad \Delta_\phi = \Omega_{2\phi}' \cos^2 \mu + \Phi_2' (1 - \Omega_{1\phi} K_{n\phi}) \sin^2 \mu. \quad (8)$$

Сумарна швидкість кочення робочих поверхонь. Використовуючи залежності (6), (7), (8), маємо (відповідно для головки і ніжки)

$$V_{\Sigma f} = \frac{\omega_1 n_f}{\tau_f} \left[2R_1 \pm \frac{f_1}{f_2'} \Delta_f \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right]; \quad V_{\Sigma \phi} = \frac{\omega_1 n_\phi}{\tau_\phi} \left[2R_1 \pm \frac{\Phi_1}{\Phi_2'} \Delta_\phi \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right].$$

Приведена кривизна робочих поверхонь зубців. Використовуючи залежності (3), (5), рекомендації [6, 8, 10], а також враховуючи, що $\beta = \mu$, маємо значення зведеної нормальної кривизни контактуючих поверхонь (відповідно для головки і ніжки)

$$\chi_{np} = \frac{f_2' \tau_f^2}{n_f^3} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{\left(R_2 - \frac{f_1 \Delta_f}{f_2'} \right) \left(R_1 + \frac{f_1 \Delta_f}{f_2'} \right)}; \quad \chi_{np} = \frac{\Phi_2' \tau_\phi^2}{n_\phi^3} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{\left(R_2 - \frac{\Phi_1 \Delta_\phi}{\Phi_2'} \right) \left(R_1 + \frac{\Phi_1 \Delta_\phi}{\Phi_2'} \right)}.$$

Приведена кривизна зменшується зі збільшенням кута μ , досягаючи мінімального значення при $\mu = \mu_T$ (на торцях зубців) і максимального – при $\mu = 0$ (в середньому перерізі арки). Значення μ_T може бути знайдено зі співвідношення

$$\mu_T = \arcsin \frac{B}{2R_f}, \quad (9)$$

де B – ширина зубчастого вінця.

Питомі ковзання можна знайти, використовуючи рекомендації [6-8], за формулами (для головки і ніжки відповідно)

$$\eta_i = \pm \frac{\left(1 + \frac{1}{u} \right) f_1 \Delta_f}{R_i f_2' \pm f_1 \Delta_f}; \quad \eta_i = \pm \frac{\left(1 + \frac{1}{u} \right) \Phi_1 \Delta_\phi}{R_i \Phi_2' \pm \Phi_1 \Delta_\phi}. \quad (10)$$

Аналізуючи співвідношення (10), можна зробити висновок про те, що питомі ковзання дорівнюють нулю при $f_1 = 0$, $\Phi_1 = 0$, тобто на полюсній лінії поверхонь зубців. Питомі ковзання дорівнюють нескінченності, якщо має місце підрізання зубців. Найбільших значень питомі ковзання набувають при $\mu = 0$ (в середині арки) і найменших – на торцях зубців при $\mu = \mu_T$, знайденому з (9).

Кут між вектором швидкості кочення і контактної лінії. Застосовуючи співвідношення, отримані в роботі [7], до кругових аркових зубців,

отримаємо (відповідно для головки і ніжки):

$$v_f = \arctg \frac{n_f \Delta_f}{\Delta_{1f} \sin \mu \cos \mu}; \quad v_\phi = \arctg \frac{n_\phi \Delta_\phi}{\Delta_{1\phi} \sin \mu \cos \mu}, \quad (11)$$

де прийнято такі позначення

$$\Delta_{1f} = f_2' \Omega_{2f}' - n_f^2 (1 - \Omega_{1f} K_{nf}); \quad \Delta_{1\phi} = \Phi_2' \Omega_{2\phi}' - n_\phi^2 (1 - \Omega_{1\phi} K_{n\phi}).$$

З (11) видно, що $v = 0,5\pi$ при $f_1 = 0$ та $\Phi_1 = 0$, тобто на полюсній лінії поверхонь зубців, а також при $\mu = 0$, тобто в середньому перерізі арки. Із збільшенням кута μ значення кута v зменшується, приймаючи найменше значення на торцях зубів при $\mu = \mu_T$, яке визначається залежністю (9).

Коефіцієнти перекриття. Коефіцієнт торцевого перекриття аркових циліндричних передач залежить від положення торцевого перерізу по ширині зубчастого вінця зубців зубчастого колеса. Співвідношення для коефіцієнта торцевого перекриття можна отримати, використовуючи рівняння зачеплення (5), а також рекомендації [6, 8] (відповідно для головки і ніжки)

$$\varepsilon_{\alpha f} = z_i \frac{(\Omega_{2f}(\lambda_2) - R_f) \cos \mu_2 - (R_f + \Omega_{2f}(\lambda_1)) \cos \mu_1}{2\pi R_i};$$

$$\varepsilon_{\alpha \phi} = z_i \frac{(\Omega_{2\phi}(\lambda_2) - R_\phi) \cos \mu_2 - (R_\phi + \Omega_{2\phi}(\lambda_1)) \cos \mu_1}{2\pi R_i}. \quad (12)$$

Тут λ_1 та λ_2 – граничні значення параметра λ , які відповідають вершинам зубців шестірні та колеса, можуть бути знайдені за рекомендаціями [6], z_i – кількість зубців. Для визначення параметрів μ_1 і μ_2 необхідно підставити $z_n = \text{const}$ в останнє рівняння системи (3) і розв'язати його відносно $\mu = \mu(\lambda)$.

Коефіцієнт осевого перекриття [6, 9] (відповідно для головки і ніжки):

$$\varepsilon_{\beta f} = z_i \frac{(\Omega_{2f}(\lambda_0) - R_f)(\cos \mu_{20} - \cos \mu_{10})}{2\pi R_i}; \quad \varepsilon_{\beta \phi} = z_i \frac{(\Omega_{2\phi}(\lambda_0) - R_\phi)(\cos \mu_{20} - \cos \mu_{10})}{2\pi R_i}. \quad (13)$$

Тут $\lambda_0 = \text{const}$ фіксоване значення параметра λ , μ_{10} , μ_{20} – граничні значення параметра μ , які визначаються з останнього рівняння системи (3) при $z = 0$, $z = 0,5B$.

Користуючись матеріалами [6] можна аналогічно визначити коефіцієнти профільного ε_μ і фазового ε_ϕ перекриття. Параметри λ і μ визначаються у відповідності з рекомендаціями [6] при $\beta = \mu$. Рівняння (13) дозволяють визначити ширину зубчастих коліс при заданих ε_β і R_f . Приймавши в (13) $f_1 = 0$, $\Phi_1 = 0$ і $f_2 = 0$, $\Phi_2 = 0$ (лінія контакту розташована на циліндрі з радіусом $R_i = 0,5mz_i$), маємо

$$\varepsilon_\beta = z_i \frac{R_f (\cos \mu_{10} - \cos \mu_{20})}{\pi m},$$

де $\sin \mu_{10} = B_1/R_f$, $\sin \mu_{20} = B_2/R_f$.

Висновки:

1. У статті отримано і проаналізовано аналітичні залежності, що пов'язують значення показників працездатності аркових передач змішаного зачеплення з геометрією кругових зубців коліс і інструменту.

2. Отримані формули можуть бути використані для синтезу геометрії вхідного контуру за значенням якісних показників працездатності.

Список литературы: 1. Гауриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз, 1962. – 532с. 2. Скляров А.Е. Исследование цилиндрических передач с круговыми зубьями: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Ворошиловград, 1973. – 167с. 3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. Изд-во "Наука", М. 1968. – 584с. 4. Вулгаков Э.В. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. – М.: Машиностроение. 1974. – 264с. 5. Грибанов В.М., Малый Д.В., Фесенко Т.Н., Хмеловский Т.Г. Сравнительный анализ зубчатых цилиндрических передач Новикова с арочным зубом // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – 2001. – Вып.13. – С.43-51. 6. Шишов В.П., Носко П.Л., Ревакина О.А. Цилиндрические передачи с арочными зубьями (теория, анализ, синтез): Монография. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля, 2004. – 336с. 7. Шишов В.П., Филь П.В., Ревакина О.А., Мухоматов А.А. Геометро-кинематические показатели цилиндрических зубчатых передач с арочными зубьями // Ресурсосберегающие технологии производства и обработки давлением материалов в машиностроении. Сб. научн. работ. – Луганск: Изд. ВНУ, 2001. – С.193-200. 8. Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.Н., Филь П.В. Високонвантажени циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубьями. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2005. 9. Shishov V., Tkach P., Chalaya E., Juravlyova T. Internal geometry of active surfaces of teeth of cylindrical gear arch mixed gearing // TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. – Vol.13, №3. – 2013. – P.203-208. 10. Раивевский П.К. Курс дифференциальной геометрии. – М.: ГИТТЛ, 1956. – 420с.

Надійшла (received) 04.03.2014

УДК 621.833

Н.Л. УТУТОВ, д.т.н., профессор каф. "ДВС и машиноведение"
ВНУ им. В. Даля, Луганск;

Н.В. ПЛЯСУЛЯ, ассистент каф. "Прикладная математика" ВНУ им. В.Даля

ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ДВИЖЕНИЯ ЗАЦЕПЛЯЮЩИХСЯ ЗУБЬЕВ В КРУГОВИНТОВОЙ ГЛОБОИДНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ

В статье приведена математическая модель относительных движений в зубчатой глобоидно-цилиндрической круговинтовой передаче с двумя линиями зацепления. Проведен анализ коэффициента скольжения в горловом сечении глобоидно-цилиндрической зубчатой круговинтовой передачи и на границе торцевых плоскостей глобоидного колеса.

Ключевые слова: зубчатая передача, угловая скорость, относительная скорость, вращение, верчение.

Введение. В зацеплении круговинтовых зубьев глобоидно-цилиндрической зубчатой передачи одновременно происходят сложные движения: перекатывание, скольжение, верчение поверхностей зубьев одного колеса относительно зубьев другого колеса.

Уравнения поверхностей зубьев ведущего и ведомого колес представим в системах $O_1X_{11}Y_{11}Z_{11}$ и $O_2X_{22}Y_{22}Z_{22}$ координат соответственно.

Уравнения поверхностей головки зуба ведущего колеса в системе координат $O_1X_{11}Y_{11}Z_{11}$:

$$\begin{aligned} x_{11} &= (r_1 + R_1 \cos \lambda_{11}) \sin(\varphi_{11} + \varphi_1) + R_1 \cos(\varphi_{11} + \varphi_1) \sin \lambda_{11} \cos \beta_1; \\ y_{11} &= (r_1 + R_1 \cos \lambda_{11}) \cos(\varphi_{11} + \varphi_1) - R_1 \cos(\varphi_{11} + \varphi_1) \sin \lambda_{11} \cos \beta_1; \\ z_{11} &= p\varphi_1 \operatorname{ctg} \gamma - R_1 \sin \lambda_{11} \sin \gamma, \end{aligned} \quad (1)$$

где r_1 – радиус начальной окружности глобоида,

$$r_1 = r_{10}(1 + u - u \cos \varphi_2^*); \quad (2)$$

r_{10} – радиус начальной окружности глобоида в его средней (горловой части); φ_2^* – угол обхвата глобоидным колесом цилиндрического колеса; u – передаточное

число передачи; γ – угол подъема линии зуба на глобоидном колесе; P – винтовой параметр; R_1 – радиус кривизны профиля зуба головки зуба; λ_{11} – угол поворота радиусов профилирующей окружности; φ_1 – угол поворота ведущего колеса; β_1 – угол наклона линий зубьев и оси вращения ведущего колеса.

Уравнение поверхностей ножки зубьев ведущего колеса:

$$\begin{aligned} x_{12} &= (r_1 + R_2 \cos \lambda_{12}) \sin(\varphi_{11} + \varphi_1 - \xi_1) + R_2 \cos(\varphi_{11} + \varphi_1 - \xi_1) \sin \lambda_{12} \cos \beta_1; \\ y_{12} &= (r_1 + R_2 \cos \lambda_{12}) \cos(\varphi_{11} + \varphi_1 - \xi_1) - R_2 \cos(\varphi_{11} + \varphi_1 - \xi_1) \sin \lambda_{12} \cos \beta_1; \\ z_{12} &= p(\varphi_1 \operatorname{ctg} \gamma - \xi_1) - R_2 \sin \lambda_{12} \sin \gamma, \end{aligned} \quad (3)$$

где R_2 – радиус кривизны профиля ножки зуба в ведущего колеса; λ_{12} – независимая переменная, угол поворота радиусов профилирующих окружностей; ξ_1 – угол, определяющий положение профильности зуба относительно головки этого же зуба; φ_{11} – угол, определяющий положение торцевого сечения головки зуба с торцевой плоскостью ведущего колеса.

Уравнение поверхностей головки зуба ведомого колеса в системе $O_2X_{22}Y_{22}Z_{22}$:

$$\begin{aligned} x_{21} &= (r_2 + R_1 \cos \lambda_{21}) \sin(\varphi_{22} + \varphi_2) + R_1 \cos(\varphi_{22} + \varphi_2) \sin \lambda_{21} \cos \beta_2; \\ y_{21} &= (r_2 + R_1 \cos \lambda_{21}) \cos(\varphi_{22} + \varphi_2) - R_1 \cos(\varphi_{22} + \varphi_2) \sin \lambda_{21} \cos \beta_2; \\ z_{21} &= p\varphi_1 \operatorname{tg} \gamma - R_1 \sin \lambda_{21} \sin \gamma, \end{aligned} \quad (4)$$

где r_2 – делительный диаметр ведомого колеса; λ_{21} – независимая переменная; φ_{12} – угол, определяющий положение торцевого сечения головки зуба с торцевой плоскостью ведомого колеса.

Уравнения поверхностей ножек зубьев ведомого колеса:

$$\begin{aligned} x_{22} &= (r_2 + R_2 \cos \lambda_{22}) \sin(\varphi_{22} + \varphi_2 - \xi_2) + R_2 \cos(\varphi_{22} + \varphi_2 - \xi_2) \sin \lambda_{22} \cos \beta_2; \\ y_{22} &= (r_2 + R_2 \cos \lambda_{22}) \cos(\varphi_{22} + \varphi_2 - \xi_2) - R_2 \cos(\varphi_{22} + \varphi_2 - \xi_2) \sin \lambda_{22} \cos \beta_2; \\ z_{22} &= p(\varphi_1 \operatorname{tg} \gamma - \xi_2) - R_2 \sin \lambda_{22} \sin \gamma, \end{aligned} \quad (5)$$

где λ_{22} – независимая переменная; ξ_2 – угол, определяющий положение профиля ножки зуба колеса относительно головки зуба этого колеса.

Основное содержание. Относительные перекатывания зубьев друг по другу рассмотрим как состоящие из двух элементарных движений перекатываний, когда касательные к контактными линиям на их поверхностях не совпадают между собой.

Угловые скорости перекатывания зубьев по направлению касательной к контактными линиям на зубьях головок ведущего и ножек ведомого колес соответственно:

$$w_{n1Гкач} = \frac{V_{K1Г}}{\rho_{\lambda 11}} = \frac{w_1 K_{L11} \sqrt{K_{VK1Г}}}{K_{E11} \sqrt{K_{E11} K_{G11} - K_{F11}^2}}; w_{n2Hкач} = \frac{V_{K2H}}{\rho_{\lambda 22}} = \frac{w_2 K_{L22} \sqrt{K_{VK2H}}}{K_{E22} \sqrt{K_{E22} K_{G22} - K_{F22}^2}}, \quad (6)$$

где $V_{K1Г}$ и V_{K2H} – скорости перекатывания точки контакта по головке зуба ведущего и ножке зуба ведомого колес соответственно; $\rho_{\lambda 11}$ и $\rho_{\lambda 22}$ – радиусы кривизн поверхностей зубьев головки ведущего и ножки ведомого колес соответственно.

Аналогично (6) получим выражения угловых скоростей перекатывания точек контакта по направлению касательной к контактными линиям на зубьях ножек ведущего и головок ведомого колес соответственно:

$$w_{n1Hкач} = \frac{V_{K1H}}{\rho_{\lambda 12}} = \frac{w_1 K_{L12} \sqrt{K_{VK1H}}}{K_{E12} \sqrt{K_{E12} K_{G12} - K_{F12}^2}}; w_{n2Гкач} = \frac{V_{K2Г}}{\rho_{\lambda 21}} = \frac{w_2 K_{L21} \sqrt{K_{VK2Г}}}{K_{E21} \sqrt{K_{E21} K_{G21} - K_{F21}^2}}, \quad (7)$$

где V_{K1H} и $V_{K2Г}$ – скорости перекачивания точки контакта по ножке зуба ведущего и головки зуба ведомого колеса соответственно.

Углы между направлением вектора относительной скорости и касательными к контактными линиям на зубьях ведущего и ведомого колес:

для головок зубьев ведущего глобоидного колеса:

$$\cos \delta_{1Г} = \cos \alpha_{C1} \cos \alpha_{K1Г} + \cos \beta_{C1} \cos \beta_{K1Г} + \cos \gamma_{C1} \cos \gamma_{K1Г}; \quad (8)$$

аналогично для ножек зубьев ведущего колеса:

$$\cos \delta_{1H} = \cos \alpha_{C2} \cos \alpha_{K1H} + \cos \beta_{C2} \cos \beta_{K1H} + \cos \gamma_{C2} \cos \gamma_{K1H}. \quad (9)$$

Аналогично (8) и (9) получим для головки зубьев ведомого колеса:

$$\cos \delta_{2Г} = \cos \alpha_{C1} \cos \alpha_{K2Г} + \cos \beta_{C1} \cos \beta_{K2Г} + \cos \gamma_{C1} \cos \gamma_{K2Г}; \quad (10)$$

для ножек зубьев ведомого колеса:

$$\cos \delta_{2H} = \cos \alpha_{C2} \cos \alpha_{K2H} + \cos \beta_{C2} \cos \beta_{K2H} + \cos \gamma_{C2} \cos \gamma_{K2H}. \quad (11)$$

Здесь $\alpha_{C1}, \alpha_{C2}, \beta_{C1}, \beta_{C2}, \gamma_{C1}, \gamma_{C2}$ – углы между контактной линией и координатами точки контакта; $\alpha_{K1Г}, \beta_{K1Г}, \gamma_{K1Г}, \alpha_{K1H}, \beta_{K1H}, \gamma_{K1H}$ – углы, направляющих косинусов вектора скорости движения точного зацепления на головках и ножках зубьев ведущего колеса; $\alpha_{K2Г}, \beta_{K2Г}, \gamma_{K2Г}, \alpha_{K2H}, \beta_{K2H}$ – углы, направляющих косинусов вектора скорости движения точки зацепления на ножках и головках зубьев ведомого колеса.

Угловая скорость относительного перекачивания поверхностей зубьев ведущего и ведомого колес по общей касательной плоскости, считающейся неподвижной: на головках зубьев ведущего колеса:

$$w_{1Гкач} = \frac{w_{1Гкач}}{\cos \delta_{1Г}}; \quad (12)$$

на ножках зубьев ведущего колеса:

$$w_{1Hкач} = \frac{w_{1Hкач}}{\cos \delta_{1H}}; \quad (13)$$

на головках зубьев ведомого колеса:

$$w_{2Гкач} = \frac{w_{2Гкач}}{\cos \delta_{2Г}}; \quad (14)$$

на ножках зубьев ведомого колеса:

$$w_{2Hкач} = \frac{w_{2Hкач}}{\cos \delta_{2H}}. \quad (15)$$

Угловые скорости перекачивания по направлению перпендикулярному касательным к контактными линиям на поверхностях зубьев ведущего и ведомого колес: на головках зубьев ведущего колеса:

$$w_{K1Гкач} = w_{1Гкач} \sin \delta_{1Г}; \quad (16)$$

на ножках зубьев ведущего колеса:

$$w_{K1Hкач} = w_{1Hкач} \sin \delta_{1H}; \quad (17)$$

на головках зубьев ведомого колеса

$$w_{K2Гкач} = w_{2Гкач} \sin \delta_{2Г}; \quad (18)$$

на ножках зубьев ведомого колеса

$$w_{K2Hкач} = w_{2Hкач} \sin \delta_{2H}. \quad (19)$$

Только относительное перекачивание, представляющее собой сумму движений перекачивания: для головок зубьев ведущего и ножек зубьев ведомого колес:

$$\Omega_{кач1} = w_{1Гкач} + w_{2Hкач}; \quad (20)$$

для ножек зубьев ведущего и головок зубьев ведомого колес:

$$\Omega_{кач2} = w_{1Hкач} + w_{2Гкач} = K_{\Omega K2}. \quad (21)$$

Векторы $\Omega_{кач1}$ и $\Omega_{кач2}$ направлены по линии пересечения касательной плоскости с плоскостью Q , проходящей через общую нормаль и вектор относительной угловой скорости вращения $\Omega_{отн}$.

Нормаль к плоскости Q совпадает с вектором линейной относительной скорости точки, находящейся в зацеплении направляющие косинусы которой известны.

Относительная скорость вращения зубчатых колес (рисунок 1):

для головки зубьев ведущего колеса и ножек зубьев ведомого:

$$\Omega_{1отн} = \frac{\Omega_{кач1}}{\sin \gamma_{11}^v}; \quad (22)$$

для ножек зубьев ведущего колеса и головок зубьев ведомого:

$$\Omega_{2отн} = \frac{\Omega_{кач2}}{\sin \gamma_{12}^v}, \quad (23)$$

где γ_{11}^v и γ_{12}^v – углы направляющих косинусов нормали к поверхностям зубьев ведущего колеса на головках и ножках соответственно.

Из выражения (22) и (23) следует, что направления вектора угловой относительной скорости вращения в круговинтовой глобоидно-цилиндрической зубчатой передаче параллельно оси вращения ведомого колеса.

Вектор угловой относительной скорости вращения направлен по нормали и сопряженным поверхностям. Абсолютная величина угловой скорости вращения равна проекции относительной скорости вращения на нормаль в глобоидно-цилиндрической зубчатой круговинтовой зубчатой передаче (рисунок 2).

Угловая скорость вращения:

для головок зубьев ведущего и ножек зубьев ведомого круговинтовых колес в глобоидно-

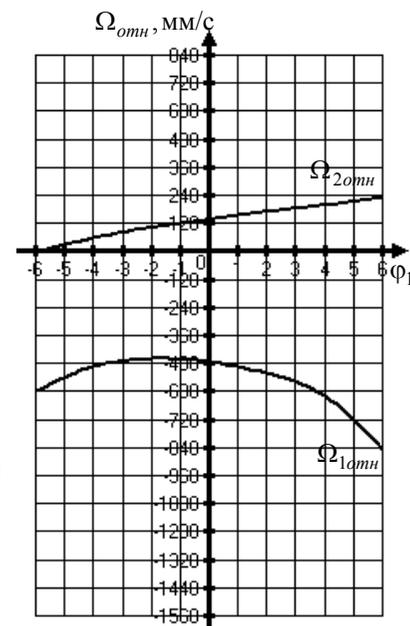


Рисунок 1 – Относительная скорость вращения зубчатых колес

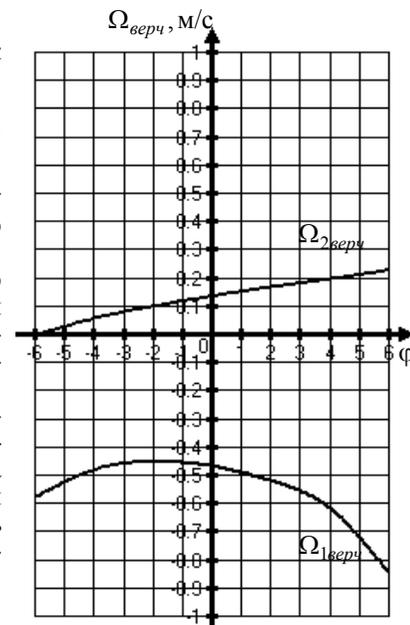


Рисунок 2 – Угловая относительная скорость вращения

цилиндрической зубчатой передаче:

$$\Omega_{1\text{верч}} = \Omega_{1\text{отн}} \cos \gamma_{11}^v, \quad (24)$$

для ножек зубьев ведущего колеса и головок ведомого:

$$\Omega_{2\text{верч}} = \Omega_{2\text{отн}} \cos \gamma_{12}^v. \quad (25)$$

При наличии относительного скольжения центр вращения находится на линии, перпендикулярной к вектору относительной скорости скольжения в проходящей через точку контакта на определенном расстоянии для головок зубьев ведущего колеса и ножек зубьев ведомого.

Одной из причин износа поверхностей зубьев является скольжение:

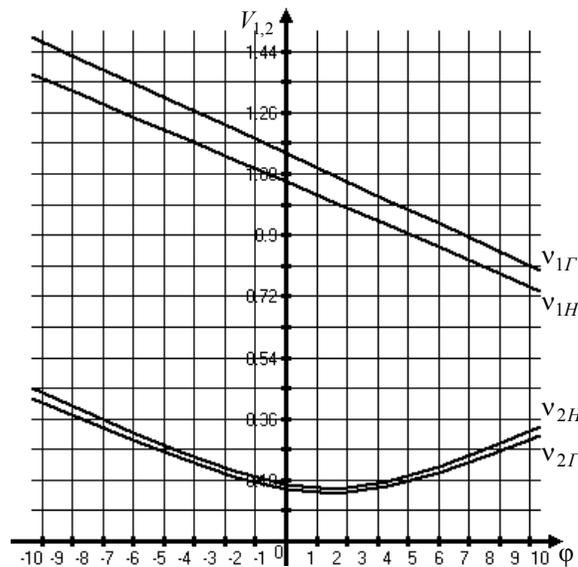


Рисунок 3 – Коэффициент скольжения зубьев

При контактировании головки зуба ведомого колеса с ножкой зуба ведущего колеса коэффициент скольжения значительно выше, чем при контактировании головки зуба ведущего колеса с ножкой ведомого колеса, где он очень близок.

Следовательно, контакт головки зуба ведомого колеса с ножкой зуба ведущего колеса менее благоприятный. Поэтому следует ожидать первоначальный износ их до приработки выше, чем на головках ведущего колеса с ножками ведомого.

Список литературы: 1. Дусев И.И. Кривизна нормальных сечений зубьев пространственных зацеплений // Тр. Новочеркасского политехн. ин-та – Новочеркасск, 1963. – Т.149. – С.113-119. 2. Краснощеков Н.Н., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Теория зацепления Новикова. – М.: Наука, 1976. – 173с. 3. Крылов Н.Н. Глобoidное зацепление с точечным контактом // Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Сборник статей. Выпуск II. – М.: ВРМА им. Н.Е. Жуковского, 1962. 4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 5. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – Киев, Техніка, 1978. – 144с. 6. Трубинов В.А. Исследование геометрии и нагрузочной способности винтовой передачи с элементами глобoidности. Автореф. дисс. ... канд.техн.наук. – Л., 1972. – 20с. 7. Утатов Н.Л., Коробка Н.В. Уравнения поверхностей зубьев глобoidно-цилиндрической зубчатой передачи Новикова // Вестник Восточноукр. нац. ун-та им. В. Даля. – Луганск, 2012. – №13(184), ч.1 – С.103-107.

$$v = \frac{V_c}{V_{1,2}}, \quad (26)$$

где V_c – скорость скольжения, $V_{1,2}$ – скорость точки профиля, находящейся в контакте.

Выводы. Анализ зависимости (26) показывает, что коэффициент скольжения имеет минимальное значение в горловом сечении глобoidно-цилиндрической зубчатой круговинтовой передачи, и максимальное – на границе торцевых плоскостей глобoidного колеса.

Из рисунка 3 следует, что коэффициент скольжения зубьев на головках и ножках отличается незначительно для одного зуба.

Поступила (received) 25.02.2014

УДК 621.833

А.Л. ФИЛИПЕНКОВ, д.т.н., профессор БГТУ "Военмех", С.-Петербург, Россия

АНАЛИЗ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С ЦИРКУЛЯЮЩЕЙ МОЩНОСТИ В ЗАМКНУТОМ КОНТУРЕ

Рассмотрены структурные и кинематические схемы двухступенчатых планетарных передач, составленные из механизмов известных типов. Особое внимание уделено анализу двухступенчатых передач с циркулирующей мощностью в замкнутом контуре и определению их коэффициента полезного действия.

Ключевые слова: планетарная передача, коэффициент полезного действия.

Постановка проблемы. Известные преимущества планетарных передач обусловили их широкое применение в различных отраслях техники. Накопленный опыт проектирования и расчета основных типов представлен в известных справочниках и методических рекомендациях ГОССТАНДАРТА [1-5 и др.]. Вместе с тем, в течение двух последних десятилетий справочная литература, посвященная планетарным передачам, не издавалась. Этот недостаток недостаточно восполнялся статьями в научно-технических сборниках и журналах. Предпринимаемые в настоящее время попытки изыскать пути повышения несущей способности и КПД планетарных передач в ряде статей не опираются на достоверные теоретические принципы и результаты экспериментальных исследований. В основание предлагаемых конструкций планетарных передач закладываются варианты кинематических схем с недопустимо высокой циркулирующей мощностью в замкнутом контуре [6], дается ошибочная трактовка понятия многопоточности и вводится необоснованная новая терминология.

В данной статье ставится задача синтеза и анализа всех возможных структурных и кинематических схем двухступенчатых планетарных передач. Особое внимание уделяется вопросам выбора рациональных вариантов кинематических схем и методики расчета КПД замкнутых передач с циркулирующей мощностью.

Классификация и кинематические формулы планетарных передач. Многоступенчатые планетарные передачи составляют из механизмов, основные типы которых классифицированы в рекомендациях ГОССТАНДАРТА [4], рисунок 1. Для обозначения основных звеньев использованы символы a , b , водила – h , а для венцов сателлитов – g и f .

Для расчета кинематики планетарных передач используют символ угловой скорости ω с добавлением индекса звена. Передаточное отношение между звеньями обозначается буквой i с добавлением двух индексов, соответствующих обозначениям вращающихся звеньев. Верхний индекс соответствует обозначению звена, относительно которого рассматривается движение двух других звеньев. В общем случае для планетарного механизма с основными звеньями A , B и C , соответственно, с угловыми скоростями ω_A , ω_B и ω_C установлена следующая система условных обозначений передаточных отношений

$$\begin{aligned} i_{AC}^B &= (\omega_A - \omega_B) / (\omega_C - \omega_B) = \omega_A / \omega_C, \text{ если } \omega_B = 0; \\ i_{AB}^C &= (\omega_A - \omega_C) / (\omega_B - \omega_C) = \omega_A / \omega_B, \text{ если } \omega_C = 0; \\ i_{BC}^A &= (\omega_B - \omega_A) / (\omega_C - \omega_A) = \omega_B / \omega_C, \text{ если } \omega_A = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Передаточные отношения планетарной передачи связаны между собой тождественными равенствами

$$i_{AB}^C = 1 - i_{AC}^B; \quad i_{AB}^C = 1 / i_{BA}^C. \quad (2)$$

© А.Л. Филипенков, 2014

С помощью уравнений (2) можно определить любое передаточное отношение через известное передаточное отношение i_{ab}^h , связывающее угловые скорости центральных колес a и b при невращающемся водиле h , которое называется передаточным отношением передачи с остановленным водилом. Передаточное отношение i_{ab}^h определяют по известным правилам, как для передач с неподвижными осями зубчатых колес, через отношения начальных диаметры зубчатых колес или отношения числа зубьев (см. рисунок 1). Все прочие передаточные отношения планетарной передачи в соответствии с методом Виллиса выражают через отношение i_{ab}^h на основании тождественных равенств (2)

$$i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h; i_{bh}^a = 1 - i_{ba}^h = 1 - 1/i_{ab}^h.$$

Для расчета кинематики и прочности передачи типа A используется кинематический параметр, который представляет собой отношение чисел зубьев $p = z_b/z_a$. В соответствии с этим обозначением для передачи типа A установлено

$$i_{ab}^h = -p; i_{ah}^b = 1 + p; i_{bh}^a = 1 + 1/p.$$

Аналогичные зависимости могут быть установлены для всех типов передач, которые показаны на рисунке 1.

Планетарный механизм, у которого вращаются все основные звенья, называют дифференциалом. Скорость вращения любого основного звена A , B или C может быть определена в соответствии с формулами (1) и (2) в зависимости от скоростей вращения двух других звеньев

$$\omega_A = \omega_B i_{AB}^C + \omega_C i_{AC}^B; \omega_B = \omega_A i_{BA}^C + \omega_C i_{BC}^A; \omega_C = \omega_B i_{CB}^A + \omega_A i_{CA}^B.$$

Кинематическая формула одноступенчатой планетарной передачи в соответствии с методическими рекомендациями [4] составляется из буквы обозначения типа передачи с добавлением внизу двух индексов, соответствующих обозначениям ведомого и ведущего основных звеньев. Вверху проставляется индекс, соответствующий обозначению неподвижного звена. Например, обозначение A_{ha}^b соответствует передаче типа A , у которой ведомым звеном является водило h , ведущим звеном – колесо a , а неподвижным звеном – колесо b .

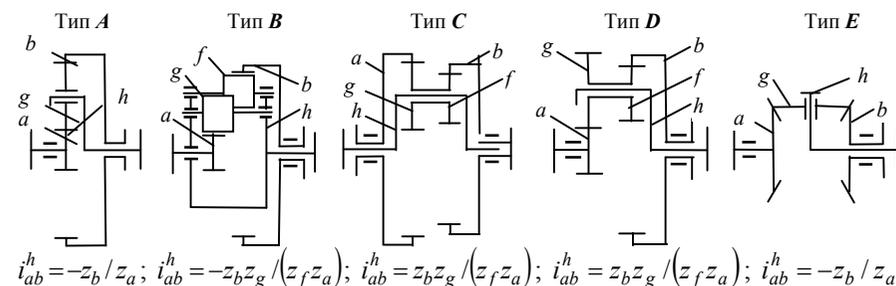


Рисунок 1 – Основные типы планетарных передач [4]

Структурные схемы многоступенчатых передач. При синтезе передач на первом этапе удобно использовать структурные схемы, в которых любые планетарные механизмы представлены в виде объекта с тремя основными звеньями A , B , C , рисунок 2,а. Основные звенья на структурных схемах показывают чертой, проведенной перпендикулярно к черте символического обозначения звена.

Звенья планетарного механизма, соединяемые друг с другом, обозначают буквами α , β , γ . При необходимости выделения водила, его положение в структурных схемах показывают удвоенной или утолщенной линией, рисунок 2,б.

При синтезе и анализе структурных схем учитывается, что планетарный механизм в общем случае имеет две кинематические степени свободы и поэтому угловая скорость основного звена, например, звена A , определяется в зависимости от угловых скоростей двух других основных звеньев B и C

$$\omega_A = i_{AB}^C \omega_B + i_{AC}^B \omega_C.$$

Планетарный механизм с двумя кинематическими степенями свободы называют дифференциалом. Условие равновесия в статике или при равномерном вращении основных звеньев дифференциалов имеет вид

$$T_A + T_B + T_C = 0,$$

где T_A , T_B , T_C – внешние моменты, действующие на основные звенья A , B и C .

Из условия сохранения энергии, пренебрегая потерями на трение, определим уравнение баланса мощности в виде

$$T_A \omega_A + T_B \omega_B + T_C \omega_C = 0.$$

Положительная величина произведения $T \cdot \omega$ соответствует ведущим звеньям, а отрицательная величина – ведомым.

Из двух последних уравнений установлена следующая зависимость для отношения моментов на основных звеньях

$$T_A / T_B = -i_{BA}^C = -1/i_{AB}^C.$$

Отношение моментов на основных звеньях обратно пропорционально передаточному отношению между этими звеньями, взятому с отрицательным знаком. Обратим внимание, что при данном варианте определения отношения моментов влияние трения не учитывается.

Каждый планетарный механизм имеет две кинематические степени свободы, поэтому число степеней свободы двух планетарных механизмов равно четырем. Чтобы получить структурную схему двухступенчатой передачи с одной степенью свободы необходимо наложить три внутренние и/или внешние связи. Внутренние связи представляют собой соединения основных звеньев соседних механизмов, а внешние связи – это соединения основного звена с корпусом. В структурной схеме на рисунке 3,а в качестве связей использовано соединение звеньев планетарных механизмов 1 и 2 между собой, т.е. использованы две внутренние связи, а затем на одно из этих соединений (основное звено C) накладывается внешняя связь. Входными и выходными валами, т.е. приводными валами, полученной передачи являются основные звенья A и B . Эта схема полностью идентична варианту, когда используется одна внутренняя связь (на звене α) и две внешние связи, накладываемые на звенья β и γ . На рисунке 2,б внешняя связь накладывается на основное звено B и приводными валами являются, соответственно, основные звенья A и C .



Рисунок 2 – Структурная схема планетарного механизма

можно реализовать шесть кинематических схем. В двухступенчатой передаче по структурной схеме на рисунке 3,а можно создать $6^2=36$ кинематических схем, каждой из которых соответствует кинематическая схема по структуре на рисунке 3,б.

В структурной схеме на рисунке 3,а звено C не вращается, поэтому реализуется только один поток мощности через звено α и передаточное отношение определяется в виде произведения передаточных отношений планетарных механизмов

$$i_{AB}^C = i_{A\alpha}^\beta i_{\alpha B}^\gamma.$$

Формула условного обозначения двухступенчатой передачи, соответствующая по своей структуре рисунку 3,а, представляет собой последовательное объединение обозначений составляющих его механизмов. Например, обозначение $A_{h1a1}^{b1} A_{h2a2}^{b2}$ соответствует двухступенчатой передаче, составленной из двух механизмов типа A , у которой в каждой ступени ведомым звеном является водило h , ведущим звено – колесо a , а неподвижным звеном – колесо b . При этом ступень A_{h1a1}^{b1} является ведомой (выходной ступенью), а ступень A_{h2a2}^{b2} – ведущей (входной ступенью).

Обратим внимание, что структурная схема передачи на рисунке 3,а предполагает возможность изменения передаточного отношения или изменения направления вращения выходного вала в зависимости от того, какое из звеньев α или β останавливается с помощью тормоза.

В структурной схеме на рисунке 3,б планетарный механизм с первым номером представляет собой дифференциал, с помощью которого поток мощности разделяется или суммируется на приводном валу A . Звенья передачи образуют замкнутый контур, поэтому передачи, выполненные по этой структурной схеме, называют замкнутыми или дифференциально-замкнутыми. В сравнении с вариантом структурной схемы на рисунке 3,а, в рассматриваемом варианте меняется положение внешней связи и положение одного из приводных валов, поэтому передаточное число можно установить в соответствии с формулой (2) в виде

$$i_{AC}^B = 1 - i_{AB}^C = 1 - i_{A\alpha}^\beta i_{\alpha B}^\gamma = 1 - i_{A\alpha}^\beta (1 - i_{\alpha\gamma}^B) = i_{AC}^\alpha + i_{AC}^\beta; \quad i_{CA}^B = 1 / i_{AC}^B = 1 / (i_{AC}^\alpha + i_{AC}^\beta),$$

где $i_{AC}^\alpha = i_{A\alpha}^\beta$, $i_{AC}^\beta = i_{\alpha B}^\gamma$ – передаточные отношения ветвей замкнутого контура.

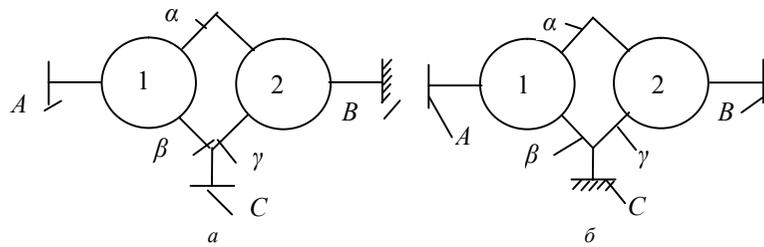


Рисунок 3 – Структурные схемы двухступенчатых передач с одним входным и одним выходным валами

Передаточное отношение замкнутой передачи отличается на единицу от передачи с последовательным соединением планетарных механизмов. Как следует из расчетной зависимости, передаточное отношение дифференциально-замкнутой передачи можно также рассчитывать как сумму передаточных отношений ветвей α и β замкнутого контура.

Если ведущим является вал A , то отношение мощности, передаваемой ветвью α , и мощности, снимаемой с выходного вала C , составляет

$$\alpha_p = \frac{P_\alpha}{P} = \frac{T_\alpha \omega_\alpha}{T_C \omega_C} = -\frac{T_\alpha \omega_\alpha}{T_A \omega_A} = \frac{i_{\alpha\gamma}^\beta \omega_C}{i_{\alpha A}^\beta \omega_A} = \frac{i_{AC}^\beta}{i_{AC}^\alpha}.$$

Определим аналогичное отношение для ветви β в виде

$$\beta_p = \frac{P_\beta}{P} = \frac{T_\beta \omega_\beta}{T_C \omega_C} = -\frac{T_\beta \omega_\beta}{T_A \omega_A} = \frac{\omega_C}{i_{\beta A}^\alpha \omega_A} = \frac{i_{AC}^\alpha}{i_{AC}^\beta}.$$

Как следует из этих формул, мощности P_α и P_β , передаваемые ветвями α и β замкнутого контура, пропорциональны, соответственно, передаточным отношениям ветвей i_{AC}^β и i_{AC}^α . Из представленного вывода видно, что относительные параметры α_p и β_p , показывающие величину относительной мощности, передаваемую ветвями замкнутого контура, не зависят от того, какой из валов A или C является ведущим.

В соответствии с уравнением баланса передаваемой мощности определим, что сумма $\alpha_p + \beta_p = 1$. Если значения относительных мощностей являются положительными величинами, т.е. выполняются условия $\alpha_p \geq 0$ и $\beta_p \geq 0$, то каждая из ветвей передает соответствующую долю мощности, которая подводится к ведущему приводному валу и снимается с ведомого приводного вала. В этом случае циркуляция мощности в замкнутом контуре отсутствует.

Если какой либо из параметров $\alpha_p > 1$ или $\beta_p > 1$, то в соответствующей ветви произведение $T \cdot \omega$ будет больше той мощности, которая подводится к приводному ведущему валу, а в парной ветви произведение $T \cdot \omega$ будет величиной отрицательной. В этом случае возникает циркуляция замкнутой мощности, что сопровождается неизбежным увеличением потерь на трение. О наличии циркулирующей (замкнутой) мощности можно также составить суждение по знакам передаточных отношений ветвей замкнутого контура [1]. Если знаки передаточных отношений ветвей замкнутого контура не совпадают, то имеет место циркуляция мощности в замкнутом контуре. Для механизмов с отрицательным передаточным отношением $i_h < 0$ знаки передаточных отношений ветвей не совпадают при кососимметричном и симметричном положении водил в замкнутом контуре, как это показано на рисунке 4. Всего можно составить 20 кинематических схем редукторов с циркуляцией мощности в замкнутом контуре.

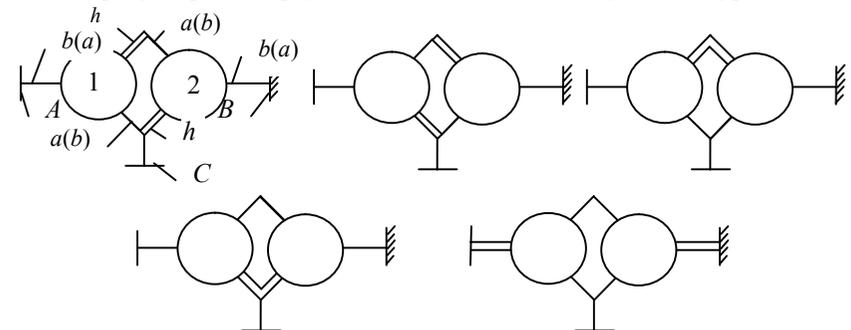


Рисунок 4 – Структурные схемы замкнутых передач с циркуляцией мощности в замкнутом контуре

Циркуляция мощности в замкнутом контуре исключается, если остановленное звено B или приводной вал A является водилом. Всего можно составить 16

кинематических схем редукторов без циркуляции мощности в замкнутом контуре.

Дифференциально-замкнутые передачи, составленные из двух передач A , обозначают двумя буквами A , заключенными в скобки. Вне скобок вверху проставляют индекс условного обозначения неподвижного основного звена, а внизу индексы обозначений звеньев, связанных с ведомым и ведущим приводным валом. При этом обозначения двух основных звеньев, связанных с одним из приводных валов, заключают в скобки. Например, обозначение кинематической схемы дифференциально-замкнутой передачи, используемой для привода несущего винта российских вертолетов, имеет вид $(AA)_{(b_1h_2)a_2}^{h_1}$. В этой схеме звеном является водило h_1 , с ведомым валом связаны звенья b_1 и h_2 , а ведущий вал соединен с колесом a_2 .

Обратим внимание, что структурная схема передачи на рисунке 3,б предполагает возможность изменения передаточного отношения или изменения направления вращения выходного вала в зависимости от того, какое из звеньев a или B останавливается с помощью тормоза. Установлено, что при проектировании реверсивной передачи по этой структурной схеме неизбежно возникновение циркуляции мощности при остановленном звене B .

Дифференциально-замкнутые передачи, способные обеспечивать большие передаточные отношения. В передаче с циркуляцией мощности в замкнутом контуре, т.е. с разными знаками передаточных отношений ветвей, можно осуществить сколь угодно большое передаточное отношение. Для этого следует сблизить передаточные отношения ветвей контура по абсолютной величине так, чтобы сумма $i_{AC}^{\alpha} + i_{AC}^{\beta}$ оказалась достаточно малой величиной, и тогда передаточное число при ведущем звене C будет, соответственно, большой величиной

$$i_{CA}^B = 1/i_{AC}^B = 1/(i_{AC}^{\alpha} + i_{AC}^{\beta}).$$

В этом варианте замкнутой передачи мощность, передаваемая ветвями замкнутого контура, увеличивается в передаточное число раз

$$\alpha_P = i_{AC}^{\beta} i_{CA}^B; \beta_P = i_{AC}^{\alpha} i_{CA}^B.$$

Очевидно, что к.п.д. такой передачи окажется низким, даже при невысоком передаточном отношении. Подобные передачи можно применять только в приводах кратковременного действия, а также при высоких требованиях к самоторможению.

В связи с указанным рассмотрим схему передачи (рисунк 5,а), которая в статье [6] предложена для "создания высокоэнерговооруженных, быстроходных, энерго-ресурсосберегающих машин с редукторным приводом". Разберем предлагаемый вариант применения этой передачи для привода несущего винта вертолета: с выходным валом (винтом вертолета) в статье [6] связано колесо b_1 , а с входным валом – заблокированные водила h_1 и h_2 . Остановленным звеном является колесо с внутренними зубьями b_2 . В выходной ступени вращаются все основные звенья, поэтому эта ступень является дифференциалом, а вторая ступень является замыкающей передачей. В соответствии с методическими рекомендациями [4] и справочником [5] кинематическая схема этой дифференциально-замкнутой передачи записывается в виде формулы $(AA)_{b_1(h_1,h_2)}^{b_2}$. Рассматриваемой кинематической схеме соответствует структурная схема, которая приведена на рисунке 5, б, в.

При значениях кинематических параметров $p_1=2,55$, $p_2=2,2$ передаточное отношение ветвей и общее передаточное отношение составит:

$$i_{AC}^{\alpha} = i_{AB}^{\alpha} = i_{b_1h_1}^{a_1} = (1 + p_1)p_1 = 1,392;$$

$$i_{AC}^{\beta} = i_{Aa_1}^{\beta} i_{a_1\gamma}^{\beta} = i_{b_1a_1}^{h_1} i_{a_2h_2}^{b_2} = -(1 + p_2)p_1 = -1,255;$$

$$i_{AC}^B = i_{AC}^{\alpha} + i_{AC}^{\beta} = (p_1 - p_2)p_1 = 1,392 - 1,255 = 0,137;$$

$$i_{CA}^B = 1/i_{AC}^B = p_1/(p_1 - p_2) = 1/0,137 = 7,286.$$

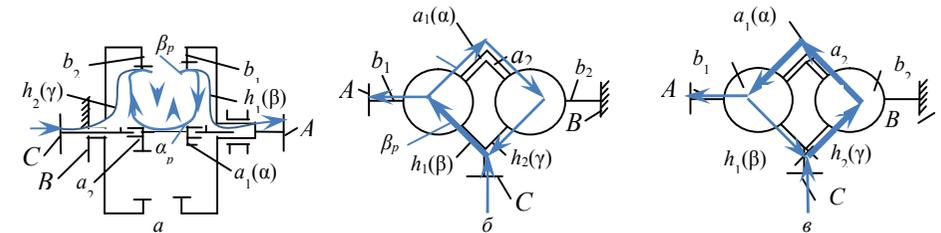


Рисунок 5 – Кинематическая (а) и структурная (б, в) схемы передачи с циркуляцией мощности в замкнутом контуре

Параметры α_P и β_P , характеризующие величину относительных мощностей, передаваемых звеньями замкнутого контура, составляют

$$\alpha_P = i_{AC}^{\beta} i_{CA}^B = -(1 + p_2)/(p_1 - p_2) = -(1 + 2,2)/(2,55 - 2,2) = -9,143;$$

$$\beta_P = i_{AC}^{\alpha} i_{CA}^B = (1 + p_1)/(p_1 - p_2) = (1 + 2,55)/(2,55 - 2,2) = 10,143.$$

Параметр $\beta_P > 0$, поэтому поток мощности в ветви β направлен от ведущего звена C к ведомому звену A . Параметр $\alpha_P < 0$, поэтому поток мощности в ветви α направлен от ведомого звена A к ведущему звену C . Направление потоков мощности показано на рисунке 5 стрелками. В контуре циркулирует замкнутая мощность. Соединение звеньев h_1 и h_2 передает мощность, которая в β_P раз больше мощности, подводимой к входному валу. Через соединение звеньев a_1 и a_2 на замыкающую передачу возвращается мощность, которая по абсолютной величине номинально в $|\alpha_P|=9,143$ раз больше мощности, которая подводится к входному валу.

Очевидным недостатком передачи $(AA)_{b_1(h_1,h_2)}^{b_2}$, представленной на рисунке 5, является высокая частота вращения заблокированных водил, которая в передаточное число раз больше частоты вращения выходного вала. В этой передаче на опоры спутников действуют значительные центробежные силы, которые обуславливают соответствующее снижение долговечности опор. Также обратим внимание, что рассматриваемая передача характеризуется высокой относительной окружной скоростью в зацеплениях и, соответственно, большим числом циклов изменения контактных и изгибных напряжений на зубчатых колесах. Высокий уровень циркулирующей мощности обуславливает низкий коэффициент полезного действия (КПД) передачи $(AA)_{b_1(h_1,h_2)}^{b_2}$, величина которого оценивается ниже.

КПД дифференциально-замкнутых передач с циркуляцией мощности в замкнутом контуре. Выполним расчет КПД передачи, опираясь на методику В.Н. Кудрявцева [1-3]. В основу методики положено равенство потерь на трение в планетарной передаче и передаче, полученной из нее, при воображаемой остановке водила. Доказано и подтверждено экспериментами, что мощность, теряемая на трение в планетарной передаче, прямо пропорциональна величине той мощности, которая передается зубчатыми колесами в движении относительно водила.

В передаче на рисунке 5,а мощность, передаваемая планетарными передачами 1 и 2, в $|\alpha_p| \eta_{CA}^B$ раз больше мощности, которая подводится к входному валу, поэтому коэффициент потерь составляет

$$\psi_{CA}^B = 1 - \eta_{CA}^B = |\alpha_p| \eta_{CA}^B (1 - \eta_{h1a1}^{b1} \eta_{a2h2}^{b2}); \quad \eta_{CA}^B = 1 / [1 + |\alpha_p| (1 - \eta_{h1a1}^{b1} \eta_{a2h2}^{b2})],$$

где ψ_{CA}^B , η_{CA}^B – соответственно, коэффициент потерь и КПД передачи при ведущем звене С, ведомом звене А и неподвижном звене В; η_{h1a1}^{b1} – КПД планетарной передачи при ведущем водиле h_1 и ведомом колесе a_1 ; η_{a2h2}^{b2} – КПД планетарной передачи при ведущем колесе a_2 и ведомом водиле h_2 .

В соответствии с рассматриваемым методом

$$\eta_{ha}^b = 1 / [1 + \psi^h p / (p + 1)]; \quad \eta_{ah}^b = 1 - \psi^h p / (p + 1).$$

где ψ^h – коэффициент потерь в планетарной передаче при неподвижном водиле.

Примем для оценки КПД передачи коэффициент потерь $\psi^h = 0,015$. Для указанных выше значений кинематических параметров $p_1 = 2,55$ и $p_2 = 2,2$ вычислим для передачи по схеме $(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$ величину КПД $\eta_{CA}^B = 0,84$. При увеличении передаточного отношения КПД рассматриваемой передачи быстро падает (см. кривую 1 на рисунке 6) и оказывается значительно ниже, чем у других вариантов кинематических схем и типов передач.

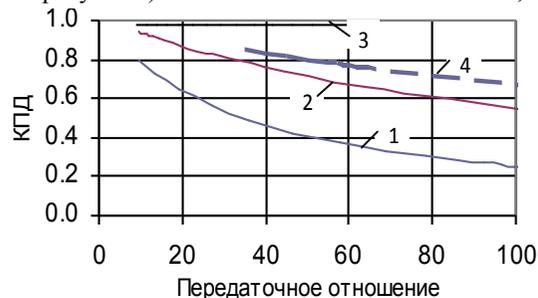


Рисунок 6 – Зависимость КПД планетарных редукторов от передаточного отношения:

- 1 – схема $(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$ [6]; 2 – схема $(AA)_{b1(a1,a2)}^{b2}$;
- 3 – схема $(AA)_{b1(h2)a2}^{h1}$ [5]; 4 – схема C_{he}^b [3]

$$\psi_{CA}^B = 1 - \eta_{CA}^B = |\alpha_p| (1 - \eta_{h1a1}^{b1} \eta_{a2h2}^{b2}); \quad \eta_{CA}^B = 1 - |\alpha_p| (1 - \eta_{h1a1}^{b1} \eta_{a2h2}^{b2}).$$

Для проверки полученных расчетных зависимостей воспользуемся формализованным методом Крейнса [7]. По методу Крейнса КПД планетарных передач рассчитывается как отношение динамического и кинематического передаточного отношений. Для передачи с кинематической формулой $(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$ кинематическое передаточное отношение, выраженное через передаточные отношения ступеней при остановленном водиле, составляет

$$i_{CA}^B = 1 / (1 - i_{b1a1}^{h1} i_{a2b2}^{h2}).$$

Динамическое передаточное отношение отличается от кинематического тем, что при каждом передаточном отношении i^h добавляется множитель $\eta^{hj} = 1 - \psi^{hj}$,

который представляет собой КПД ступени при остановленном водиле. Для рассматриваемой передачи динамическое передаточное отношение составляет

$$i_{CA}^B = 1 / (1 - \eta_1^{x1,h1} \eta_2^{x2,h2} i_{a2b2}^{h2}).$$

Знак показателя степени $x_j = +1$ или $x_j = -1$ принимают в соответствии с величиной знака выражения

$$\text{sign } x_j = \text{sign} \left(\frac{i^{hj}}{i} \frac{\partial i}{\partial i^{hj}} \right).$$

В результате анализа по указанному алгоритму установлено, что при $p_1 - p_2 < 0$ следует учитывать значения $x_1 = x_2 = 1$ и в этом случае КПД вычисляется по формуле

$$\eta_{CA}^B = \eta_2 \eta_1 (p_2 - p_1) / (p_2 - p_1 \eta_2 \eta_1).$$

Если $p_1 - p_2 > 0$, то показатели степени равны $x_1 = x_2 = -1$ и КПД передачи составит

$$\eta_{CA}^B = (p_1 - p_2) / (p_1 - p_2 \eta_2 \eta_1).$$

КПД рассматриваемой передачи при $p_1 - p_2 < 0$ ниже, чем при $p_1 - p_2 > 0$ на величину произведения $\eta_2 \eta_1$.

Аналогично выводится расчетная формула для вычисления КПД передачи $(AA)_{b1(a1,a2)}^{b2}$, в которой в сравнении с передачей $(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$ снижаются относительные окружные скорости, величина циркулирующей мощности и, соответственно, повышается КПД.

Сводка расчетных зависимостей для вычисления КПД, которые определены по методу Крейнса, приведены в таблице. Результаты расчета КПД передач по представленным методам совпадают.

Таблица – Передаточные отношения и КПД сравниваемых замкнутых передач

Кинематическая формула	Передаточное отношение	КПД
$(AA)_{b1(h1,h2)}^{b2}$	$i_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = \frac{1}{1 - i_{ab}^{h2} i_{ba}^{h1}} = \frac{p_1}{(p_1 - p_2)}$	Если $p_1 < p_2$, то $\eta_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = \eta_2 \eta_1 (p_2 - p_1) / (p_2 - p_1 \eta_2 \eta_1)$
		Если $p_1 > p_2$, то $\eta_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = (p_1 - p_2) / (p_1 - p_2 \eta_2 \eta_1)$
$(AA)_{b1(a1,a2)}^{b2}$	$i_{a1(a2)b1}^{b2} = \frac{1 - i_{ab}^{h2}}{1 - i_{ab}^{h2} i_{ba}^{h1}} = \frac{p_1(1 + p_2)}{(p_1 - p_2)}$	Если $p_1 < p_2$, то $\eta_{a1(a2)b1}^{b2} = \frac{\eta_1(\eta_2 + p_2)(p_2 - p_1)}{(1 + p_2)(p_2 - p_1 \eta_2 \eta_1)}$
		Если $p_1 > p_2$, то $\eta_{a1(a2)b1}^{b2} = \frac{(1 + p_2 \eta_2)(p_1 - p_2)}{(1 + p_2)(p_1 - p_2 \eta_2 \eta_1)}$
$(AA)_{b1(h1,h2)b1}^{b2}$	$i_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = 1 - i_{ab}^{h2} i_{ba}^{h1} = 1 - p_2 / p_1$	Если $p_1 < p_2$, то $\eta_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = (p_2 \eta_2 \eta_1 - p_1) / (p_2 - p_1)$
		Если $p_1 > p_2$, то $\eta_{b1(h1,h2)b1}^{b2} = (p_1 - p_2 / \eta_2 \eta_1) / (p_1 - p_2)$
$(AA)_{b1(h2)a2}^{h1}$	$i_{a2(b1,h2)}^{h1} = 1 + p_2(1 + p_1)$	$\eta_{a2(b1,h2)}^{h1} = \frac{1 + p_2 \eta_2(1 + p_1 \eta_1)}{1 + p_2(1 + p_1)}$

На рисунке 6 показаны значения КПД замкнутых передач с циркуляцией мощности (кривые 1, 2) и без циркуляции мощности (кривая 3) при значениях

$\eta_2 = \eta_1 = 0,985$. Видно, что рассматриваемые варианты двухступенчатой передачи с циркуляцией мощности имеют низкий КПД, который оказался даже ниже, чем у передач типа *C* и *3k* (см. кривую 4).

Для оценки явления самоторможения передачи, которая представлена на рисунке 5, в таблице указана зависимость для расчета КПД при изменении направления передаваемой мощности (см. строку для кинематической схемы $(AA)_{(h_1, h_2) b_1}^{b_2}$). При ведущем звене *A* (т.е. колесе b_1) явление самоторможения возникает при следующих условиях:

при $p_1 < p_2$, если $p_1/p_2 < 1/\eta_2 \eta_1$; при $p_1 > p_2$, если $p_1/p_2 < 1/\eta_2 \eta_1$.

При величине произведения $\eta_2 \eta_1 = 0,97$ самоторможение реализуется при значении $i_{AC}^B < 0,03$, которому соответствует $i_{CA}^B > 0,33$. В передачах типа *C* и *3k* самоторможение становится возможным при более высоких значениях передаточного отношения.

Передачи, которые выполнены по кинематическим схемам $(AA)_{b_1(a_1, a_2)}^{b_2}$ или $(AA)_{b_1(h_1, h_2)}^{b_2}$, с успехом используются для создания установок, предназначенных для исследования прочности зубчатых передач, долговечности опор сателлитов и потерь мощности, теряемой на трение и перемешивание масло-воздушной смеси. Например, в статье [8] и справочнике [9] описаны стенды, спроектированные по замкнутой схеме $(AA)_{b_1(h_1, h_2)}^{b_2}$, в которой кинематические параметры испытываемых передач приняты одинаковыми $p_1 = p_2$. При этом условии передаточное отношение $i_{(h_1, h_2) b_1}^{b_2} \rightarrow \infty$, вал *A*, связанный с колесом b_1 , не вращается и к этому звену подводится момент нагрузки с помощью рычага и динамометра. Величина мощности, циркулирующей в замкнутом контуре установки, определяется в зависимости момента нагрузки и угловой скорости вращения заблокированных звеньев h_1-h_2 и a_1-a_2 . Мощность приводного двигателя, вращающего заблокированные звенья h_1-h_2 или a_1-a_2 , определяется величиной мощности потерь.

Выводы. Дифференциально-замкнутые передачи с циркуляцией мощности в замкнутом контуре имеют пониженный КПД. Особенно низкий КПД характерен для передач по кинематическим схемам $(AA)_{b_1(h_1, h_2)}^{b_2}$ или $(AA)_{b_1(a_1, a_2)}^{b_2}$, которые не могут быть рекомендованы для проектирования мощных и быстроходных редукторов. Областью возможного применения этих передач могут быть приводы кратковременного действия с высокими требованиями к самоторможению. Они могут быть использованы также для создания испытательных стендов, спроектированных по принципу замкнутого контура.

Список литературы: 1. Кудряцев В.Н. Планетарные передачи – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1966. – 308с. 2. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. В.Н. Кудряцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977. – 536с. 3. Кудряцев В.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1980. – 464с. 4. Рекомендации "Планетарные зубчатые передачи. Основные термины, обозначения, классификация". – М.: ВНИИНМАШ Госстандарта СССР, 1976. – 50с. 5. Кудряцев В.Н., Кузьмин И.С., Филитенков А.Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов. Справочник. – СПб.: Политехника, 1993. – 448с. 6. Новое поколение многопоточных рычажно-зубчатых передач в высокоэнерговооруженных приводах машин воздушного, наземного и подземного базирования / П.Г. Сидоров, В.А. Крюков, А.В. Плясов // Теория и практика зубчатых передач. Сб. трудов симпозиума. – Ижевск, 2014. – С.468-477. 7. Крейнс М.А. Коэффициент полезного действия и передаточное отношение зубчатого механизма // Труды семинара по ТММ. Вып.1. – М.: АН СССР, 1947. 8. Проектирование и расчет циркуляционных систем смазки редукторов подводных / А.Л. Филитенков, Р.Ю. Кондратов // Теория и практика зубчатых передач. Сб. трудов симпозиума. – Ижевск, 2014. – С.160-167. 9. Редукторы энергетических машин. Справочник / Под ред. Ю.А. Держачева. – Л.: Машиностроение, 1985. – 232с.

Поступила (received) 08.02.2014

В.Л. ЧЕРНЫШЕВ, к.т.н., доцент каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ";
К.Б. АРНАУДОВ, д.т.н., проф., институт механики Болгарской академии наук, София;
А.Г. АКИНШИН, аспирант каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ"

К ВОПРОСУ О КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ТАНКА "ЛЕОПАРД-1"

В статье рассматривается танк "Леопард-1". Особое внимание уделено силовой передаче, включающей дизель MB838CaM500 и трансмиссию 4НР-250. Представлены базовые характеристики силовой передачи, показано распределение силовых потоков в трансмиссии при стационарном режиме движения машины. Данные материалы позволяют перейти к задаче динамики переходных процессов в системе "водитель-двигатель-трансмиссия" и сопоставить с аналогичными процессами в танке Т-64А.

Ключевые слова: танк "Леопард-1", силовая передача, дизель MB838CaM500, трансмиссия 4НР-250, планетарные передачи.

Введение. На выставке вооружения ААД (ЮАР, сентябрь 2010) Украина впервые представила танк Т-64 БМ "Булат", последнего представителя Морозовской линейки Т-64, Т-64А, Т-64Б. Германия – "Леопард-2А4".

После Второй мировой войны, это было первое открытое противостояние двух танковых школ мирового уровня: СССР и Германии, каждая из которых имели свои научно-технические и производственные возможности, концептуальные взгляды на использования танков, как в период войны, так и в мирное время.

В 2011 году Колумбия объявила тендер на замену морально устаревших танков М-4А3 "Шерман" и М-3А1 "Стюарт". Танки БМ "Булат" и "Леопард-2" вновь встретились как соперники за Южно-Американский рынок вооружения.

Тактико-технические характеристики и соотношение "боевая эффективность/стоимость" танка БМ "Булат" не уступали своему конкуренту "Леопард-2А4" [1], но политическая нестабильность в Украине уже проявляла себя и давала свои результаты.

В 2011 году на ведущем танковом форуме Украины [2] было заявлено о начале проекта "Safari" – сравнительной оценке танков БМ "Булат" и "Леопард-1А5", как машин одного временного периода – второй половины 80-х годов XX века.

В качестве рабочего инструмента предполагалось использовать информационную технологию "Gill" [3], представляющей танк как замкнутую систему "СРЕДА-МАШИНА-ВОДИТЕЛЬ". В ее основу был положен метод динамического состояния (МДС) [4], [5] позволяющий моделировать динамику переходных процессов в силовой передаче, как неголономную механическую систему, с изменяющимся числом степеней свободы, обусловленную работой фрикционных устройств трансмиссии.

Актуальность задачи. В 80-е годы прошлого века, в СССР возникла необходимость в аналитическом моделировании динамики силовой передачи как замкнутой системы "СРЕДА-МАШИНА-ВОДИТЕЛЬ", позволяющей согласовать работу двигателя и трансмиссии с законами управления движением танка (тема "Молот").

Динамика переходных процессов в силовой передаче танка Т-64А, с использованием МДС, подробно рассмотрена в работах [4] и [5].

Аналитическое моделирование работы силовой передачи ОБТ "Леопард-1", с помощью МДС, невозможно без достоверных исходных данных по двигателю MB838CaM500 и трансмиссии 4НР-250. В связи с этим, получение данной информации считаем актуальным. Это позволяет смоделировать динамику

© В.Л. Чернышев, К.Б. Арнаутов, А.Г. Акиншин, 2014

силовой передачи "Леопард-1" в режимах разгона и торможения и сопоставить их с аналогичными параметрами танка Т-64А, представленными в работе [4].

Перечень решаемых задач. При реализации проекта "Safari", мы столкнулись со следующими двумя проблемами:

1. Необходимость разработки единой системы первичных базовых исходных данных (ЕСПБВД), по которым можно было бы, используя "Gill", получить вторичные (эксплуатационные) показатели объекта исследования: эргонометрические характеристики, циклограммы нагружения составных систем и узлов, средние скорости движения, показатели надежности и долговечности, как машины в целом, так и ее составных систем, в зависимости от дорожных условий и режимов эксплуатации.

2. Получение необходимых исходных данных танка "Леопард-1" и его моторно-трансмиссионной установки: двигатель MB838CaM500 и трансмиссия 4HP-250.

При изложении материала применяется структура, использованная в [4].



Рисунок 1 – Танк "Леопард-1"

1. Объект исследования. Объектом исследования является немецкий основной боевой танк "Леопард-1", рисунок 1 и его моторно-трансмиссионная установка, рисунок 2

Разработка танка началась в 1957 году. В качестве генерального подрядчика выступила фирма "Krauss-Maffei".

В 1963 году проект был полностью завершен, а с 1965 года ОБТ "Леопард-1" поступил на вооружение армии ФРГ.

Рассматриваемая система вооружения прошла пять последовательных модернизаций – "Леопард-1A1"... "Леопард-1A5". На базе гусеничного шасси "Леопард-1" были созданы мостоукладчик "Бипер", саперный танк "Пионирпанцер", ремонтно-эвакуационная машина "Стандарт" и СЗУ "Гепард".

В Германии, на заводах "Krauss-Maffei" и "Mak", было изготовлено 4470 танков "Леопард-1". В Италии, фирмой "ОТО-Мелара", по лицензии было изготовлено 720 единиц экспортного варианта "Леопард-1" под маркой OF-40 для поставок в Турцию и Грецию.

В настоящее время, танк "Леопард-1" находится на вооружении девяти стран, участниц блока НАТО: Германии, Бельгии, Дании, Италии, Канады, Нидерландов, Греции, Норвегии и Турции, а также Австралии. Общее число танков и военно-гусеничных машин на его шасси составляет более 6000 единиц.

Несмотря на длительную эксплуатацию в армиях многих стран и большое число источников информации [6, 7], получить необходимые данные ГТХ машины и ее системах оказалось очень сложно.

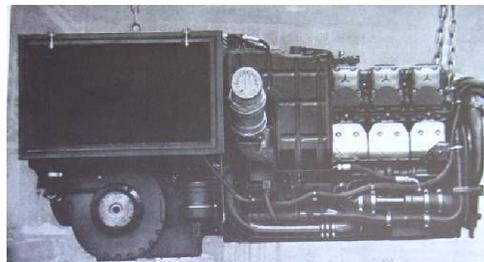


Рисунок 2 – Моторно-трансмиссионная установка ОБТ "Леопард-1"

2. Моторно-трансмиссионная установка танка "Леопард-1". В зарубежных танковых моторно-трансмиссионных установках (МТУ) широкое применение получила система монтажа двигателя, трансмиссии и обслужи-

вающих систем в единый сборочный блок, рисунок 2.

Применяемый дизель MB838CaM500, имеющий скоростной диапазон ~2 и работающая в блоке с ним гидромеханическая трансмиссия 4HP-250 с соответствующей разбивкой передаточных отношений планетарной коробки передач (ПКП) позволяют силовой передаче работать в режимах гидромеханической и чисто механической трансмиссии.

Компоновочное решение МТУ имеет ряд преимуществ:

1. Обеспечивается легкий доступ к узлам и агрегатам, повышается надежность и качество монтажа всего МТУ в целом.

2. Остановочные тормоза и бортовые редукторы установлены в корпусе машины, образуя самостоятельный узел.

3. Единый блок МТУ позволяет избежать излишних центровок при монтаже агрегатов. Длительность его замены силами экипажа в полевых условиях составляет 15...20 минут.

4. Использование 4-х резинометаллических опор снижает ударную нагрузку на МТУ, возникающую при движении танка и вызывающую взаимную расцентровку составных систем и узлов.

2.1. Дизель MB838CaM500. Танковый двигатель MB838CaM500 был разработан в начале 60-х годов фирмой MTU. Общий вид и его разрез показаны на рисунке 3.

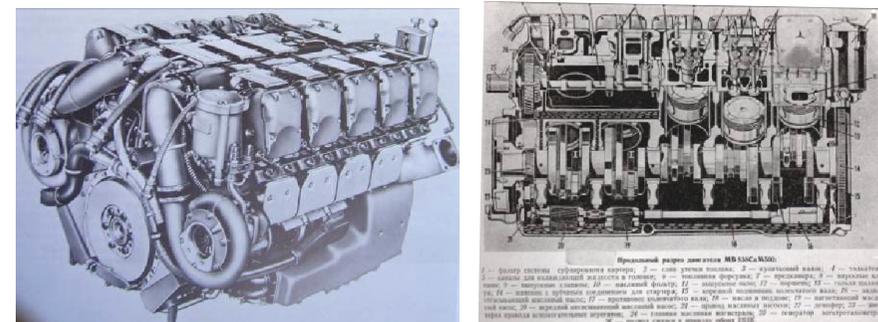


Рисунок 3 – Общий вид (а) и разрез (б) двигателя MB838CaM500

Это 10-цилиндровый, четырехтактный, предкамерный дизель жидкостного охлаждения. V-образный блок, с углом развала 90°, имеет высокую компактность и жесткость. Основные силовые детали (блок-картер, головки цилиндров, поршни) изготовлены из легких сплавов. Головки цилиндров индивидуальные, с расположенными по центру предкамеры и четырьмя клапанами. Гильзы цилиндров выполнены из чугуна мокрого типа, уплотняются в расточках блока резиновыми кольцами. Поршни изготовлены фирмой "Male" из высококремнистого сплава и охлаждаются маслом. Шатуны центральные, рядом сидящие, с косым разъемом. Коленчатый вал стальной, полноопорный, с противовесами и гидравлическим гасителем крутильных колебаний. Вал опирается на подшипники из трехкомпонентного материала.

Топливный золотниковый насос блочного типа и впускные коллекторы расположены в развале двигателя.

Надув осуществляется от двух приводных центробежных компрессоров, расположенных в передней части двигателя. Для предохранения привода компрессора от перегрузок предусмотрены центробежные фрикционные муфты.

Основное средство запуска – электростартер. Для облегчения запуска степень сжатия повышена до 19,5, а также введен предпусковой подогрев воздуха в предкамере с помощью свеч накаливания. Холодный пуск двигателя обеспечивается до температуры окружающей среды минус 18°C.

2.2. Трансмиссия 4НР-250В. В зарубежных танковых моторно-трансмиссионных установках (МТУ) широкое применение получили гидромеханические трансмиссии (ГМТ), основным узлом которых является гидротрансформатор (ГТ). Их использование дает возможность в 1,5...2,0 раза повысить надежность и долговечность МТУ за счет "срезания" пиковых нагрузок и гашения крутильных колебаний.

На танке "Леопард-1" установлена ГМТ 4НР-250, разработанная фирмой "ZF" (рисунок 4) и выполненная по полнопоточной схеме [8].

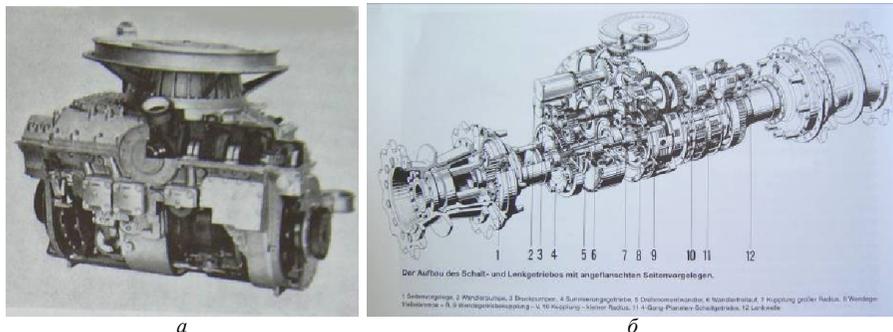


Рисунок 4 – Общий вид (а) и разрез (б) трансмиссии 4НР-250

Комплексная гидropередача установлена на входе в ПКП и включается в работу при преодолении машиной значительных сопротивлений движению.

В зависимости от дорожных условий, кинематическая схема трансмиссии и ее система управления позволяют танку реализовать следующие режимы движения:

1. По местности:
 - на 1, 2 и 3 передачах – в режиме ГМТ;
 - на 4 передаче – в режиме заблокированного ГТ.
 2. По дорогам:
 - на 1 передаче – в режиме ГМТ;
 - на 2,3 и 4 передачах – в режиме заблокированного ГТ.
 3. Движение задним ходом может осуществляться на двух передачах. На 1 передаче – в режиме ГМТ, а на 2 передаче – в только в режиме заблокированного ГТ.
 4. Система управления танком обеспечивает ручное и автоматическое переключение передач.
- Блокировка ГТ приводит к экономии топлива на 5...13%.

2.2.1. Гидротрансформатор. В трансмиссии 4НР-250 применен комплексный гидротрансформатор, работающий при прямолинейном движении в последовательном, а при повороте – в параллельном потоках мощности.

Включение в силовую передачу ГТ обеспечивает в широком диапазоне непрерывное и автоматическое изменение скорости и крутящего момента на выходном валу в зависимости от момента сопротивления вращению ведущих колес гусеничного движителя, что существенно облегчает управление движением танка.

Использование ГТ с КПД ~80% привело к существенному уменьшению тяговой характеристики и повышению тепловыделений в систему охлаждения.

Частота вращения насосного колеса на оптимальном режиме принимается равной 2400об/мин. Коэффициент автоматичности ГТ равен 0,175.

Основные геометрические размеры ГТ представлены в таблице 1.

2.2.2. Планетарная коробка передач.

Планетарная коробка передач (ПКП) имеет две степени свободы. Номера включаемых фрикционных устройств, значения передаточных отношений и КПД, в зависимости от передачи, приведены в таблице 2. Значение КПД определялось по методу Крейснеса, при условии, что КПД внешнего зацепления равно 0,985, а внутреннего – 0,99.

Кинематическая схема гидромеханической трансмиссии 4НР-250 приведена на рисунке 5.

Совмещение функциональных возможностей использования трансмиссии в режимах механической и гидромеханической передач существенно повышает тактико-технические и экономические показатели машины.

2.2.3. Механизм поворота. Механизм поворота (МП) танка "Леопард-1" многорадиусный, дифференциальный с двойным подводом мощности, представляет дальнейшее развитие конструкции, применяемой на танках Т-VIИ ("Тигр") и Т-VIВ ("Королевский тигр").

Основой МП представляет собой два взаимосамкнутых СПР, эпициклические шестерни которых, получают вращение от выходного вала ПКП 12. Солнечная шестерня левого СПР посредством согласующего редуктора 24 связана с главным валом МП 23, другой конец которого через согласующий редуктор 30 связан с солнечной шестерней правого СПР. Средний вал 22 связан с подвижными звеньями фрикционов Ф2, Ф3, Ф5, автологом 27 и первым согласующим редуктором правого борта 29.

Отличительной особенностью МП танка "Леопард-1" является наличие автолога между средним 22 и третьим промежуточным 26 валами.

Введение в конструкцию МП двухскоростного конического редуктора позволяет получить два фиксированных радиуса поворота на каждой передаче.

Следует отметить, что в принятой схеме МП в процессе движения машины в режиме включенного ГТ на величину минимальных расчетных радиусов существенное влияние оказывают преобразующие свойства ГТ.

С уменьшением скорости движения машины, сопровождающееся увеличением скольжения рабочих колес ГТ, в СПР обоих бортов происходит более высокое падение оборотов эпициклов, чем солнечных шестерен. Следствием этого является уменьшение величины расчетных радиусов поворота машины. Это свойство рассматриваемой схемы обеспечивает дополнительные возможности улучшения маневренных качеств и позволяет в различных дорожных условиях осуществлять более крутые повороты, не прибегая к переключению ПКП на низшую передачу.

Свойства дифференциального механизма поворота позволяют обеспечить поворот машины на месте вокруг центра тяжести. Этот режим реализуется на нейтральной передаче ПКП.

Таблица 1 – Геометрические размеры ГТ

Элементы ГТ	Число лопаток	Ширина сечения в мм	Угол лопасти на входе	Угол лопасти на выходе
Насос	32	2	-	~10°
Турбина	28	2	~145°	~30°
Реактор	16	2	-	~130°

Таблица 2 – Характеристики ПКП трансмиссии 4НР-250

Номер передачи	Включаемые фрикционы	Передаточное отношение ПКП	КПД ПКП
1	T1, Ф _{ПХ}	4,64	0,980
2	T2, Ф _{ПХ}	2,60	0,985
3	T3, Ф _{ПХ}	1,667	0,990
4	Ф1, Ф _{ПХ}	1,0	1,00
3X 1	T1, Ф _{3X}	4,61	0,978
3X 2	T2, Ф _{3X}	2,58	0,983

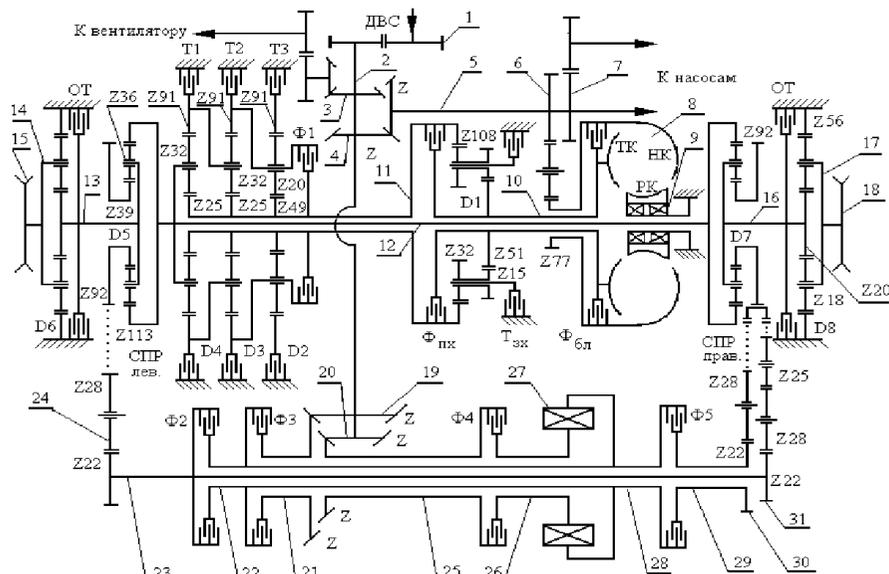


Рисунок 5 – Кинематическая схема трансмиссии 4НР-250:

D1 – входной планетарный механизм ПКП; D2, D3, D4 – планетарные механизмы соответственно 1, 2 и 3 передач; D5 – суммирующий планетарный ряд (СПР) левого борта; D6 – левый бортовой редуктор (БР); D7 – СПР правого борта; D8 – правый БР; НК – насосное колесо ГТ; ТК – турбинное колесо ГТ; РК – реакторное колесо ГТ; Ф_{вд} – блокирующий фрикцион ГТ; Ф_{пк} – блокирующий фрикцион прямого хода; Т_{зх} – тормоз заднего хода; Т1, Т2, Т3 – соответственно тормоза включения 1, 2 и 3 передач; Ф1 – блокирующий фрикцион включения 4 передачи; Ф2 – фрикцион поворота левого борта; Ф3 – фрикцион быстрой передачи механизма поворота (МП); Ф4 – фрикцион медленной передачи МП; Ф5 – фрикцион поворота правого борта; Т_{лев}, Т_{прав} – соответственно, остановочные тормоза левого и правого бортов
1 – входной одноступенчатый цилиндрический редуктор с передаточным числом $u = -0,73$; 2 – продольный вал; 3 – коническо-цилиндрический редуктор привода вентилятора системы охлаждения; 4 – коническо-цилиндрический редуктор приводов ГТ и масляных насосов; 5 – вал привода ГТ; 6 – согласующий редуктор ГТ с передаточным числом $u=1,61$; 7 – привод масляных насосов; 8 – ГТ; 9 – обгонная муфта; 10 – вал турбинного колеса ГТ; 11 – входной вал ПКП; 12 – выходной вал ПКП; 13 – входной вал левого планетарного БР; 14 – водило левого БР; 15 – левое ведущее колесо; 16 – входной вал правого планетарного БР; 17 – водило правого БР; 18 – правое ведущее колесо; 19, 20 – соответственно, конические редукторы быстрой и медленной ступеней поворота МП; 21 – первый промежуточный вал МП; 22 – средний вал МП; 23 – главный вал МП; 24 – согласующий редуктор левого СПР; 25 – второй промежуточный вал МП; 26 – третий промежуточный вал МП; 27 – автолог (обгонная муфта); 28 – четвертый промежуточный вал МП; 29 – первый согласующий редуктор правого СПР; 30 – второй согласующий редуктор правого СПР

2.2.2. Расчет потоков мощности при стационарном режиме движения. Для оценки направлений потоков мощностей и расчета значений действующих моментов, при движении танка "Леопард-1" на различных передачах, использовался метод крутящих моментов, разработанный проф. К.Б. Арнаудовым и представленный в работе [8].

Приведенные результаты позволяют выполнить прочностные и геометрические расчеты планетарных рядов трансмиссии 4НР-250, выполнить ее конструкторскую проработку с целью определения моментов инерции составных деталей и узлов.

2.2. Система охлаждения и смазки. Система охлаждения жидкостная, закрытая, циркуляционная высокотемпературная. Абсолютное давление в системе 0,16МПа. Допускаемая длительная температура в системе до 93°C, кратковременная, не более 10мин – до 105°C.

Охлаждение воды осуществляется вентилятором, который включается при помощи термодатчика. Затраты мощности на привод вентилятора составляют 120л.с. Емкость системы 165л.

Система смазки комбинированная, циркуляционная с сухим картером, емкость системы 66л. Она обеспечивает смазку, охлаждение, управление фрикционными устройствами и подпитку гидротрансформатора.

В масляном баке емкостью 40л установлен теплообменник. При понижении давления в системе ниже 0,1МПа двигатель автоматически останавливается.

3. Выводы:

1. Представленная работа позволяет оценить конструктивные особенности и тактико-технические характеристики силовой передачи танка "Леопард-1", включая двигатель MB838CaM500 и трансмиссию 4НР-250.

2. Приведенные кинематическая схема трансмиссии 4НР-250 и рассчитанные потоки мощности для стационарного режима движения танка позволяют выполнить конструкторскую проработку ПКП, вычислить моменты инерции ее узлов и деталей.

3. Полученные результаты позволяют выйти на следующий уровень исследования: моделирование динамики переходных процессов в силовой передаче танка "Леопард-1", как замкнутой системе "водитель-двигатель-трансмиссия", и сопоставление их с аналогичными характеристиками танка Т-64А.

Список литературы: 1. БМ "Булат" против "Леопарда2А4". Сравнение ТТХ. www.bvtv.narod.ru/raznoe/bulat-ko2.htm. 2. Проект "Safari". <http://andrei-bt.livejournal.com/68940.html>. 3. Чернышев В.Л., Рагулин С.В. Информационная технология "Gill" и ее применение в создании подвижных комплексах вооружения. www.bvtv.narod.ru/1/gill/gill.htm. 4. Чернышев В.Л., Остапчук Ю.А., Штулин А.А. Исследование силовой передачи танка Т-64А в режимах разгона и торможения на сухой грунтовой дороге // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2013. – №41(1014). – С.157-167. 5. Чернышев В.Л., Акиншин А.Г. Оценка нагруженности планетарных рядов бортовой коробки передач танка Т-64А методом динамического состояния в режиме разгона. Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки: збірник тез Всеукраїнської науково-практичної конференції / Національний університет цивільного захисту України. – Х.: НУЦЗУ, 2013. – С.76. 6. Никольский М.В., Растопин М.М. Танки "Леопард" ФРГ. – М.: ООО "Виктория", 1998. 7. Spielberg I. Waffensysteme Leopard 1 und Leopard 2. 8. MPT'91 JSME International Conference on Motion and Powertransmission, Nov. 23-26 1991, Hiroshima, Japan.

Поступила (received) 11.03.2014

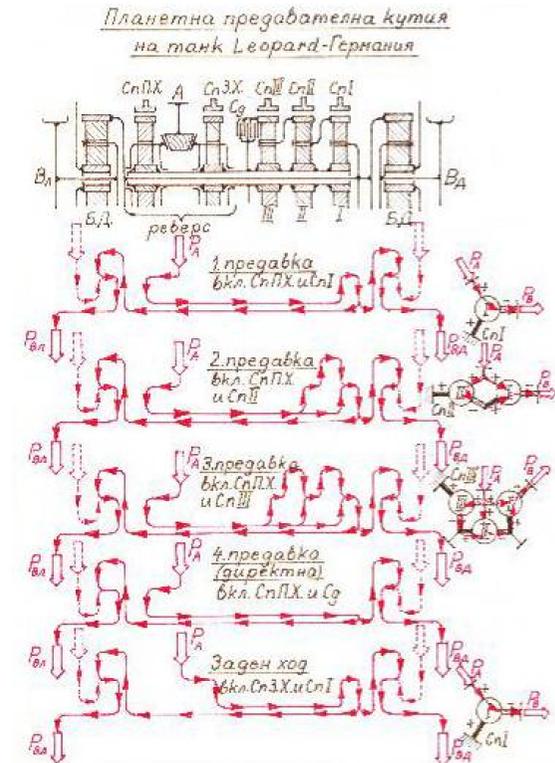


Рисунок 6 – Направления потоков мощности в зависимости от номера передачи

И.С. ЧЕРНЯВСКИЙ, к.т.н., начальник КБ ОАО "Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе";
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

ЭФФЕКТИВНОСТЬ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ РАБОТ НА ХАРЬКОВСКОМ ТРАКТОРНОМ ЗАВОДЕ ПРИ ПОВЫШЕНИИ НАДЕЖНОСТИ И РЕСУРСА СЕМЕЙСТВА ТРАКТОРОВ Т-150

Проанализированы конструкторские разработки, теоретические и экспериментальные исследования, которые были выполнены на Харьковском тракторном заводе при решении проблемы создания тракторных трансмиссий с долговечностью 10 тысяч часов вместо 6 тысяч без изменения весовых и габаритных размеров агрегатов с одновременным увеличением тяговой мощности двигателя. Показана экономическая эффективность внедрения предложенных изменений.

Ключевые слова: трактор, трансмиссия, ресурс.

Введение. Актуальность проблемы. В течение многих лет перед Харьковским тракторным заводом (ХТЗ) стояла актуальная научно-практическая проблема – создание тракторных трансмиссий с долговечностью 10 тысяч часов вместо 6 тысяч без изменения весовых и габаритных размеров агрегатов с одновременным увеличением тяговой мощности двигателя. В связи с этим вспомним три высказывания [1].

1. "Разработать, изобрести – это только первый этап работы, пожалуй, более легкий. Второй этап – внедрение научного достижения в народное хозяйство самый трудный. Внедрение – это черная работа, но без нее первый этап не имеет смысла". Академик Б.Е. Патон.

2. "Первым и самым важным показателем следует признать показатели надёжности и износостойкости. Только при наличии у трактора приемлемых значений надёжности и износостойкости можно говорить об уровне всех других параметров и показателей трактора". Ан. Болтинский.

3. "Толковость не заменяет ни конкретных знаний, ни опыта". Я.Е. Айзенберг – создатель систем управления ракетами (Хартрон).

2013г. – юбилей серийного производства семейства тракторов Т-150 (колёсный Т-150К с 1973г., гусеничный Т-150 с 1983г.). С какими же результатами пришел ХТЗ к этому юбилею?

1. В эксплуатации сотни тысяч тракторов Т-150К и Т-150: в Украине, в России и ряде зарубежных стран.

2. Срок службы модернизированных тракторов увеличен с 10 до 18 лет. В коллективных хозяйствах – 18 лет, арендных – 22 года, фермерских – 36 лет [2].

3. В 2013 году крупные партии Т-150К и Т-150 поставлены на Кубу.

4. Всего выпущено тракторов типа Т-150 с 1970 по 1996 год:

- Т-150К – 603355, в том числе на экспорт – 21863;
- Т-150 – 95050.

Пути решения проблемы. Для переоснащения сельского хозяйства высокоэффективной энергонасыщенной техникой ПО "Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе" и НПО НАТИ впервые в отечественном тракторостроении создали трансмиссии для семейства тракторов типа Т-150 с переключением передач под нагрузкой без остановки трактора, в то время как традиционное переключение передач на выпускаемых отраслью тракторах происходило с обязательной их остановкой. Такое переключение передач обеспечено с помо-

© И.С. Чернявский, А.В. Устиненко, 2014

щью оригинальных механизмов безразрывного переключения передач, защищённых как авторскими свидетельствами в СССР, так и патентованием за рубежом (США, Англия, Франция, Япония и др.), т.е. обладающих мировой новизной.

Трансмиссиями с безразрывным переключением передач, которые включают в себя унифицированные муфты главного сцепления коробки передач, карданные передачи, унифицированные главные и конечные передачи, оснащено семейство тракторов Т-150 тягового класса 3т.с., включающее: Т-150 – гусеничный, Т-150К – колёсный; Т-155 – тягач; Т-150К-26 – погрузчик; Т-150К-27 – лесохозяйственный; Т-150К-28 – промышленный.

Опыт широкой эксплуатации тракторов Т-150 в стране и за рубежом показал, что часто сопротивление штатного шлейфа сельскохозяйственных машин и орудий по ряду причин значительно превышает тяговый класс трактора. Предусмотренные инструкцией по эксплуатации ограничения по тяговым усилиям, которые установлены для всех выпускаемых тракторов, не соблюдаются, что приводит к перегрузкам и преждевременным разрушениям дорогостоящих агрегатов трансмиссии.

Одновременно заказчиком предъявлены дополнительные требования к трактору: расширение диапазона рабочих скоростей для выполнения работ с 5-6 корпусными плугами; обеспечение выполнения энергоёмких работ на скоростях 4-5км/ч; возможность работы на трамбовке силоса; повышение ресурса до 8000-10000 моточасов. Для исключения преждевременного выхода из строя трансмиссии из-за превышения регламентированных нагрузок, реализации дополнительных агротехнических требований и повышения долговечности узлов необходимо усилить ряд элементов трансмиссий, снять имевшиеся ограничения по тяговому усилию и в то же время обеспечить повышение требования к ресурсу.

Выполнение перечисленных требований обусловило необходимость глубокой модернизации трансмиссий семейства тракторов и, в первую очередь, коробок передач. Учитывая массовый характер производства, необходимо было при этом сохранить максимальную преемственность агрегатов как по конструкции, так и по технологии, а также обеспечить максимальную унификацию трансмиссий внутри семейства тракторов [3].

В основу проведённых ПО ХТЗ и НПО НАТИ исследований положены новые методы расчёта силовых элементов трансмиссий, учитывающие особенности реального эксплуатационного нагружения [4].

Теоретический комплекс включал:

- разработку динамических моделей, отличительной особенностью которых является приведение сложных многомассовых динамических систем к системам, позволяющим оценить эффективность изменений элементов трансмиссии;

- оценку динамических нагрузок как внешних (от двигателя и ведущих колёс), так и внутренних (от карданных валов, зубчатых передач и др.) при установившихся и переходных режимах;

- оценку потерь мощности в каждом из агрегатов трансмиссии;

- количественную оценку ожидаемого ресурса в статистическом аспекте с учётом эксплуатационной нагруженности и использования агрегатов трансмиссий за срок службы тракторов.

В результате выполненного комплекса исследований установлено следующее: наличие локальных резонансов на различных участках трансмиссии; величины нагрузок в зонах резонансов в 4 раза превышают номинальные; величины нагрузок при установившемся режиме в 1,5...2 раза превышает номинальные; величины нагрузок при переходных режимах в 3...4 раза превышают номинальные. Рекомендовано при расчёте зубчатых передач принимать коэффициенты приведения переменных нагрузок 1,3...1,4; при расчёте подшипниковых опор –

1,1...1,2; величины допускаемых напряжений и запасов прочности в установленном режиме: для шестерен допускаемые напряжения изгиба – $\sigma_{FP} \leq 300 \text{ МПа}$, для валов запас по пределу выносливости – $n_{-1} = 1,5$; для подшипников отношение динамической грузоподъемности C к эквивалентной нагрузке P – $C/P > 3$.

Для экспериментальных исследований создан ряд принципиально новых универсальных стендов для динамических, прочностных и ресурсных испытаний всех агрегатов трансмиссии.

Теоретический и экспериментальный комплекс разработок позволил провести на научной основе глубокую модернизацию трансмиссий семейства тракторов в два этапа:

1) Отстройка трансмиссий от резонансов и снижение амплитуд крутильных колебаний.

2) Снятие ограничений по тяговому усилию.

Для отстройки трансмиссий от резонансов и снижения динамических нагрузок выбраны оптимальные жесткостные и демпфирующие параметры, реализованные в конструкциях узлов путем:

- установки пружинно-фрикционного демпфера с жесткостью $C = 1,5 \times 10^5 \text{ кг-см/рад}$ в узле муфты сцепления;
- введения стержневого карданного вала вместо трубчатого с одновременным разворотом вилок карданных передач (гусеничные модификации);
- установки полуосей ведущих мостов пониженной жесткости.

Отличительной особенностью КП тракторов гусеничной модификации является раздельный привод на правый и левый борта за счёт введения двух вторичных валов КП.

При модернизации коробок передач реализовано следующее:

- изменена кинематическая схема передачи крутящего момента на первом, втором и заднего хода диапазонах;
- в шестернях гидромuft установлены шарикоподшипники большей грузоподъемности;
- увеличен модуль пары шестерен второго диапазона (колесные модификации);
- усилены опоры валов за счет применения подшипников повышенной грузоподъемности;
- в одинарной гидropоджимной муфте первой передачи увеличено число фрикционных дисков (гусеничные модификации);
- установлены уплотнительные кольца повышенной долговечности в маслораспределительном узле;
- оптимизированы зазоры в подшипниках скольжения;
- введена продольная модификация (бочкообразная форма) зубьев шестерен КП и раздаточной коробки;
- введено алмазное хонингование зубьев шестерен;
- внедрена улучшенная термообработка шестерен для стабильного получения нитроцементационного слоя на зубьях и посадочных поверхностях.

На тракторах семейства установлены пространственные унифицированные карданные передачи, у которых валы в вертикальной плоскости расположены по *И*-образной схеме, а в горизонтальной – по *Z*-образной схеме. В результате проведенного теоретического комплекса исследований (первый этап модернизации) выбраны параметры и конструктивные изменения карданных передач: для гусеничных модификаций – стержневые карданные валы Ø40мм с разворотом вилок для левого кардана на 82° против, а для правого – на 105-115° по часовой стрелке; для колесных модификаций – карданная передача с промежуточным валом на

двух разгруженных опорах и двух двойных вилок, развёрнутых на 90°.

На втором этапе модернизации разработаны, исследованы и внедрены:

- карданный шарнир с накатанными шейками крестовины из стали 20ХГНР;
- игольчатые подшипники повышенной точности со фторокаучуковыми манжетами и смазкой №158 крестовин кардана;
- усиленные болты М10 с мелкой резьбой и применением анаэробного клея Унигерм для крепления опорных пластин шарнира;
- двойные вилки карданов повышенной жесткости.

На тракторы установлены унифицированные главные передачи ведущих мостов: одинарные, конические с круговыми зубьями. Для обеспечения ресурса главных передач усилен резьбовой хвостовик ведущей шестерни; в подшипниковых узлах ведущей и ведомой шестерен применены конические подшипники повышенной грузоподъемности.

Унифицированные конечные передачи планетарного типа выполнены по схеме 2К-Н (по классификации Кудрявцева) с тремя однозвонцовыми сателлитами и "плавающим" солнцем, установленным на шлицах полуоси. На первом этапе модернизации оптимизированы параметры полуосей путем изменения диаметра с Ø49 до Ø45мм и повышения твердости до HRC 40...47. На втором этапе модернизации для них разработаны, исследованы и реализованы в производстве следующие мероприятия:

- увеличено тело сателлита за счёт изменения подшипникового узла и введения шлифовки торцов до термообработки;
- введена продольная модификация (бочкообразная форма) зубьев солнечной шестерни и улучшена термическая обработка;
- увеличено тело обода эпициклической шестерни, введено никотрирование зубчатого венца и обеспечена стабилизация параметров профиля зуба;
- для стабильности взаимного положения силовых элементов редуктора и надёжной герметичности внедрены сварные водила.

Модернизированные агрегаты трансмиссии прошли испытания на машиноиспытательных станциях Госагропрома и рекомендованы к производству. Внедрение модернизированных агрегатов позволило:

- снять ограничения по тяговому усилию;
- расширить диапазон рабочих скоростей за счёт использования передач первого и заднего хода на всех диапазонах;
- существенно повысить производительность тракторного агрегата при выполнении энергоёмких работ (особенно тяжёлой пахоты), поскольку разрешённое тяговое усилие 48000Н на первой передаче второго диапазона не обеспечило стабильной работы трактора (требовалось либо снять 1-2 корпуса плуга, либо перейти на первый диапазон и, как следствие, перегрузить трансмиссию);
- увеличить ресурс с 6000 до 8000...10000 часов;
- произвести дальнейшую унификацию;
- сократить нормы расхода запасных частей.

Одновременно проведены теоретические и экспериментальные работы по совершенствованию подвесок и креплений агрегатов трансмиссии, что позволило уменьшить внешние воздействия на них. Усовершенствованные узлы подвески внедрены в производство.

Результаты всего комплекса работ по унификации семейства тракторов типа Т-150 приведены в таблице.

Внедрение модернизированных трансмиссий снизило затраты в

Таблица – унификация семейства тракторов типа Т-150

Трактор	Всего деталей	Оригинальных деталей
Т-150	2741/9435	581/1813
Т-150К	2485/7575	35/49
Т-157	2251/6786	44/101
Т-158	2276/7231	5/8
Т-155	2694/8106	251/461

Примечание: в числителе – количество наименований деталей, в знаменателе – количество деталей в штуках

производстве на один трактор Т-150К на 18,76руб., на один трактор Т-150 на 56,18руб.; одновременно снижены нормы расхода проката соответственно на 7,8 и 31кг. Экономический эффект в производстве составил 9,3 млн.руб., 4850т проката.

Достигнуто снижение удельной металлоёмкости трансмиссий тракторов семейства Т-150 в 1,5...2 раза по сравнению с тракторами-аналогами.

Общий экономический эффект от внедрения модернизированных трансмиссий семейства тракторов Т-150 составил более 100млн.руб., 50000т проката.

Новизна внедрённых разработок по конструкции трансмиссии, методам и стендам для ускоренных испытаний защищена 35 авторскими свидетельствами. По разработкам и исследованиям опубликовано более 100 печатных работ [5].

В теоретические, экспериментальные и конструкторские разработки большой вклад внесён НПО НАТИ и Госагропромом, что явилось основанием для включения в состав авторского коллектива представителей указанных организаций, чей творческий вклад является наиболее весомым.

Комплексная работа по созданию и освоению производства трансмиссий со сниженной металлоёмкостью семейства тракторов типа Т-150 была рассмотрена на заседании секции тракторов НТС Министерства в 1990г, докладчик от ХТЗ И.С. Чернявский. Базовым тракторам присвоен Государственный знак качества. Межведомственная комиссия в феврале 1990г. подтвердила их аттестацию по высшей категории качества.

Своеобразным итогом советского периода создания и внедрения энергонасыщенных тракторов можно считать состоявшееся в мае 2001г. объединённое заседание НТС НАТИ и секции "Тракторы" НТС ОАО "АСМ-холдинг". На нем был заслушан доклад И.С. Чернявского "Результаты исследований трансмиссий серийных и опытных моделей тракторов и их реализация в серийном производстве".

В заключительном слове И.С. Чернявский отметил, что такие обсуждения и обмен опытом работы по важнейшим направлениям тракторостроения необходимы как научно-исследовательским, так и конструкторским организациям, особенно в настоящее время, когда объёмы работ, проводимых ими, значительно сократились и не охватывают всей номенклатуры вопросов, представляющих творческий интерес и имеющих практическую пользу при создании и модернизации тракторной техники с целью повышения её технического уровня и конкурентоспособности.

В ходе обсуждения доложенных материалов, НТС НАТИ и Секция "Тракторы" НТС ОАО "АСМ-холдинг" отметили, что конструкторской организацией Харьковского тракторного завода за прошедшие десятилетия деятельности накоплен богатейший опыт создания колесных и гусеничных тракторов, в том числе и по их трансмиссиям. Доложенные материалы базируются на результатах обобщения и анализа результатов многочисленных стендовых и полевых испытаний, а также длительной эксплуатации тракторов ДТ-54 и ДТ-20, Т-74, Т-150 и Т-150К. В народное хозяйство СССР и стран, образовавшихся на его базе, поставлены сотни тысяч тракторов ХТЗ. Они работали и работают во многих странах Дальнего зарубежья, и не только в сельскохозяйственном производстве, но и в полных лесохозяйственных, дорожно-строительных и транспортных работах.

Их эффективность обусловлена высокой степенью отработанности, хорошей надёжностью, простотой в эксплуатации и обслуживании.

В последние годы в ОАО ХТЗ разработаны модели колесных и гусеничных тракторов повышенной энергонасыщенности: ХТЗ-100, ХТЗ-153, ХТЗ-160, ХТЗ-170, ХТЗ-200. Их отработка также сопровождается ускоренными стендовыми испытаниями основных узлов и агрегатов, а также полевыми испытаниями и подконтрольной эксплуатацией опытных партий тракторов.

С учётом изложенного, объединённое заседание НТС НАТИ и Секции "Тракторы" НТС ОАО "АСМ-холдинг" постановило:

1. Одобрить научно-исследовательскую и проектно-конструкторскую работу по созданию и отработке трансмиссий опытных и серийных тракторов, доложенную начальником КБ расчётов и исследований ОГК ХТЗ, к.т.н. Чернявским И.С.

2. Отметить комплексный научный подход в проведении теоретических и экспериментальных исследований силовых передач в ОГК ХТЗ и масштабность их внедрения в серийное производство тракторов, выпускаемых заводом, а также активное использование для решения отдельных наиболее сложных вопросов возможностей научно-исследовательских организаций тракторостроения.

3. Рекомендовать конструкторским организациям тракторостроения Украины, России, и других стран СНГ использовать опыт и разработки ОГК ХТЗ по силовым передачам колесных и гусеничных тракторов.

Заключение. В наше время исследования, связанные с повышением энергонасыщенности тракторов, вышли на качественно новый уровень с привлечением последних достижений в области расчетов и проектирования зубчатых передач и трансмиссий [6-8]. Необходимость их применения связаны, например, с изучением возможности установки на самый распространенный в Украине трактор Т-150К двигателей мощностью 200...250л.с., внедрением в производство модификаций трактора с увеличенной скоростью движения на транспортном диапазоне. При этом реалии отечественного тракторного производства накладывают жесткие ограничения на конструктивную переработку агрегатов трактора, в том числе и трансмиссии, так как любая модернизация повлечет существенное увеличение затрат на подготовку производства [8]. Следовательно, лишь применение современных подходов позволит найти те резервы нагрузочной способности и долговечности, которые еще есть в безусловно удачной конструкции трансмиссии, которая "интегрировала" в себя многолетний опыт бюро расчетов и исследований ОАО "ХТЗ".

Также в заключение отметим, что приведенные в статье материалы будут полезны для изучения студентам, обучающимся по машиностроительным специальностям, а также специалистам, занимающимся созданием различной продукции машиностроения, с целью распространения уникального опыта бюро расчетов и исследований ОАО "ХТЗ" по созданию продукции с высоким уровнем унификации и экономической эффективности.

Список литературы: 1. *Библик В.В.* Харьковский тракторный завод имени С.Орджоникидзе (Страницы истории). – Харьков: Основа, 2008. – 182с. 2. *Халфин М.А., Хисметов Н.З.* О сроках службы машин // Тракторы и сельхозмашины. – 2003. – №12. – С.25-29. 3. *Тодоров П.П., Библик В.В., Гудзь С.П., Абдула С.Л., Чернявский И.С.* Разработка и освоение производства унифицированных трансмиссий тракторов ХТЗ // Научно-технический и гражданский журнал Президиума Академии инженерных наук Украины. – 2001. – №2. – С.11-18. 4. *Чернявский И.С.* Эффективность работы КБ расчетов и научных исследований на Харьковском тракторном заводе // Тракторы и сельхозмашины. – 2002. – №1. – С.16-20. 5. *Кашуба С.А., Жуликов В.П.* Сын эпохи. К 100 летию юбилею генерального конструктора ХТЗ Кашубы Б.П. – Харьков: Городская типография, 2012. – 54с. 6. *Кириченко А.Ф., Устиненко А.В., Танасевский В.В.* Совершенствование стандартных прочностных расчетов зубчатых передач на основе моделирования усталостных процессов // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – Вып.22. – С.110-114. 7. *Чернявский И.С., Устиненко А.В.* Оценка напряженности и долговечности зубчатых передач трансмиссии трактора Т-150К // Вісник СевНТУ: 36. наукових праць. – Вип. 133/2012. Сер.: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2012. – С.44-48. 8. *Чернявский И.С., Устиненко А.В., Бондаренко А.В.* Анализ резервов повышения нагрузочной способности зубчатых передач трансмиссии трактора Т-150К // Вісник СевНТУ: 36. наукових праць. – Вип. 139/2013. Сер.: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2013. – С.298-302.

Поступила (received) 31.01.2014

С.В. ШЕВЧЕНКО, к.т.н., доц., профессор кафедры "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Луганск;
Е.А. МАЗНЕВ, к.т.н., доцент кафедры легкой и пищевой промышленности ВНУ им. В. Даля

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ЛОКАЛИЗОВАННОГО КОНТАКТА С НЕЛИНЕЙЧАТЫМИ ЧЕРВЯКАМИ

Рассмотрен способ локализации контакта в червячном зацеплении за счет использования комбинаций стандартных червяков и червячных фрез, используемых для нарезания зубьев червячного колеса. Показано, что наибольшая степень локализации имеет место в паре, состоящей из эвольвентного червяка и червячного колеса, нарезанного производящим червяком, витки которого образованы пальцевой фрезой (нелинейчатый геликоид).

Ключевые слова: червячное зацепление, радиус кривизны, приведенная кривизна.

Введение. Актуальность задачи. Червячные передачи с локализованным (точечным) контактом рабочих поверхностей обладают повышенной износостойкостью и менее чувствительны к погрешностям изготовления и упругим деформациям. Поэтому разработка теоретических основ проектирования таких передач является актуальной задачей повышения технико-экономических показателей для приводов технологического и транспортного оборудования, где требуется большая степень редуцирования угловых скоростей при высоком уровне внешних нагрузок.

Анализ последних исследований и литературы. Идея использовать стандартные червяки и зуборезные инструменты для синтеза червячных передач была предложена применительно к паре, состоящей из эвольвентного червяка ZJ и червячного колеса, зубья которого нарезаны архимедовой фрезой ZA , [1]. Ранее подобный метод был реализован применительно к эвольвентным косозубым передачам в работе проф. В.Н. Севрюка в [2]. Отдельные вопросы червячного зацепления с локализованным контактом с использованием стандартных червяков и зуборезных инструментов при существующих методах зубонарезания освещены в публикациях [3, 4]. Подавляющее число других исследований червячных передач с локализованным контактом связаны с изменениями технологии и исходных контуров, например, в [5-7], либо с преобразованием линий контакта в замкнутые кривые в [8].

Постановка задачи. Требуется образовать червячные пары с локализованным (точечным) контактом активных поверхностей, используя для производящих и рабочих червяков линейчатые геликоиды ZJ , $ZN2$ и нелинейчатый геликоид $ZK2$. В полученных передачах выполнить сравнительный анализ приведенных кривизн и дать рекомендации по рациональному применению этих передач в силовых приводах.

Материалы исследований. Рассмотрим две пары червячных передач:

$$1) \left\{ \frac{ZJ}{ZN2} \right\} + GK2; \quad 2) ZK2 + \left\{ \frac{GJ}{GN2} \right\}.$$

Здесь ZJ , $ZN2$ – эвольвентный и конволлютный рабочие червяки (линейчатые геликоиды); $ZK2$ – червяк, нарезанный пальцевой фрезой (нелинейчатый геликоид); GJ , $GN2$ – зубья колес, нарезанные эвольвентным и конволлютным производящими червяками (фрезами) ZJ и $ZN2$; $GK2$ – зубья колеса, нарезанные производящим червяком $ZK2$. Верхние и нижние звенья в фигурных скобках образуют

© С.В. Шевченко, Е.А. Мазнев, 2014

зацепления со звеном, отделенным от них знаком "+".

Таким образом, будут сформированы четыре червячные передачи с локализованным контактом:

$$1.1 - [ZJ + GK2]; \quad 1.2 - [ZN2 + GK2]; \quad 2.1 - [ZK2 + GJ]; \quad 2.2 - [ZK2 + GN2].$$

В каждой из этих передач касание витков червяка с зубьями колеса будет точечным, так как эти пары поверхностей являются сопряженными, но не взаимноогнибаемыми. Поскольку задача сформулирована как сравнение приведенных кривизн, а не нахождение их непосредственных значений, расчеты можно вести по плоским сечениям образованных передач. Эти сечения проходят по осям червяков и линиям межосевого расстояния. То есть, рассматриваться будут осевые сечения червяков, указанных типов, в зацеплении со средними торцевыми сечениями червячных колес. Это позволит значительно упростить расчетные зависимости без нарушения закономерностей в сравнительной оценке приведенных кривизн.

Исходные уравнения осевых сечений червяков, ZJ , $ZN2$, $ZK2$ в системе координат $S_1(x_1; y_1)$, жестко связанной с ними [9]:

Для ZJ :

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r_0 \cdot \cos v + u_j \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin v; \\ z_1 &= P \cdot v - u_j \cdot \sin \gamma_0; \\ v &= \arctg(u_j \cdot \cos \gamma_0 / r_0). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Здесь $r_0 = P / \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \gamma_0}$ – радиус основного цилиндра червяка ZJ ; $P = r_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_0$ – параметр винта с делительным радиусом r_1 и углом подъема витков γ_0 на делительном цилиндре червяка ZJ ; u_j – независимая переменная.

Для $ZN2$:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{\rho}{\cos v}; \\ z_1 &= P \cdot v + \rho \cdot \operatorname{tg} v \cdot \operatorname{tg} \delta. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Здесь $\rho = \frac{(r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_u - 0,5 \cdot S_p) \cdot \sin \gamma_0}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_u \cdot \sin^2 \gamma_0}}$; $\delta = \arcsin(\sin \alpha_u \cdot \cos \gamma_0)$; $P = 0,5 \cdot m \cdot q \cdot \operatorname{tg} \gamma_0$ –

параметр винта; $\alpha_u = 20^\circ$ – угол наклона режущей кромки резца; $S_p \approx 0,5 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \gamma_0$ – ширина резца на делительном цилиндре $ZN2$; $r_1 = 0,5 \cdot m \cdot (q + 2x)$ – начальный радиус $ZN2$; (m, q, x, γ_0 – параметры передачи); v – независимая переменная.

Для $ZK2$:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{u_k \cdot \sin \alpha_k \cdot \sin \vartheta}{\sin \psi}; \\ z_1 &= -u_k \cdot \sin \alpha_k \cdot \cos \vartheta - P \cdot \psi; \\ u_k &= (P \cdot \operatorname{ctg} \vartheta - x_{Ou}) \cdot \cos \alpha_k; \\ \psi &= \operatorname{arctg} \left(\frac{u_k \cdot \sin \alpha_k \cdot \sin \vartheta}{u_k \cdot \cos \alpha_k + x_{Ou}} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{F_{1k}}{F_{2k}} \right). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Здесь $x_{Ou} = r_1 - 0,5 \cdot w_{oc} \cdot \operatorname{ctg} \alpha_k$ – начальный параметр.

Уравнения осевых профилей зубьев колес GJ , $GN2$ и $GK2$ в системе координат $S_2(x_2; y_2)$, жестко связанной с червячными колесами, найдены кинематическим методом, как огибающие осевых профилей (1-3):

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= (x_1 - a_w) \cdot \cos \varphi_2 - (z_1 + r_2 \cdot \varphi_2) \cdot \sin \varphi_2; \\ y_2 &= (x_1 - a_w) \cdot \sin \varphi_2 + (z_1 + r_2 \cdot \varphi_2) \cdot \cos \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Здесь $\varphi_2 = \varphi_2(v)$ – функция угла поворота колеса, выраженная через независимую переменную v (для колеса *GK2* независимая переменная ϑ – что не влияет на последовательность расчетов), с помощью уравнений зацепления для червячных пар.

Радиусы кривизны профилей витков червяков и зубьев червячных колес:

$$\rho_1 = \frac{\sqrt{(\dot{x}_1^2 + \dot{z}_1^2)^3}}{|\ddot{x}_1 \cdot \dot{z}_1 - \dot{x}_1 \cdot \ddot{z}_1|}; \quad \rho_2 = \frac{\sqrt{(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2)^3}}{|\ddot{x}_2 \cdot \dot{y}_2 - \dot{x}_2 \cdot \ddot{y}_2|}. \quad (5)$$

Частные производные координат профиля зубьев червячного колеса, входящие в уравнение (5):

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_2 &= \dot{x}_1 \cdot \cos \varphi_2 - \dot{z}_1 \cdot \sin \varphi_2 - \dot{\varphi}_2 \cdot [y_2 + r_2 \cdot \sin \varphi_2]; \\ \dot{y}_2 &= \dot{x}_1 \cdot \sin \varphi_2 + \dot{z}_1 \cdot \cos \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot [x_2 + r_2 \cdot \cos \varphi_2]. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1 \cdot \cos \varphi_2 - \ddot{z}_1 \cdot \sin \varphi_2 - [2 \cdot \dot{y}_2 - x_2 \cdot \dot{\varphi}_2] \cdot \dot{\varphi}_2 - [y_2 + r_2 \cdot \sin \varphi_2] \cdot \ddot{\varphi}_2; \\ \ddot{y}_2 &= \ddot{x}_1 \cdot \sin \varphi_2 + \ddot{z}_1 \cdot \cos \varphi_2 + [2 \cdot \dot{x}_2 + y_2 \cdot \dot{\varphi}_2] \cdot \dot{\varphi}_2 + [x_2 + r_2 \cdot \cos \varphi_2] \cdot \ddot{\varphi}_2. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Из уравнения зацепления находится $\varphi_2 = \varphi_2(v)$ и его частные производные:

$$\varphi_2 = -\frac{\dot{x}_1 \cdot (x_1 - r_1) + \dot{z}_1 \cdot z_1}{r_2 \cdot \dot{z}_1}. \quad (8) \quad \dot{\varphi}_2 = -\frac{(x_1 - r_1) \cdot [\ddot{x}_1 \cdot \dot{z}_1 - \dot{x}_1 \cdot \ddot{z}_1] - (\dot{x}_1)^2 \cdot \dot{z}_1}{r_2 \cdot (\dot{z}_1)^2 - r_2 \cdot \dot{z}_1}. \quad (9)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{2 \cdot (x_1 - r_1) \cdot (\ddot{x}_1 \cdot \dot{z}_1 - \dot{x}_1 \cdot \ddot{z}_1) \cdot \dot{z}_1 - (x_1 - r_1) \cdot (\ddot{x}_1 \cdot \dot{z}_1 - \dot{x}_1 \cdot \ddot{z}_1) \cdot \dot{z}_1 + \dot{x}_1 \cdot (3 \cdot \ddot{x}_1 \cdot \dot{z}_1 - 2 \cdot \dot{x}_1 \cdot \ddot{z}_1) \cdot \dot{z}_1}{\dot{z}_1^3 \cdot r_2} - \frac{\dot{z}_1^2 \cdot r_2}{r_2}. \quad (10)$$

Развернутые выражения (5) для радиусов кривизн червяка и червячного колеса в предложенных парах определяются после подстановки в них, учитывая уравнения (6-10) координат x_1, z_1 из профилей соответствующих осевых профилей (1-3) и их производных по независимой переменной, которые приведены ниже. После соответствующих подстановок они используются для нахождения профильных углов и кривизн в предложенных зацеплениях.

I. Эвольвентный червяк (червячная фреза) *ZJ*.

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= u_J \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos v \cdot \dot{v} + [\cos \gamma_0 - r_0 \cdot \dot{v}] \cdot \sin v; \\ \dot{z}_1 &= P \cdot \dot{v} - \sin \gamma_0; \\ \dot{v} &= \frac{\cos \gamma_0 \cdot r_0}{(u_J \cdot \cos \gamma_0)^2 + (r_0)^2}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= u_J \cdot \cos \gamma_0 \cdot [\cos v \cdot \ddot{v} - \sin v \cdot (\dot{v})^2] - \\ &\quad - r_0 \cdot [\cos v \cdot (\dot{v})^2 + \sin v \cdot \ddot{v}] + 2 \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos v \cdot \dot{v}; \\ \ddot{z}_1 &= P \cdot \ddot{v}; \\ \ddot{v} &= -2 \cdot u_J \cdot r_0 \cdot (\cos \gamma_0)^3 \cdot [(u_J \cdot \cos \gamma_0)^2 + (r_0)^2]^{-2}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= [u_J \cdot \cos \gamma_0 \cdot \cos v - r_0 \cdot \sin v] \cdot [\ddot{v} - (\dot{v})^3] - \\ &\quad - 3 \cdot [r_0 \cdot \cos v + u_J \cdot \cos \gamma_0 \cdot \sin v] \cdot \dot{v} \cdot \ddot{v} + 3 \cdot \cos \gamma_0 \cdot [\cos v \cdot \ddot{v} - \sin v \cdot (\dot{v})^2]; \\ \ddot{z}_1 &= P \cdot \ddot{v}; \\ \ddot{v} &= 2 \cdot r_0 \cdot (\cos \gamma_0)^3 \cdot [3 \cdot (u_J \cdot \cos \gamma_0)^2 - (r_0)^2] \cdot [(u_J \cdot \cos \gamma_0)^2 + (r_0)^2]^{-3}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

II. Конволютный червяк (червячная фреза) *ZN2*.

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= \rho \cdot \frac{\sin v}{\cos^2 v}; \\ \dot{z}_1 &= P + \frac{\rho \cdot \operatorname{tg} \delta}{\cos^2 v}. \end{aligned} \right\} \quad (14) \quad \left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \rho \cdot \frac{1 + \sin^2 v}{\cos^3 v}; \\ \ddot{z}_1 &= 2 \cdot \rho \cdot \frac{\operatorname{tg} \delta \cdot \sin v}{\cos^3 v}. \end{aligned} \right\} \quad (15) \quad \left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \rho \cdot \frac{(5 + \sin^2 v) \cdot \sin v}{\cos^4 v}; \\ \ddot{z}_1 &= 2 \cdot \rho \cdot \operatorname{tg} \delta \cdot \frac{1 + 2 \cdot \sin^2 v}{\cos^4 v}. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

III. Червяк (червячная фреза), нарезаемые пальцевой фрезой *ZK2*.

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= -x_1 \cdot \frac{\cos \psi \cdot \dot{\psi}}{\sin \psi} + \frac{[\dot{u}_k \cdot \sin \vartheta + u_k \cdot \cos \vartheta] \cdot \sin \alpha_k}{\sin \psi}; \\ \dot{z}_1 &= [-\dot{u}_k \cdot \cos \vartheta + u_k \cdot \sin \vartheta] \cdot \sin \alpha_k - P \cdot \dot{\psi}; \\ \dot{u}_k &= -\frac{P \cdot \cos \alpha_k}{\sin^2 \vartheta}. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -2 \cdot \dot{x}_1 \cdot \operatorname{ctg} \psi \cdot \dot{\psi} + x_1 \cdot [(\dot{\psi})^2 - \operatorname{ctg} \psi \cdot \ddot{\psi}] + \\ &\quad + \frac{[(\ddot{u}_k - \dot{u}_k) \cdot \sin \vartheta + 2 \cdot \dot{u}_k \cdot \cos \vartheta] \cdot \sin \alpha_k}{\sin \psi}; \\ \ddot{z}_1 &= [(u_k - \dot{u}_k) \cdot \cos \vartheta + 2 \cdot \dot{u}_k \cdot \sin \vartheta] \cdot \sin \alpha_k - P \cdot \ddot{\psi}; \\ \ddot{u}_k &= \frac{2 \cdot P \cdot \cos \alpha_k \cdot \cos \vartheta}{\sin^3 \vartheta}. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -3 \cdot \ddot{x}_1 \cdot \operatorname{ctg} \psi \cdot \dot{\psi} - 3 \cdot \dot{x}_1 \cdot [\operatorname{ctg} \psi \cdot \ddot{\psi} - (\dot{\psi})^2] + \\ &\quad + x_1 \cdot [\operatorname{ctg} \psi \cdot [(\dot{\psi})^3 - \ddot{\psi}] + 3 \cdot \dot{\psi} \cdot \ddot{\psi}] + \\ &\quad + \frac{[(\ddot{u}_k - 3 \cdot \dot{u}_k) \cdot \sin \vartheta + (3 \cdot \ddot{u}_k - \dot{u}_k) \cdot \cos \vartheta] \cdot \sin \alpha_k}{\sin \psi}; \\ \ddot{z}_1 &= [(3 \cdot \dot{u}_k - \ddot{u}_k) \cdot \cos \vartheta + (3 \cdot \ddot{u}_k - u_k) \cdot \sin \vartheta] \cdot \sin \alpha_k - P \cdot \ddot{\psi}; \\ \ddot{u}_k &= -\frac{2 \cdot P \cdot \cos \alpha_k \cdot (1 + 2 \cdot \cos^2 \vartheta)}{\sin^4 \vartheta}. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Входящие в выражения (17-19) производные угла поворота ψ , определяются из следующих уравнений:

$$\dot{\psi} = \frac{\dot{F}_{1k} \cdot F_{2k} - F_{1k} \cdot \dot{F}_{2k}}{F_{1k}^2 + F_{2k}^2}; \quad (20)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{[\ddot{F}_{1k} \cdot F_{2k} - F_{1k} \cdot \ddot{F}_{2k}] \cdot [F_{1k}^2 + F_{2k}^2]}{[F_{1k}^2 + F_{2k}^2]^2} - \frac{(x_1 - r_1) \cdot (\ddot{x}_1 \cdot \dot{z}_1 - \dot{x}_1 \cdot \ddot{z}_1) + \dot{x}_1 \cdot (3 \cdot \dot{x}_1 \cdot \dot{z}_1 - 2 \cdot \dot{x}_1 \cdot \ddot{z}_1)}{\dot{z}_1^2 \cdot r_2} - \frac{\ddot{z}_1}{r_2}; \quad (21)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{\ddot{F}_{1k} \cdot F_{2k} + \dot{F}_{1k} \cdot \dot{F}_{2k} - \dot{F}_{1k} \cdot \ddot{F}_{2k} - F_{1k} \cdot \ddot{F}_{2k}}{F_{1k}^2 + F_{2k}^2} - 2 \cdot \frac{[F_{1k} \cdot \dot{F}_{1k} + F_{2k} \cdot \dot{F}_{2k}] \cdot [\dot{F}_{1k} \cdot F_{2k} - F_{1k} \cdot \dot{F}_{2k}]}{[F_{1k}^2 + F_{2k}^2]^2} +$$

$$+ 2 \cdot \frac{[\dot{F}_{1k} \cdot \dot{F}_{2k} + \dot{F}_{1k} \cdot \ddot{F}_{2k}] \cdot [F_{1k}^2 - F_{2k}^2] - [\dot{F}_{1k} \cdot F_{2k} + F_{1k} \cdot \dot{F}_{2k}] \cdot [\dot{F}_{1k}^2 - \dot{F}_{2k}^2]}{[F_{1k}^2 + F_{2k}^2]^2} +$$

$$+ 4 \cdot \frac{\dot{F}_{1k} \cdot \dot{F}_{2k} \cdot [F_{1k} \cdot \dot{F}_{1k} - F_{2k} \cdot \dot{F}_{2k}] - F_{1k} \cdot F_{2k} \cdot [\dot{F}_{1k} \cdot \ddot{F}_{1k} - \dot{F}_{2k} \cdot \ddot{F}_{2k}]}{[F_{1k}^2 + F_{2k}^2]^2} +$$

$$+ 8 \cdot \frac{[F_{1k} \cdot \dot{F}_{1k} + F_{2k} \cdot \dot{F}_{2k}] \cdot (F_{1k} \cdot F_{2k} \cdot [\dot{F}_{1k}^2 - \dot{F}_{2k}^2] - \dot{F}_{1k} \cdot \dot{F}_{2k} \cdot [F_{1k}^2 - F_{2k}^2])}{[F_{1k}^2 + F_{2k}^2]^3}. \quad (22)$$

Здесь:

$$\dot{F}_{1k} = [\dot{u}_k \cdot \sin \vartheta + u_k \cdot \cos \vartheta] \cdot \sin \alpha_k; \quad \ddot{F}_{1k} = [(\ddot{u}_k - u_k) \cdot \sin \vartheta + 2 \cdot \dot{u}_k \cdot \cos \vartheta] \cdot \sin \alpha_k;$$

$$\ddot{F}_{1k} = [(\ddot{u}_k - 3 \cdot \dot{u}_k) \cdot \sin \vartheta + (3 \cdot \ddot{u}_k - u_k) \cdot \cos \vartheta] \cdot \sin \alpha_k;$$

$$\dot{F}_{2k} = \dot{u}_k \cdot \cos \alpha_k; \quad \ddot{F}_{2k} = \ddot{u}_k \cdot \cos \alpha_k; \quad \ddot{F}_{2k} = \ddot{u}_k \cdot \cos \alpha_k.$$

Таблица 1 – Радиусы кривизны профилей витков червяка (червячных фрез) и зубьев червячных колес

Точка расчета	Червяк		Колесо	
	ZJ	GJ	ZN2	GN2
вершина +1·m	2300,52	91,953	11796,0	82,545
+0,5·m	1875,31	106,776	9723,53	97,110
делительный	1504,54	122,020	7909,52	111,598
-0,5·m	1184,57	137,867	6336,71	125,976
впадина -1·m	911,759	154,589	4987,88	140,191
	ZK2	GK2		
вершина +1·m	22310,1	83,230	15770,0	97,696
+0,5·m	15770,0	112,063	11004,0	126,268
делительный	11004,0	140,195	7552,13	140,195
-0,5·m	7552,13		5076,51	
впадина -1·m	5076,51			

Примечание: Точка расчета расположена на осевом профиле витков червяка, для червячного колеса это точка контакта с соответствующей точкой осевого профиля витка червяка, определяемая из уравнения зацепления.

Как показывает анализ профилей витков и зубьев колес, два выпуклых профиля будут взаимодействовать в зацеплении 1.1. Приведенная кривизна в этом случае определяется выражением $\chi_{HP} = (\rho_1)^{-1} + (\rho_2)^{-1}$.

В остальных 3-х случаях (сочетание пар 1.2; 2.1; 2.2) – вогнутый профиль червяка контактирует с выпуклым профилем зуба колеса, причем $\rho_1 > \rho_2$, поэтому для них $\chi_{HP} = (\rho_2)^{-1} - (\rho_1)^{-1}$.

Результаты исследований. Определены радиусы кривизны для предложенных червяков (червячных фрез) и червячных колес (см. таблицу 1). Также для предложенных червячных пар определены значения приведенных кривизн (см. таблицу 2). Параметры рассчитываемых передач: $a_w = 400$ мм; $m = 10$ мм; $q = 14$; $z_1/z_2 = 2/66$. Расчеты проводились в пределах рабочей высоты профилей указанных передач.

Выводы:

1. Локализация контакта в червячных передачах может быть реализована с использованием стандартных производящих и рабочих червяков типа ZJ, ZN2, ZK2.

2. Наибольшая степень локализации контакта, то есть ярко выраженное точечное касание, имеет место в паре [ZJ+GK2]. Это зацепление уступает остальным трем парам по нагрузочной способности, но менее чувствительно к упругим деформациям и погрешностям изготовления.

3. Наиболее плотный контакт профилей, где $\chi_{HP} = \min$, дает зацепление [ZK2+GJ]. Эти передачи обладают минимальными контактными напряжениями и поэтому будут превосходить остальные по нагрузочной способности.

4. Рассмотренные приведенные кривизны профилей витков и зубьев применимы только для сравнительной оценки некоторых свойств передач. Для непосредственного расчета контактных напряжений в червячных передачах приведенные кривизны следует получить для рабочих поверхностей витков червяков и зубьев колес. Кроме того, дальнейшее исследование червячных передач с локализованным контактом будет расширено за счет стандартных производящих и рабочих червяков типа ZK1, ZK3, ZT.

Список литературы: 1. А.с. 904410, МКИ F16H. Червячная передача / С.В. Шевченко, В.П. Шишов, В.И. Подройко. – 2911046/24-28. Заявл. 21.04.1980. Опубл. в бюл. №15, 1982. 2. Севрюк В.Н. Эвольвентные передачи с точечным контактом // Труды Луган. вечер. машин. ин-та, серия Машиностроение, т.1. – Луганск, 1962. – С.40-47. 3. Шевченко С.В. Локализация контакта в червячном зацеплении на базе стандартных элементов передачи / С.В. Шевченко, П.Н. Ткач // Подъемно-транспортная техника. – Днепропетровск, 2010. – № 1. – С.49-55. 4. Шевченко С.В. Геликоиды в червячном зацеплении с локализованным контактом / С.В. Шевченко, Е.А. Мазнев // Подъемно-транспортная техника. – Днепропетровск, 2013. – № 4. – С.67-74. 5. O. Ufert. Dynamische Drehfehlermessungen an Walzfräsmaschinen und ihr Einfluss auf die Genauigkeit gefräster Grobgetrieberader // VDI. – №103. – 1956. 6. Герасимов Б.К. Нагрузочная способность и к.п.д. червячных передач с локализованным пятном контакта / Б.К. Герасимов, В.Н. Кошечков // Тр. Ленингр. политехн. ин-та. – Л., 1983. – №396. – С.41-44. 7. Парубец В.И. Анализ и синтез червячных передач с управляемым контактом, локализованным в заданной зоне: дис. ... канд.техн.наук / В.И. Парубец. – Киев, 1985. – 233с. 8. Верховский А.В. Исследование условий работы червячных передач с замкнутыми линиями контакта: дис. ... канд.техн.наук / А.В. Верховский. – Москва, 1978. – 269с. 9. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с.

Поступила (received) 07.02.2014

УДК 621.833.6

А.В. ШЕХОВ, старший научный сотрудник каф. теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем НАКУ "ХАИ", Харьков

ОПТИМИЗАЦИЯ ДВУХПОТОЧНОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $n \times A1$ ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА МАССЫ

Разработана методика оптимизации кинематической схемы двухпоточного многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times A1$ по критерию минимума массы. Рассмотрено построение целевой функции оптимизации, параметрами которой являются передаточные отношения ступеней механизма. Приведен вид целевой функции при расчете на контактную прочность. Исследованы свойства решения задачи оптимизации в зависимости от ограничений на передаточные отношения ступеней механизма.

© А.В. Шехов, 2014

Ключевые слова: двухпоточный механизм, многоступенчатый механизм, планетарный механизм, суммарная масса механизма, критерий минимума массы, оптимизация.

Введение. Актуальность задачи. В приводах систем управления и вспомогательного бортового оборудования самолетов широко применяют планетарные механизмы типа $A\bar{I}$. Благодаря качествам таких планетарных механизмов конструкции вышеуказанных приводов обеспечивают выполнение основных требований, которые предъявляются к ним. В настоящее время к требованиям минимизации массогабаритного показателя и увеличения выходной мощности приводов добавлено требование функционирования на нескольких режимах работы. Переход с одного режима работы на другой режим работы должен обеспечиваться по соответствующей команде и не требовать дополнительных механических затрат. Требования реализации нескольких режимов функционирования привода на стадии его проектирования может быть обеспечено различными решениями, например, путем применения многопоточных кинематических схем передаточных механизмов. При этом учитывают ограничения на допустимые значения массовых и габаритных показателей отдельных ступеней передаточных механизмов. Минимизация массогабаритных показателей многопоточных приводов связана со структурой их кинематических цепей. Чем проще структура многопоточной кинематической цепи, тем надежнее будет конструкция проектируемого привода. Поэтому разработка методик оптимального проектирования многопоточных приводов с учетом их структуры является актуальной задачей проектирования современных авиационных приводов систем управления и бортового оборудования.

Анализ литературы. Задачам минимизации массы и габаритов рядных и планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-5].

Оптимальное проектирование различных кинематических схем двухпоточных зубчатых механизмов, образованных рядными ступенями, рассмотрено в работах [1, 4, 5]. Два потока механической мощности, подводимой к нагрузке, реализуются путем разделения силового потока от двигателя на две параллельные ветви, каждая из которых имеет свой выходной вал.

В работе [3] рассмотрены вопросы проектирования дифференциальных механизмов, в частности правила оптимального проектирования таких механизмов. Автор указанной работы указывает на допустимость применения методик оптимального проектирования планетарных механизмов к проектированию дифференциальных механизмов. Однако в этой работе не приведены как постановки задач оптимального проектирования дифференциалов, так и решения самих задач.

Цель статьи. Разработка методики решения задач оптимального проектирования двухпоточного многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times A\bar{I}$ с дифференциалом, суммирующим два независимых потока механической мощности.

Постановка задачи. При создании авиационных приводов систем управления и бортового оборудования в конструкциях передаточных механизмов для резервирования или реализации различных режимов работы применяют дифференциалы на базе планетарного механизма типа $A\bar{I}$. При этом дифференциал как ступень кинематической цепи привода реализует следующие функции. Во-первых, функцию переключения от одного источника механической мощности к другому. Например, приводы бортового оборудования могут работать как в ручном режиме, так и от электродвигателя. Во-вторых, функцию суммирования двух движений. Варьируя величинами и направлениями вращения двух ведущих звеньев

дифференциала можно реализовать различные параметры кинематики его ведомого звена. Часто в приводах применяют несколько дифференциалов. Число применяемых дифференциалов в конструкции привода определяется назначением привода и перечнем реализуемых режимов его функционирования. Обычно дифференциальные ступени располагают в быстроходных ступенях привода.

Основными требованиями для конструкции вышеперечисленных приводов при заданной несущей способности являются минимальные габаритные размеры и минимальная масса. Оптимизация конструкции привода связана с поиском оптимального распределения его общего передаточного отношения по отдельным его ступеням. Такой поиск, как правило, выполняют путем оптимизации соответствующей целевой функции проектирования.

Построение целевых функций для многоступенчатых планетарных механизмов типа $n \times A\bar{I}$ и исследование их свойств рассмотрены в работах [2, 3]. Однако эти функции применимы только для последовательной структуры механизма, что и отражено в обозначении типа механизма. Такой механизм будем классифицировать как однопоточный или механизм с одним источником механической мощности (двигателем). Механизм, в котором реализованы две независимые ветви передачи механической мощности с последующим суммированием мощностей этих ветвей будем классифицировать как двухпоточный механизм. Для такого механизма надо разработать методику построения целевой функции проектирования и выполнить исследование ее свойств. Так как существует много вариантов построения кинематической схемы вышеуказанных механизмов, то решение поставленной задачи выполним для простой схемы двухпоточного механизма с одним дифференциалом.

Материалы исследований. На рисунке 1 приведена схема двухпоточного четырехступенчатого планетарного механизма типа $4 \times A\bar{I}$ и обозначения его зубчатых колес. Отметим следующее. В обозначении механизма указано на четыре ступени типа $A\bar{I}$, из которых одна – дифференциал и ей присвоен номер ступени, равный 3. Номера ступеней 1 и 2 относятся к кинематическим ветвям двух ведущих звеньев дифференциала. Номер ступени, равный 4, относится к кинематической ветви ведомого звена дифференциала. Зубчатые колеса Z_{13} и Z_{14} образуют рядную ступень механизма, которая передает вращение выходного вала второй ступени на второй входной вал дифференциала. Передача вращения выходного вала первой ступени на первый входной вал дифференциала выполнена непосредственно.

Принятая система нумерации зубчатых колес позволяет легко определять по номеру колеса его принадлежность ступени и его тип (центральное подвижное, сателлит, центральное неподвижное). Номер колеса задается по формуле

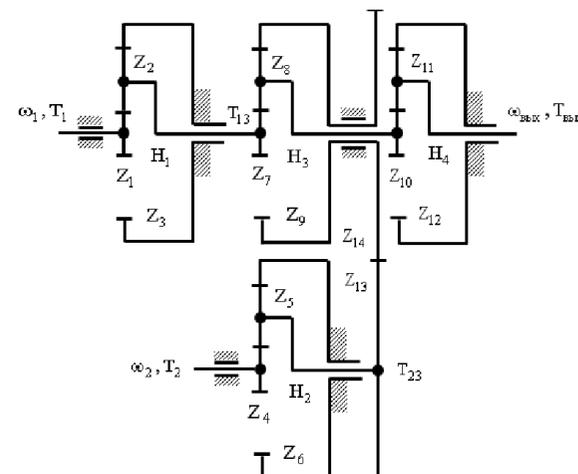


Рисунок 1 – Схема двухпоточного четырехступенчатого механизма типа $4 \times A\bar{I}$

$$Z_i \leftarrow \begin{cases} i = 3j - 2, & \text{центральное подвижное;} \\ i = 3j - 1, & \text{сателлит;} \\ i = 3j, & \text{центральное неподвижное,} \end{cases} \quad (1)$$

где j – номер планетарной ступени типа \overline{AI} .

Соотношение (1) считаем верным и для зубчатых колес дифференциала, хотя зубчатое колесо Z_9 тоже будет центральным подвижным колесом. Можно указать, что произведение $3j$ относится к зубчатым колесам внутреннего зацепления планетарных ступеней механизма.

Суммарную массу M_Σ двухпоточного четырехступенчатого механизма типа $4 \times \overline{AI}$ определим следующим образом

$$M_\Sigma = M_1 + k_1 \cdot M_2 + M_3 + M_4 + k_2 \cdot M_5 + M_6 + M_7 + k_3 \cdot M_8 + M_9 + M_{10} + k_4 \cdot M_{11} + M_{12} + M_{13} + M_{14} = M\Pi_\Sigma + MP_\Sigma, \quad (2)$$

где M_i – масса i -го зубчатого колеса механизма; k_j – число сателлитов j -й ступени механизма; $M\Pi_\Sigma = \sum_{j=1}^4 M\Pi_j = \sum_{j=1}^4 (M_{3j-2} + k_j M_{3j-1} + M_{3j})$ – суммарная масса всех планетарных ступеней типа \overline{AI} ; $MP_\Sigma = M_{13} + M_{14}$ – суммарная масса рядных ступеней механизма.

Массу M_i отдельного зубчатого колеса находим по формуле [6,7]

$$M_i = 0,25\pi\rho_i b_i d_i^2 k_{zi}, \quad (3)$$

где ρ_i , b_i , d_i – плотность материала, ширина венца и диаметр делительной окружности i -го зубчатого колеса; $k_{zi} = M_{zk}/M_{oi}$ – коэффициент заполнения делительного цилиндра; M_{zk} , M_{oi} – масса реального зубчатого колеса и масса делительного цилиндра.

Подставим (3) в выражение для массы $M\Pi_\Sigma$ и вынесем за скобки общий множитель $\pi\rho_{10} b_{10} d_{10}^2 / 4$, получим

$$M\Pi_\Sigma = \frac{\pi\rho_{10}}{4} b_{10} d_{10}^2 \left(\frac{\rho_1}{\rho_{10}} \cdot \frac{b_1 d_1^2}{b_{10} d_{10}^2} \left(k_{31} + k_1 \frac{\rho_2}{\rho_1} k_{32} \frac{b_2 d_2^2}{b_1 d_1^2} + \frac{\rho_3}{\rho_1} k_{33} \frac{b_3 d_3^2}{b_1 d_1^2} \right) + \frac{\rho_4}{\rho_{10}} \cdot \frac{b_4 d_4^2}{b_{10} d_{10}^2} \left(k_{34} + k_2 \frac{\rho_5}{\rho_4} k_{35} \frac{b_5 d_5^2}{b_4 d_4^2} + \frac{\rho_6}{\rho_4} k_{36} \frac{b_6 d_6^2}{b_4 d_4^2} \right) + \frac{\rho_7}{\rho_{10}} \cdot \frac{b_7 d_7^2}{b_{10} d_{10}^2} \left(k_{37} + k_3 \frac{\rho_8}{\rho_7} k_{38} \frac{b_8 d_8^2}{b_7 d_7^2} + \frac{\rho_9}{\rho_7} k_{39} \frac{b_9 d_9^2}{b_7 d_7^2} \right) + \left(k_{310} + k_4 \frac{\rho_{11}}{\rho_{10}} k_{311} \frac{b_{11} d_{11}^2}{b_{10} d_{10}^2} + \frac{\rho_{12}}{\rho_{10}} k_{312} \frac{b_{12} d_{12}^2}{b_{10} d_{10}^2} \right) \right). \quad (4)$$

Отношения делительных диаметров зубчатых колес находим из условий соосности и передаточных отношений отдельных ступеней механизма

$$d_1 + 2d_2 = d_3; \quad d_4 + 2d_5 = d_6; \quad d_7 + 2d_8 = d_9; \quad d_{10} + 2d_{11} = d_{12}; \quad (5)$$

$$\frac{d_3}{d_1} = u_1 - 1; \quad \frac{d_6}{d_4} = u_2 - 1; \quad \frac{d_9}{d_7} = u_3 - 1; \quad \frac{d_{12}}{d_{11}} = u_4 - 1, \quad (6)$$

где $u_j = u_{3j-2,H}^{3j}$ – передаточное отношение j -ой ступени механизма.

Предположим, что ширины зубчатых венцов колес планетарных ступеней, находящихся в зацеплениях, одинаковы и одинаковы материалы этих колес,

$$b_1 = b_2 = b_3; \quad b_4 = b_5 = b_6; \quad b_7 = b_8 = b_9; \quad b_{10} = b_{11} = b_{12}; \quad \rho_1 = \rho_2 = \dots = \rho_{12} = \rho. \quad (7)$$

С учетом условий (6) и (7) приведем формулу (4) к виду

$$M\Pi_\Sigma = \frac{\pi}{4} \rho b_{10} d_{10}^2 \cdot \left(\frac{b_1 d_1^2}{b_{10} d_{10}^2} \left(k_{31} + \frac{\pi}{4} k_1 \cdot k_{32} \cdot (u_1 - 2)^2 + k_{33} \cdot (u_1 - 1)^2 \right) + \frac{b_4 d_4^2}{b_{10} d_{10}^2} \cdot \left(k_{34} + \frac{\pi}{4} k_2 \cdot k_{35} \cdot (u_2 - 2)^2 + k_{36} \cdot (u_2 - 1)^2 \right) + \frac{b_7 d_7^2}{b_{10} d_{10}^2} \cdot \left(k_{37} + \frac{\pi}{4} k_3 \cdot k_{38} \cdot (u_3 - 2)^2 + k_{39} \cdot (u_3 - 1)^2 \right) + \left(k_{310} + \frac{\pi}{4} k_4 \cdot k_{311} \cdot (u_4 - 2)^2 + k_{312} \cdot (u_4 - 1)^2 \right) \right). \quad (8)$$

В формуле (8) произведения $b_{3j-2} d_{3j-2}^2$ определим как условный объем центрального подвижного z_{3j-2} зубчатого колеса j -й планетарной ступени.

Условный объем $b_{3j-2} d_{3j-2}^2$ центрального подвижного z_{3j-2} зубчатого колеса j -й ступени находим из условия контактной прочности активных рабочих поверхностей зубьев [6]

$$b_{3j-2} d_{3j-2}^2 = \frac{2T_{H(3j-2)} u_j}{k_j (u_j - 2) [k_0]_{3j-2}}, \quad (9)$$

где $T_{H(3j-2)}$ – вращающий момент, подводимый к центральному подвижному зубчатому колесу z_{3j-2} , при расчете на контактную прочность; $[k_0]_{3j-2}$ – допускаемый силовой фактор в зацеплении с центральным подвижным зубчатым колесом z_{3j-2} .

Значения вращающих моментов $T_{H(3j-2)}$ определим из следующих уравнений:

$$T_{H1} = \frac{T_{вых}}{u_1 u_3 u_4}; \quad T_{H4} = \frac{T_{вых} (u_3 - 1)}{u_2 u_p u_3 u_4}; \quad T_{H7} = \frac{T_{вых}}{u_3 u_4}; \quad T_{H10} = \frac{T_{вых}}{u_4}, \quad (10)$$

где $T_{вых}$ – значение вращающего момента на выходном валу четвертой планетарной ступени.

С учетом соотношений (10) и условия $[k_0]_1 = [k_0]_4 = [k_0]_7 = [k_0]_{10}$, получим

$$\frac{b_1 d_1^2}{b_{10} d_{10}^2} = \frac{2T_{H1} u_1 k_4 (u_4 - 2) [k_0]_{10}}{2T_{H10} u_4 k_1 (u_1 - 2) [k_0]_{11}} = \frac{T_{H1}}{T_{H10}} \frac{k_4}{k_1} \frac{u_1 (u_4 - 2)}{u_4 (u_1 - 2)} = \frac{k_4}{k_1} \frac{(u_4 - 2)}{u_3 u_4 (u_1 - 2)}; \quad (11)$$

$$\frac{b_4 d_4^2}{b_{10} d_{10}^2} = \frac{2T_{H4} u_2 k_4 (u_4 - 2) [k_0]_{10}}{2T_{H10} u_4 k_2 (u_2 - 2) [k_0]_{14}} = \frac{T_{H10}}{T_{H1}} \frac{k_4}{k_2} \frac{u_2 (u_4 - 2)}{u_4 (u_2 - 2)} = \frac{k_4}{k_2} \frac{(u_3 - 1)(u_4 - 2)}{u_p u_3 u_4 (u_2 - 2)}; \quad (12)$$

$$\frac{b_7 d_7^2}{b_{10} d_{10}^2} = \frac{2T_{H7} u_3 k_4 (u_4 - 2) [k_0]_{10}}{2T_{H10} u_4 k_3 (u_3 - 2) [k_0]_{17}} = \frac{T_{H7}}{T_{H10}} \frac{k_4}{k_3} \frac{u_3 (u_4 - 2)}{u_6 (u_3 - 2)} = \frac{k_4}{k_3} \frac{(u_4 - 2)}{u_4 (u_3 - 2)}. \quad (13)$$

Подставим соотношения (11), (12) и (13) в формулу (8), получим выражение для суммарной массы $M\Pi_\Sigma$ всех планетарных ступеней механизма при расчете на контактную прочность

$$\begin{aligned}
MP_{\Sigma H} = & 0,25\pi\rho \frac{2T_{H10}u_4}{k_4(u_4-2)[k_0]_{10}} \left(\frac{k_4}{k_1} \frac{(u_4-2)}{u_3u_4(u_1-2)} (k_{31} + 0,25k_1k_{32}(u_1-2)^2 + \right. \\
& + k_{33}(u_1-1)^2) + \frac{k_4}{k_2} \frac{(u_3-1)(u_4-2)}{u_p u_3 u_4 (u_2-2)} (k_{34} + 0,25k_2k_{35}(u_2-2)^2 + k_{36}(u_2-1)^2) + \\
& + \frac{k_4}{k_3} \frac{k_4}{k_3} \frac{(u_4-2)}{u_4(u_3-2)} (k_{37} + 0,25k_3k_{38}(u_3-2)^2 + k_{39}(u_3-1)^2) + \\
& \left. + (k_{310} + 0,25k_4k_{311}(u_4-2)^2 + k_{312}(u_4-1)^2) \right). \quad (14)
\end{aligned}$$

Представим выражение (14) в безразмерной форме

$$\begin{aligned}
\overline{MP}_{\Sigma H} = \frac{MP_{\Sigma H}}{C_H} = & \frac{u_4}{k_4(u_4-2)} \left(\frac{k_4}{k_1} \frac{(u_4-2)}{u_3u_4(u_1-2)} (k_{31} + 0,25k_1k_{32}(u_1-2)^2 + \right. \\
& k_{33}(u_1-1)^2) + \frac{k_4}{k_2} \frac{(u_3-1)(u_4-2)}{u_p u_3 u_4 (u_2-2)} (k_{34} + 0,25k_2k_{35}(u_2-2)^2 + k_{36}(u_2-1)^2) + \\
& + \frac{k_4}{k_3} \frac{(u_4-2)}{u_4(u_3-2)} (k_{37} + 0,25k_3k_{38}(u_3-2)^2 + k_{39}(u_3-1)^2) + \\
& \left. + (k_{310} + 0,25k_4k_{311}(u_4-2)^2 + k_{312}(u_4-1)^2) \right). \quad (15)
\end{aligned}$$

где $C_H=0,5\pi\rho\cdot(T_{H10}/[k_0]_{10})$ – коэффициент массы при расчете на контактную прочность активных поверхностей зубьев.

Выражение (15) перепишем в виде

$$\overline{MP}_{\Sigma H} = \frac{MP_{\Sigma H}}{C_H} = \frac{\overline{M}_{H1}}{u_1u_3} + \frac{\overline{M}_{H2}}{u_2u_p} \frac{u_3}{u_3-1} + \frac{\overline{M}_{H3}}{u_3} + \overline{M}_{H4}, \quad (16)$$

где $\overline{M}_{Hj} = u_j (k_{3(j-2)} + 0,25k_{3(j-1)}k_j(u_j-2)^2 + k_{3(j)}(u_j-1)^2) / (k_j(u_j-2))$ – безразмерная масса j -й планетарной ступени при расчете на контактную прочность активных поверхностей зубьев.

Заметим, что параметр безразмерной массы \overline{M}_{Hj} планетарной ступени связан с параметром χ_{HA}^b из [7] условием $\chi_{HA}^b [k_0]_a (p-1) = \overline{M}_{Hj}$, здесь $p = z_b/z_a = u_j - 1 = z_{3j}/z_{3j-2}$.

Из формулы (16) видно, что безразмерные массы \overline{M}_{Hj} планетарных ступеней механизма входят в сумму с коэффициентами, которые определяются согласно двум потокам мощностей. Первый поток это ветвь с передаточными отношениями u_1 и u_3 , а второй поток – ветвь с передаточными отношениями u_2 , u_p и (u_3/u_3-1) соответственно.

Подставим выражение (3) в формулу, по которой определяется суммарная масса рядных ступеней MP_{Σ} , получим

$$MP_{\Sigma} = \frac{\pi}{4} \rho_{13} b_{13} d_{13}^2 \left(k_{313} + \frac{\rho_{14} b_{14} d_{14}^2}{\rho_{13} b_{13} d_{13}^2} k_{314} \right). \quad (17)$$

Примем ширины зубчатых венцов колес рядных ступеней, находящихся в зацеплениях, одинаковы и одинаковы материалы этих колес

$$b_{13} = b_{14} = b_p; \quad \rho_{13} = \rho_{14} = \rho_p. \quad (18)$$

С учетом условий (18) имеем

$$MP_{\Sigma} = \frac{\pi}{4} \rho_p b_p d_{13}^2 \left(k_{313} + \frac{d_{14}^2}{d_{13}^2} k_{314} \right) = \frac{\pi}{4} \rho_p b_p d_{13}^2 (k_{313} + u_p^2 k_{314}). \quad (19)$$

Условный объем $b_p d_{13}^2$ зубчатого колеса z_{13} рядной ступени находим из условия контактной прочности активных рабочих поверхностей зубьев [7]

$$b_p d_{13}^2 = \frac{2T_{H13}(u_p+1)}{u_p [k_0]_{13}}, \quad (20)$$

где T_{H13} – вращающий момент, подводимый к колесу z_{13} при расчете на контактную прочность; $[k_0]_{13}$ – допускаемый силовой фактор в зацеплении с зубчатым колесом z_{13} .

Подставим выражение (20) в (19)

$$MP_{\Sigma} = \frac{\pi}{4} \rho_p \frac{2T_{H13}(u_p+1)}{u_p [k_0]_{13}} (k_{313} + u_p^2 k_{314}) = \frac{\pi}{4} \rho_p \frac{2T_{H14}(u_p+1)}{u_p^2 [k_0]_{13}} (k_{313} + u_p^2 k_{314}). \quad (21)$$

Принимаем условия $[k_0]_1=[k_0]_4=[k_0]_7=[k_0]_{10}=[k_0]_{13}$ и $\rho=\rho_p$. Тогда формулу (21) перепишем в безразмерном виде

$$\overline{MP}_{\Sigma} = \frac{MP_{\Sigma}}{C_H} = \frac{T_{H13}(u_p+1)}{T_{H10}u_p} (k_{313} + u_p^2 k_{314}) = \frac{T_{H14}(u_p+1)}{T_{H10}u_p^2} (k_{313} + u_p^2 k_{314}). \quad (22)$$

С учетом отношения моментов выражение (22) примет вид

$$\overline{MP}_{\Sigma} = \frac{MP_{\Sigma}}{C_H} = \frac{u_3-1}{u_3} \frac{(u_p+1)}{u_p^2} (k_{313} + u_p^2 k_{314}) = \frac{u_3-1}{u_3} \overline{M}_{HP}, \quad (23)$$

где $\overline{M}_{HP} = \frac{(u_p+1)}{u_p^2} (k_{313} + u_p^2 k_{314})$ – безразмерная масса рядной ступени, образованной зубчатыми колесами Z_{13} и Z_{14} .

Безразмерная масса \overline{M}_{HP} одной рядной ступени при расчете на контактную прочность соответствует параметру $(\chi_H)_{1ст}$ из [7].

Безразмерную суммарную массу $\overline{M}_{\Sigma H}$ двухпоточного четырехступенчатого механизма типа $4 \times AI$ при расчете на контактную прочность находим по формуле

$$\overline{M}_{\Sigma H} = \overline{MP}_{\Sigma} + \overline{M}_{HP} = \frac{\overline{M}_{H1}}{u_1u_3} + \frac{\overline{M}_{H2}}{u_2u_p} \frac{u_3}{u_3-1} + \frac{\overline{M}_{H3}}{u_3} + \frac{\overline{M}_{HP}}{u_3-1} + \overline{M}_{H4}. \quad (24)$$

Связь передаточных отношений планетарных ступеней и рядной ступени кинематических ветвей находим из уравнения кинематики для дифференциала

$$\omega_{H3} = \frac{1}{u_3} \omega_4 + \frac{u_3-1}{u_3} \omega_9, \quad (25)$$

где ω_4 , ω_9 – угловые скорости ведущих звеньев дифференциала; ω_{H3} – угловая скорость ведомого звена (води́ла) дифференциала.

Уравнение (25) представим в виде

$$\frac{1}{u_3} \frac{\omega_4}{\omega_{H3}} + \frac{u_3 - 1}{u_3} \frac{\omega_9}{\omega_{H3}} = 1. \quad (26)$$

Перепишем уравнение (26) через передаточные соотношения ступеней механизма и заданные угловые скорости – угловые скорости на входе кинематических ветвей и угловая скорость выходного вала механизма. В результате получим

$$\frac{\omega_1}{\omega_{\text{вых}}} \frac{1}{u_1 u_3 u_4} + \frac{\omega_2}{\omega_{\text{вых}}} \frac{u_3 - 1}{u_3 u_2 u_p u_4} = U_{1\text{вых}} \frac{1}{u_1 u_3 u_4} + \frac{u_3 - 1}{u_3 u_2 u_p u_4} U_{2\text{вых}} = 1. \quad (27)$$

В сравнительных расчетах для зубчатых колес планетарных ступеней можно принять $k_{31}=k_{34}=k_{37}=k_{31}=1$, $k_{32}=k_{35}=k_{38}=k_{32}=1$ и $k_{33}=k_{36}=k_{39}=k_{33}=0,3$. Для колес рядной ступени с внешним зацеплением можно принять $k_{313}=k_{314}=1$ [7]. С учетом этих замечаний, получим следующее выражение для безразмерной массы двухпоточного четырехступенчатого механизма типа $4 \times AI$ при расчете на контактную прочность

$$\begin{aligned} \bar{M}_{\Sigma H} = & \frac{u_4}{k_4(u_4 - 2)} \left(\frac{k_4}{k_1} \frac{(u_4 - 2)}{u_3 u_4 (u_1 - 2)} \left(1 + 0,25k_1(u_1 - 2)^2 + \right. \right. \\ & \left. \left. 0,3(u_1 - 1)^2 \right) + \frac{k_4}{k_2} \frac{(u_3 - 1)(u_4 - 2)}{u_p u_3 u_4 (u_2 - 2)} \left(1 + 0,25k_2(u_2 - 2)^2 + 0,3(u_2 - 1)^2 \right) + \right. \\ & \left. + \frac{k_4}{k_3} \frac{(u_4 - 2)}{u_4 (u_3 - 2)} \left(1 + 0,25k_3(u_3 - 2)^2 + 0,3(u_3 - 1)^2 \right) + \right. \\ & \left. + \left(1 + 0,25k_4(u_4 - 2)^2 + 0,3(u_4 - 1)^2 \right) \right) + \frac{u_3 - 1}{u_3} \frac{(u_p + 1)}{u_p^2} (1 + u_p^2). \end{aligned} \quad (28)$$

Выражение (28) определяет целевую функцию $\bar{M}_{\Sigma H} = \bar{M}_{\Sigma H}(u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, k_1, k_2, k_3, k_4)$. Передаточные отношения отдельных ступеней u_i принимаем за переменные проектирования (параметры оптимизации), а числа сателлитов ступеней k_i – за параметры состояния. На рисунке 2 приведены графики целевой функции, полученные для случая, когда варьируется значение передаточного отношения первой ступени (рисунк 2,а), и для случая, когда варьируется значение передаточного отношения рядной ступени (рисунк 2,б). В обоих случаях не варьируемые значения передаточных отношений показаны выше соответствующего графика. Оба графика по-

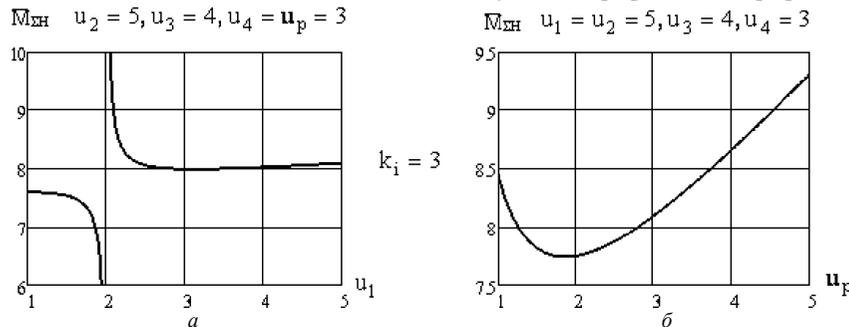


Рисунок 2 – График целевой функции $\bar{M}_{\Sigma H} = \bar{M}_{\Sigma H}(u_1, \dots, u_5, k_1, k_2, k_3, k_4)$:
а – варьируется значение передаточного отношения первой ступени;
б – варьируется значение передаточного отношения рядной ступени

строены для одинаковых распределений числа сателлитов по ступеням механизма. При этом диапазон варьируемого передаточного отношения составил от 1 до 10 (на рисунке 2 он показан от 1 до 5). Из приведенных графиков видно, что в заданном диапазоне значений передаточных отношений целевая функция имеет минимум, с одной стороны, и претерпевает разрыв при значении передаточного отношения, равным 2. Из (28) видно, что для трех передаточных отношений, а именно для передаточных отношений u_1, u_2 и u_3 , когда они принимают значение 2, функция имеет разрыв. Однако для планетарной ступени типа AI реализовать передаточное отношение, равное 2, нельзя. Поэтому целевая функция $\bar{M}_{\Sigma H} = \bar{M}_{\Sigma H}(u_1, \dots, u_5, k_1, k_2, k_3, k_4)$ в диапазоне реализуемых передаточных отношений ступеней механизма принимается непрерывной функцией. Отметим, что приведенные графики подобны тем, которые были рассмотрены в работе [8].

Сформулируем задачу минимизации целевой функции $\bar{M}_{\Sigma H} = \bar{M}_{\Sigma H}(u_1, \dots, u_5, k_1, k_2, k_3, k_4)$ в виде

$$\begin{aligned} U_{1\text{вых}} &= U_{1\text{вых}}^*, U_{2\text{вых}} = U_{2\text{вых}}^*; k_1 = k_1^*; k_2 = k_2^*; k_3 = k_3^*; k_4 = k_4^*; \\ u_{1н} &\leq u_1 \leq u_{16}; u_{2н} \leq u_2 \leq u_{26}; u_{3н} \leq u_3 \leq u_{36}; u_{4н} \leq u_4 \leq u_{46}; \\ \frac{U_{1\text{вых}}}{u_1 u_3 u_4} + \frac{U_{2\text{вых}}(u_3 - 1)}{u_2 u_3 u_4 u_p} &= 1; \bar{M}_{\Sigma H}(u_1, u_2, u_3, u_4, u_p, k_1, k_2, k_3, k_4) \rightarrow \min. \end{aligned} \quad (29)$$

В (29) звездочкой указаны задаваемые значения параметров. Допустимый диапазон значений для передаточного отношения ступени u_i задают двумя числами – нижнее значение $u_{iн}$ и верхнее значение u_{i6} соответственно. Понятно, что нижнее значение должно быть больше 2. Значение передаточного отношения рядной ступени u_p определяется из условия связи передаточных отношений ступеней (27).

Решение задачи (29) выполнено в среде математического пакета MathCAD с помощью внутренних функций Minerr(), Find() и Minimize(). Допустимый диапазон для передаточных отношений ступеней составил от 3 до 10. В результате численных опытов было установлено следующее свойство решения задачи (29). Если задаются равные значения параметров $U_{1\text{вых}}$ и $U_{2\text{вых}}$, то получаем одинаковые значения передаточных отношений первой и второй ступеней. При этом их значения передаточных отношений будут больше значений передаточных отношений других ступеней. Если значения передаточных отношений первой и второй ступеней достигли значения 10, то начинает расти значение передаточного отношения u_3 дифференциала. После того, как значение передаточного отношения u_3 достигнет 10, будет расти значение передаточного отношения рядной ступени. Наименьшее значение передаточного отношения всегда приходится на четвертую ступень. Выявленные свойства решения задачи (29) хорошо согласуются с зависимостью (24). Если требуется задать ограничение на значение передаточного отношения рядной ступени, то надо в постановке задачи (29) указать это ограничение.

Разработанная методика оптимизации массы схемы двухпоточного четырехступенчатого планетарного механизма типа $4 \times AI$ была применена при проектировании бортового авиационного привода. С учетом дополнительных конструктивных ограничений, постановка задачи типа (29) была такая

$$\begin{aligned} U_{1\text{вых}} &= U_{1\text{вых}}^*; U_{2\text{вых}} = U_{2\text{вых}}^*; k_1 = k_1^*; k_2 = k_2^*; k_3 = k_3^*; k_4 = k_4^*; \\ u_{1н} &\leq u_1 \leq u_{16}; u_{3н} \leq u_3 \leq u_{36}; u_{4н} \leq u_4 \leq u_{46}; u_1 = u_2; u_p = u_3 - 1; \\ \frac{U_{1\text{вых}}}{u_1 u_3 u_4} + \frac{U_{2\text{вых}}(u_3 - 1)}{u_2 u_3 u_4 u_p} &= 1; \bar{M}_{\Sigma H}(u_1, u_2, u_3, u_4, u_p, k_1, k_2, k_3, k_4) \rightarrow \min. \end{aligned} \quad (30)$$

Из (30) видно, что явные равенства понижают число независимых переменных проектирования с 5 до 3. Равенство $u_1=u_2$ приводит к дублированию каналов передачи механической мощности от двигателей. Приведем решение задачи (30) для следующих данных: $U_{1ввх}=U_{1ввх}=30$; $k_1=k_2=k_3=k_4=3$; $u_{1н}=3$ и $u_{1в}=5$; $u_{3н}=4$ и $u_{3в}=4$; $u_{4н}=3$ и $u_{4в}=6$. Получено следующее решение: $u_1=u_2=5$; $u_3=4$; $u_4=4$; $u_p=3$. Заметим, что решить задачу (30) можно без ограничений. Тогда получим такие значения: $u_1=u_2=6,626$; $u_3=3,166$; $u_4=2,861$; $u_p=2,165$. При этом значение целевой функции будет меньше, чем в случае наличия ограничений. Уменьшение составит около 6%. Однако, полученные числа передаточных отношений не соответствуют возможным значениям (те которые можно реализовать). Поэтому их следует заменить на ближайшие из диапазона возможных значений.

Рассмотрение методики построения и минимизации целевой функции $\overline{M}_{\Sigma H} = \overline{M}_{\Sigma H}(u_1, \dots, u_5, k_1, k_2, k_3, k_4)$ применительно к кинематической схеме двухпоточного четырехступенчатого планетарного механизма типа $4 \times \overline{AI}$ позволяет применить соотношения (15) и (16) для кинематической схемы двухпоточного многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$. Для этого надо поступить следующим образом. Во-первых, заменить первую ступень механизма, приведенного на рисунке 1, кинематической цепью, составленной из многоступенчатого механизма типа $n_1 \times \overline{AI}$. Во-вторых, подобное сделать со второй ступенью. В результате получим кинематическую цепь второго потока, образованную многоступенчатым механизмом типа $n_2 \times \overline{AI}$. В-третьих, вместо четвертой ступени механизма, показанного на рисунке 1, задаем многоступенчатый механизм типа $n_4 \times \overline{AI}$. В итоге, получим кинематическую схему двухпоточного многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$, где $n=n_1+n_2+n_4+1$. В сумму для определения параметра n вошла 1, которая указывает на один суммирующий дифференциал.

Выводы:

1. Разработана методика построения целевой функции оптимизации массы двухпоточного многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ при расчете на контактную прочность.
2. Показаны условия, когда выражение для целевой функции совпадает с аналогичной формулой, которая приведена в работах В.Н. Кудрявцева.
3. Исследованы свойства решения задачи минимизации целевой функции в зависимости от типа задаваемых ограничений. Приведены ограничения, при которых размерность задачи может быть понижена.
4. Приведена математическая постановка минимизации целевой функции, которая легко может быть реализована в таких программах как MathCAD, Maple и MATLAB.
5. Разработанная методика может быть применена для более сложных структур многопоточных многоступенчатых механизмов, образованных как планетарными ступенями, так и рядными.

Список литературы: 1. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Расчет и конструирование. Справочник и научное издание / В.Е. Старжинский, Б.П. Тимофеев, Е.В. Шалобаев, А.Т. Кудинов. Под общ. ред. В.Е. Старжинского и Е.В. Шалобаева. – Санкт-Петербург-Гомель: ИММС НАН Б, 1998. – 538с. 2. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 3. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В.А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 4. Старжинский В.Е., Шало-

баев Е.В., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И. Оптимизация двухпоточного зубчатого механизма по критерию минимизации объема редуктора // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2011. – Вип.28. – С.150-162. 5. Истомин С.И. Проектирование мелкомодульных передач приборов с применением ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1985. – 176с. 6. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-е), 1977. – 536с. 7. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1984. – 400с. 8. Шехов А.В. Алгоритмы решения задач оптимизации конструкций многоступенчатых механизмов // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2011. – Вип.28. – С.171-180.

Поступила (received) 20.03.2014

УДК 539.3: 621.897

С.В. ШИЛЬКО, к.т.н., доц., заведующий лабораторией ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси, Гомель;
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н., доц., главный научный сотрудник ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси;
Е.М. ПЕТРОКОВЕЦ, научный сотрудник ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси;
С.Л. ГАВРИЛЕНКО, научный сотрудник ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси

КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ДЕФОРМАТИВНОСТИ И ПРОЧНОСТИ ПОЛИМЕРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ С УЧЕТОМ ВЯЗКОУПРУГОСТИ МАТЕРИАЛА

Разработана методика анализа деформативности и прочности элементов конструкций сложной формы с учетом вязкоупругости материала. Для получения реологических констант выполнена идентификация вязкоупругой модели Прони по результатам механических испытаний стандартных образцов на релаксацию при сжатии. Рассмотрены примеры расчета зубчатого колеса и силфона из полиамида.

Ключевые слова: полимерные композиты, деформативность, прочность, вязкоупругость, модель Прони, метод конечных элементов, зубчатое колесо, силфон.

Введение. Реономные свойства полимерных материалов, которые проявляются в виде ползучести и релаксации, оказывают значительное влияние на деформативность и прочность элементов конструкций, изготавливаемых на их основе [1]. С одной стороны, деформации ползучести снижают формостабильность и ухудшают эксплуатационные характеристики изделий, являясь, например, источником кинематической погрешности полимерных зубчатых передач. Вместе с тем, вязкоупругие эффекты играют положительную роль, способствуя демпфированию колебаний и, а также, в ряде случаев, благоприятному перераспределению напряжений и повышению несущей способности в результате "приспособления" конструкции к внешним нагрузкам.

В этой связи необходимым этапом прочностного расчета полимерных конструкций является описание реологических свойств применяемых материалов с последующим анализом напряженно-деформированного состояния конструкции в вязкоупругой постановке. Нужно заметить, что аналитические решения теории вязкоупругости [2-5] пригодны лишь для тел канонической формы. Это затрудняет их использование в расчете полимерных изделий, зачастую имеющих весьма сложную конфигурацию. С другой стороны, метод конечных элементов, широко применяемый для решения прикладных задач в упругой и упруго-пластической постановке, в настоящее время редко используется для моделирования вязкоупругого поведения реальных конструкций и деталей машин.

© С.В. Шилько, В.Е. Старжинский, Е.М. Петроковец, С.Л. Гавриленко, 2014

Цель настоящего исследования – разработка методики прочностного расчета полимерных элементов конструкций сложной геометрической формы с учетом вязкоупругости материала.

Метод исследования. К настоящему времени для описания процессов ползучести и релаксации полимерных материалов отечественными и зарубежными исследователями предложен ряд вязкоупругих моделей [2-5]. С учетом того, что в распространенных программных продуктах конечноэлементного анализа, например, ANSYS, используется модель линейной вязкоупругости Прони, для определения реологических констант материала по результатам стандартных механических испытаний запишем определяющие соотношения указанной модели [6]:

$$\sigma_{ij}(t) = \int_0^t 2G(t-\tau) \frac{e_{ij}(\tau)}{d\tau} d\tau + \delta_{ij} \int_0^t K(t-\tau) \frac{d\varepsilon(\tau)}{d\tau} d\tau. \quad (1)$$

Здесь

$$G(\xi) = G_\infty + \sum_{i=1}^{n_G} G_i e^{-\xi/\lambda_i^G}; \quad K(\xi) = K_\infty + \sum_{i=1}^{n_K} K_i e^{-\xi/\lambda_i^K}; \quad G(0) = G_\infty + \sum_{i=1}^{n_G} G_i = \mu; \quad K(0) = K_\infty + \sum_{i=1}^{n_K} K_i = K,$$

где G, K – модули сдвига и объемной деформации соответственно; t – время.

С учетом соотношений для упругих констант, приведенных, в частности, в работе [2]:

$$E = \frac{\mu(3\lambda + 2\mu)}{\lambda + \mu}; \quad \nu = \frac{\lambda}{2(\lambda + \mu)}; \quad \mu = \frac{E}{2(1 + \nu)},$$

а также упрощающего предположения о постоянстве коэффициента Пуассона материала $\nu = \text{const}$, имеем следующие зависимости [7]:

$$ER_E(t - \tau) = 2(1 + \nu)G'_\tau(t - \tau); \quad K'_\tau(t - \tau) = \frac{2(1 + \nu)}{3(1 - 2\nu)} G'_\tau(t - \tau).$$

Тогда уравнение (1) запишется в виде:

$$\sigma_{ij}(t) = \frac{E}{1 + \nu} \left[\frac{\nu}{1 - 2\nu} \varepsilon(t) \delta_{ij} + \varepsilon_{ij}(t) \right] - \frac{E}{1 + \nu} \int_0^t R_E(t - \tau) \left[\frac{\nu}{1 - 2\nu} \varepsilon(\tau) \delta_{ij} + \varepsilon_{ij}(\tau) \right] d\tau.$$

После математических преобразований получим аналитическую зависимость силы от времени в опыте на релаксацию при сжатии цилиндрического образца:

$$P(t) = E\varepsilon_0 S_0 \left(1 - \frac{2(1 + \nu)}{E} \left(\sum_{i=1}^{n_G} G_i \left(1 - e^{-\frac{t}{\lambda_i^G}} \right) \right) \right),$$

где S_0 – площадь поперечного сечения образца. К примеру, для определения вязкоупругих параметров полимерного материала Полиамид-6 на машине Instron 5567 были проведены механические испытания стандартных цилиндрических образцов на релаксацию при сжатии. Полученные зависимости приведенного усилия от времени для различных уровней деформации ε при модуле Юнга материала $E=1650$ МПа представлены на рисунке 1. Можно заметить, что для данного материала достаточно быстро происходит стабилизация усилия сжатия, что позволяет сократить время испытаний (в данном случае до 3 часов), т.е. получить необходимые данные из опыта на кратковременную релаксацию.

Для квадратичного отклонения (невязки) Δ записывалось выражение:

$$\Delta = \sum_{i=1}^4 \left(P_{прив}^i - 1 + \frac{2(1 + \nu)}{E} \left(\sum_{i=1}^{n_G} G_i \left(1 - e^{-\frac{t}{\lambda_i^G}} \right) \right) \right)^2.$$

В дальнейшем для вычисления параметров модели Прони использовалась силовая характеристика при деформации $\varepsilon=0,043$ в виде 4-х пар значений времени и приведенной силы (таблица).

Минимизируя невязку, находим константы G_∞, G_1, λ_1 в зависимости от модуля Юнга в предположении известного коэффициента Пуассона (далее принято $\nu=0,4$).

Результаты идентификации. При идентификации модели Прони ($n_G=1$) для материала Полиамид-6 при $E=1650$ МПа, $\nu=0,4$ были получены следующие ядра объемной и сдвиговой релаксации соответственно:

$$K(\xi) = 1783,8 + 962,3 \times e^{-\xi/4,3}; \quad G(\xi) = 382,8 + 206,5 \times e^{-\xi/4,3}.$$

Здесь $K_\infty=1783,8$ МПа, $K_1=962,3$ МПа, $\tau_1^K = 4,3$ мин, $G_\infty=382,8$ МПа, $G_1=206,5$ МПа, $\tau_1^G = 4,3$ мин.

В соответствии с описанием программы ANSYS [6] вводятся дополнительные параметры: $G_0 = G_\infty + G_1$, $K_0 = K_\infty + K_1$, $\alpha_1^G = G_1/G_0$, $\alpha_1^K = K_1/K_0$, принимающие следующие значения для имеющихся экспериментальных данных: $G_0 = 589,3$ МПа, $K_0 = 2750$ МПа, $\alpha_1^G = 0,345$, $\alpha_1^K = 0,345$. К ним следует добавить упругие параметры: $E=1650$ МПа, $\nu=0,4$.

Результаты решения прикладных задач. В качестве примеров были выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния зубчатого колеса и сильфона из вышеописанного вязкоупругого полимерного материала (рисунок 2).

Пример 1: Прямозубое зубчатое колесо. Для анализа вязкоупругих эффектов при работе цилиндрической металлополимерной зубчатой

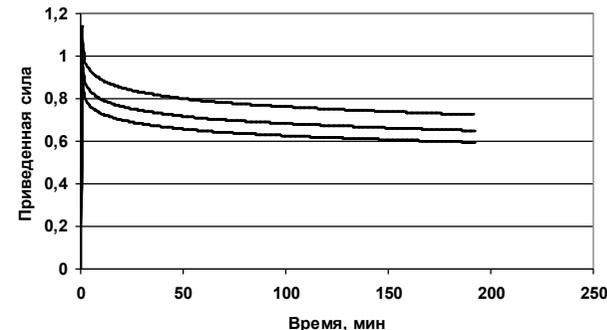


Рисунок 1 – Зависимость приведенного усилия ($P(t)/(E\varepsilon_0 S_0)$) от времени: нижняя кривая соответствует $\varepsilon=0,051$, средняя – $\varepsilon=0,043$, верхняя – $\varepsilon=0,034$ (расхождение не превышает 20%)

Таблица – Значения приведенной силы для 4-х моментов времени

t_i , мин	2,6	16,1	50,1	111,6
$P/(E\varepsilon_0 S_0), E=1650$ МПа	0,86	0,77	0,72	0,68



Рисунок 2 – Геометрически сложные элементы конструкций в виде зубчатого колеса (а) и сильфона (б)

передачи с модулем зацепления $m=3,5$ мм, рассматривали сопряжение оди-
ночного зуба полимерного колеса и жесткого кругового цилиндра эквива-
лентного радиуса $R=2,3$ мм, моделирующего металлическую шестерню.

Усилие $F=10$ Н/см прикладывалось к цилиндру по нормали к эвольвентному
профилю зуба (координаты профиля приведены в работах [1, 8]). Данные для
расчета включали также ранее определенные характеристики материала колеса

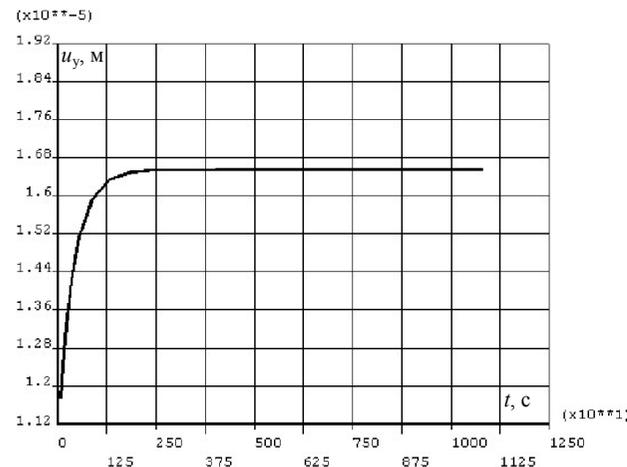


Рисунок 3 – Зависимость перемещений по оси y от времени

(полиамид-6): модуль
Юнга $E=1650$ МПа, ко-
эффициент Пуассона
 $\nu=0,4$, коэффициент
трения $f=0,3$; реологи-
ческие константы
 $\alpha_1^G=0,35$, $\tau_1^G=4,3$ мин.

Результаты расче-
та перемещений во
времени показаны на
рисунке 3. Можно за-
метить, что реономные
свойства полимерного
материала проявляют-
ся в начальный период
времени, когда проис-
ходит основной при-
рост вязкоупругих пе-
ремещений.

Пример 2: Сильфон. Рассчитывались компоненты вязкоупругого на-
пряженно-деформированного состояния эластичной конструкции в виде
сильфона, нагруженного вертикальной силой, равномерно распределенной по
окружности внутреннего контура (на рисунках 4, 5 показаны распределения
эквивалентных напряжений и вертикальных перемещений (осадки) правой
части осевого сечения).

Так как в расчете задавались вязкоупругие характеристики материала По-
лиамид-6, зависимость осевых перемещений сильфона во времени (рисунок 6)
аналогична таковой для зубчатого колеса (рисунок 3), но по абсолютной вели-
чине расчетные перемещения сильфона во много раз больше, что обусловлено
значительными изгибными деформациями его гофров.

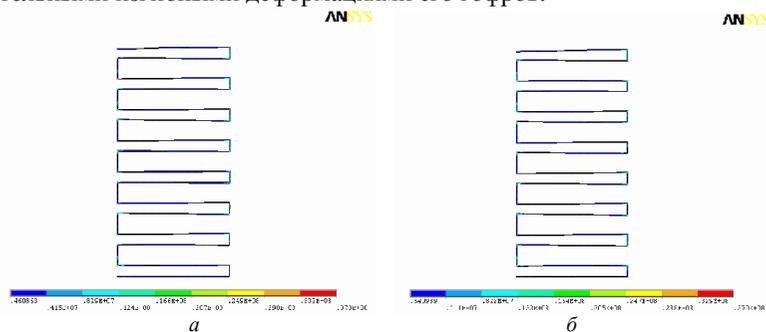


Рисунок 4 – Эквивалентные напряжения по Мизесу:
начальная (а) и конечная итерация (б)

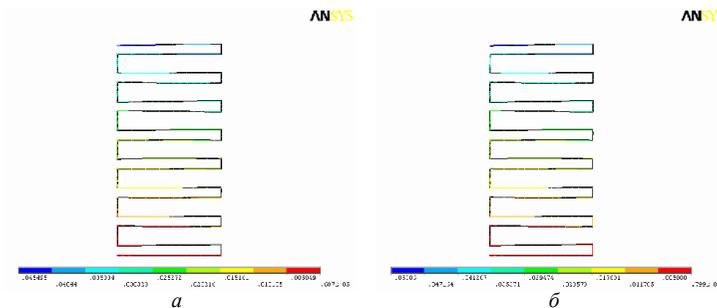


Рисунок 5 – Перемещения по оси y :
начальный момент времени нагружения (а) и конечная итерация (б)

Заключение. Раз-
работана методика про-
гнозирования дефор-
маций ползучести
геометрически слож-
ных элементов конст-
рукций и деталей ма-
шин. Реологические
параметры определе-
ны исходя из методи-
чески простых экспе-
риментов на кратко-
временную релакса-
цию. Для апробации
методики выполнены
расчеты вязкоупругих
перемещений прямо-
зубого цилиндриче-
ского зубчатого ко-
леса и сильфона. Уста-
новлено, что зависи-
мости перемеще-
ний от времени име-
ют выраженный нели-
нейный характер, ко-
гда основное на-
копление вязкоупру-
гих деформаций кон-
струкционных поли-
мерных мате-
риалов реализуется в
начальный период
времени.

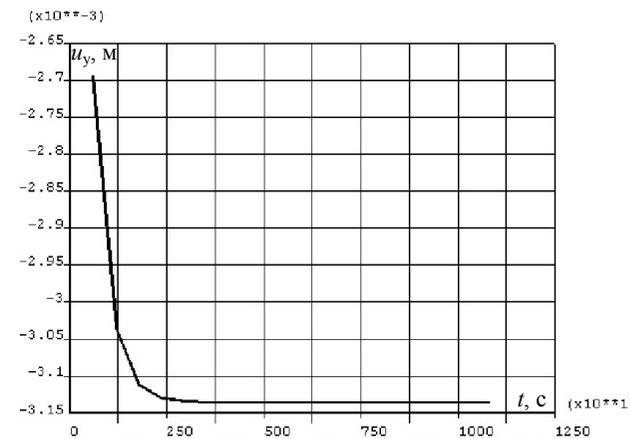


Рисунок 6 – Зависимость перемещений по оси y от времени

Список литературы: 1. Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Шилько С.В. и др. Элементы привода при-
боров. Расчет, конструирование, технологии. – Минск: Беларуская навука. – 2012. – 784с. 2. Колтунов
М.А. Ползучесть и релаксация – М.: Высшая школа, 1976. – 277с. 3. Кристенсен Р. Введение в теорию
вязкоупругости. – М.: Мир, 1974. – 340с. 4. Кравчук А.С., Майборода В.П., Уржумцев Ю.С. Механика по-
лимерных и композиционных материалов – М.: Наука, 1985. – 303с. 5. Старовойтов Э.И. Основы теории
упругости, пластичности и вязкоупругости. – Гомель: Белгунт, 2001. – 344с. 6. ANSYS Revision 10-12.
7. Гавриленко С.Л., Шилько С.В. Идентификация линейной вязкоупругой модели Прони по результатам
испытаний на релаксацию при сжатии // Теор. и прикл. механика: междунар. н/т сб. – Минск, 2014. –
Вып.29. – С.219-223. 8. Шилько С.В., Старжинский В.Е., Петроковец Е.М., Черноус Д.А. Двухуровневый
метод расчета трибосопряжений из дисперсно-армированных композитов. Часть 2 // Трение и износ. –
2014. – Т.35, №1. – С.52-61.

Поступила (received) 16.03.2014

З М І С Т

Столетие со дня рождения Ф.Л. Литвина	3
Поздравления юбиляров.....	4
Памяти коллег и единомышленников	5
Муховатый А.А., Ревякина О.А., Ткач П.Н. Памяти доктора технических наук, профессора Шишова Валентина Павловича	6
Андриенко С.В., Устиненко А.В., Протасов Р.В. Численное решение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи..	10
Бондаренко О.В. Підходи до псевдовипадкового пошуку при раціональному проектуванні зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів ..	15
Голованов В.В., Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В., Новиков В.С., Павленко Ю.М. Исследование зависимости контактных напряжений в конических зубчатых передачах с круговыми зубьями от степени локализации контакта	20
Громнюк С.І., Грицай І.Є. Моделювання складових сумарної похибки і точності зубчастих коліс в радіально-коловому способі зубонарізання.....	24
Гутыря С.С., Хомяк Ю.М., Ариза Де Мигель Й. Конечно-элементное моделирование усталостных трещин в зубчатых осях при изгибе с вращением.....	29
Добровольская И.В. Методика испытаний – эффективный инструмент интеллектуальной собственности.....	34
Запоточны Я., Бошански М., Копилакова Б., Ракусова Д. Возможности повышения предельной нагрузки поверхности шестерни	37
Захарченко А.В. Механические свойства и структура тонких поверхностных слоев трибосопряжений, образуемых присадками на поверхностях трения.....	41
Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С., Гаврилов С.А. Применение метода синхронного накопления при вибродиагностике зубчатых передач в условиях эксплуатации	53
Карпов О.П. Вплив асиметричної функції передаточного відношення на кривильні коливання веденого вала зубчастої передачі	56
Кириченко С.Г. Технология изготовления гиперболоидных фрез	61
Коровайченко Ю.М., Надёйна Е.В. Профілювання різців зуборізних головок для формоутворення зубів плоских коліс наближеної спіроїдної передачі	65
Короткин В.И., Харитонов Ю.Д. Напряжения на площадках контакта в зубчатых передачах Новикова	69
Кривошея А.В., Данильченко Ю.М., Сторчак М.Г., Бабичев Д.Т., Мельник В.Е., Французов В.И., Гуцаленко Ю.Г., Третьяк Т.Е. К вопросу классификации кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач	75
Кузьменко Н.Н. Формообразование глобоидного станочного зацепления....	84
Литвиненко А.В., Шейченко Р.И., Граборов Р.В., Бондаренко М.А. Метод линеаризации поверхности отклика в задаче обоснования проектных параметров тонкостенных элементов машиностроительных конструкций.....	88
Мамонтов А.В. Математическое обоснование способа определения статической неуравновешенности роторов	99

Маргулис М.В., Гордиенко Я.О. Корригирование профиля поперечного сечения периодических дорожек качения волновых прецессионных передач с телами качения	104
Матюшенко Н.В., Федченко А.В., Бережной В.А., Калинин П.Н. Некоторые геометрические аспекты цилиндрических передач Новикова ДЛЗ	112
Муховатый А.А. Неэвольвентные цилиндрические зубчатые передачи с улучшенными показателями нагрузочной способности.....	115
Настасенко В.А., Подзолков А.И. Повышение технологичности изготовления многозаходных гиперболоидных червячных инструментов.....	120
Неменко А.В., Никитин М.М. Прогнозная оценка технического состояния зубчатой передачи	125
Попов А.П., Попова Л.А., Савенков О.И. Высокоэффективные зубчатые передачи с двухпарным точечным зацеплением зубьев	132
Протасов Р.В., Устиненко А.В., Сериков В.И. Формирование конечно-элементной модели и анализ напряженно-деформированного состояния эволютной передачи	139
Ставицкий В.В., Носко П.Л., Панкратова С.С. Исследование аэродинамического сопротивления высокоскоростных конических зубчатых передач .	143
Тариков Г.П., Пархоменко В.Н., Комраков В.В. Решение пространственной контактной задачи термоупругости применительно к зубчатой передаче с точечным контактом.....	147
Ткач З., Каднар М., Руснак Ю. Выполнение работ по моделированию технических кривых в PRO/ENGINEER.....	152
Ткач П.М. Визначення умов контакту зубців довільного профілю циліндричної прямозубої передачі	157
Ткач П.М., Чала О.Ю. Геометро-кінематичні критерії працездатності циліндричних аркових передач змішаного зачеплення з круговим зубом.	163
Утутов Н.Л., Плясуля Н.В. Относительные движения зацепляющихся зубьев в круговинтовой глобоидно-цилиндрической зубчатой передаче	168
Филипенков А.Л. Анализ двухступенчатых планетарных передач с циркуляцией мощности в замкнутом контуре	173
Чернышев В.Л., Арнаутов К.Б., Акишин А.Г. К вопросу о конструкции и технических характеристиках силовой передачи танка "Леопард-1"	183
Чернявский И.С., Устиненко А.В. Эффективность научно-исследовательских работ на Харьковском тракторном заводе при повышении надежности и ресурса семейства тракторов Т-150.....	190
Шевченко С.В., Мазнев Е.А. Червячные передачи локализованного контакта с нелинейчатými червяками	196
Шехов А.В. Оптимизация двухпоточного многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$ по критерию минимума массы	201
Шилько С.В., Старжинский В.Е., Петроковец Е.М., Гавриленко С.Л. Конечноэлементный анализ деформативности и прочности полимерных элементов конструкций с учетом вязкоупругости материала	211

CONTENTS

Centenary of F.L. Litvin	3
Congratulations	4
Memoirs on colleagues and associates	5
Mukhovatyy A.A., Revyakina O.A., Tkach P.N. Memoirs on doctor of technical sciences, professor Valentin Pavlovich Shishov	6
Andrienko S.V., Ustinenko A.V., Protasov R.V. Numerical solution to the synthesis of sprocket tooth profile for bush-roller chain drive.....	10
Bondarenko A.V. Approaches to pseudorandom search design of two-stage cylindrical gear reducers with rational parameters.....	15
Golovanov V.V., Dorofeev V.L., Dorofeev D.V., Novikov V.S., Pavlenko J.M. Research of dependence of contact pressure in spiral bevel gear teeth from degree of localization of contact.....	20
Hromnyuk S.I., Hrytsay I.E. Research of dependence of contact pressure in spiral bevel gear teeth from degree of localization of contact.....	24
Gutyrya S.S., Homyak Yu.M., Ariza De Miguel J. Finite-element modeling of fatigue cracks in tubular axis at bending with rotation	29
Dobrovolskaya I.V. Test Procedure – an effective tool of intellectual property	34
Zápotočný J., Bošanský M., Kopiláková B., Rakúsová D. Possibilities of increasing the limit load of gear surface	37
Zakharchenko A.V. Mechanical properties and structure of thin surface layers trybospoluchen, formed additives on friction.....	41
Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Gavrilov S.A. Application of a time synchronous averaging method at tooth gearings vibrating diagnostics under operating conditions.....	53
Karpov A.P. Influence of asymmetric function of gear ratio on torsional oscillations of the driven shaft gear.....	56
Kyrychenko S.G. Manufacture technology of hyperboloid milling cutters	61
Korovaychenko Y.M., Nadeina E.V. Gear heads cutters profiling for shaping approximate spiroid transmission plane wheel cutters.....	65
Korotkin V.I., Haritonov Yu.D. Stresses at the contact area in the Novikov gearing	69
Krivosheya A.V., Danilchenko Yu.M., Storchak M.G., Babichev D.T., Melnik V.E., Frantsuzov V.I., Gutsalenko Yu.G., Tret'yak T.E. About classification of kinetic schemes and mathematical models of the gears forming	75
Kuzmenko N.N. Shape formation of the globoid machine-tool hooking.....	84
Litvinenko A.V., Sheychenko R.I., Graborov R.V., Bondarenko M.O. Linearization method in the problem of response surface for justification of design parameters of thin-walled elements of engineering structures.....	88
Mamontov A.V. Mathematical justification of a method for determining the static unbalance of rotors	99
Margulies M.V., Gordienko Y.O. Correlation of cross-sectional profile periodic race grooves of harmonic precessional drives with rolling elements.....	104

Matyushenko N.V., Fedchenko A.V., Berezhnoy V.A., Kalinin P.N. Some aspects of geometric Novikov's cylindrical gears	112
Mukhovatyy A.A. Non-evolvent cylindrical tooth gearings with the improved indicators of load ability.....	115
Nastasenko V.A., Podzolkov A.I. Increase manufacturability multiple-hyperboloid worm tools.....	120
Nemenko A.V., Nikitin M.M. Prognosis estimation of the technical state of gearing	125
Popov A.P., Popova L.A., Savenkov O.I. Highly effective gears meshing with two-pair point gearing	132
Protasov R.V., Ustinenko A.V., Serikov V.I. Formation of finite-elements model and analysis of the stress-strain state of evolute gearing	139
Stavitsky V.V., Nosko P.L., Pankratova S.S. Investigation of aerodynamic resistance in high-speed gears	143
Tarikov G.P., Parhomenko V.N., Komrakov V.V. Solution of three-dimensional thermoelasticity contact problem applied to the point contact gear.....	147
Tkáč Z., Kadnár M., Rusnák J. Execution of works on technical modeling curves in PRO/ENGINEER.....	152
Tkach P.M. Definition of contact conditions of spur gear's teeth with any profile ...	157
Tkach P.M., Chala O.U. Geometric and kinematic criterias of serviceability for cylindrical arch mixed gearing's with circular tooth.....	163
Ututov N.L., Plyasulya N.V. Relative movement of the teeth in meshing of circular spiral cone-cylindrical gear.....	168
Filipenkov A.L. Analysis of two-stage planetary gear wish the circulation of power in a closed loop.....	173
Chernyshov V.L., Arnaudov K.B., Akinshin A.G. Concerning construction and technical characteristics of "Leopard-1" power transmission	183
Chernyavskij I.S., Ustinenko A.V. Effectiveness of research work at the Kharkov tractor plant at increasing the reliability and lifetime of the family of tractors T-150....	190
Shevchenko S.V., Maznev E.A. Worm gears of the localized contact to non-linear worms	196
Shehov A.V. Optimization of the two-continuous multistage planetary mechanism of type $n \times \overline{AI}$ by criterion of the minimum of mass	201
Shilko S.V., Starzhinsky V.E., Petrokovets E.M., Gavrilenko S.L. Finite element analysis of deformation and strength of construction polymeric elements by taking into account material viscoelasticity.....	211

РЕФЕРАТИ

УДК 621.833

Пам'яті доктора технічних наук, професора Шишова Валентина Павловича / О.А. Мухоматий, О.О. Ревякіна, П.М. Ткач // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.6-10. – ISSN 2079-0791.

У статті розповідається про творчий шлях відомого вченого-теоретика, який присвятив себе створенню нових видів передач зачепленням, доктора технічних наук, професора Шишова Валентина Павловича. Детально висвітлені його основні досягнення в галузі теорії та практики дослідження передач зачепленням.

Ключові слова: зубчаста передача, зачеплення Новікова, синтез.

УДК 621.85

Чисельне рішення задачі синтезу профілю зубця зірочки ланцюгової втулично-роликівної передачі / С.В. Андрієнко, О.В. Устименко, Р.В. Протасов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.10-15. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянуто побудову Бобіле, яке полягає в заміні зубчастого механізму еквівалентним шарнірно-важільним. На його основі запропоновано спосіб знаходження робочого профілю зубців зірочки ланцюгової передачі. Перевага цього способу полягає в можливості управляти якісними показниками ланцюгового зачеплення на етапі синтезу. Виконано чисельне рішення задачі синтезу інтегруванням диференціального рівняння, яке описує профіль зуба зірочки, методом Рунге-Кутта.

Ключові слова: ланцюгова передача, зірочка, зубець, знос.

УДК 62-23+519.863

Підходи до псевдовипадкового пошуку при раціональному проектуванні зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів / О.В. Бондаренко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.15-20. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглянута задача проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів. Надана постановка задачі та вказані параметри проектування. Записані критерії та обмеження на параметри проектування. Розроблені методики та алгоритми розв'язання задачі двома підходами. Проведені тестові розрахунки.

Ключові слова: проектування, редуктор, раціональні параметри, алгоритм.

УДК 621.833

Дослідження залежності контактних напружень в конічних зубчастих передачах з круговими зубцями від ступеня локалізації контакту / В.В. Голованов, В.Л. Дорофєв, Д.В. Дорофєв, В.С. Новіков, Ю.М. Павленко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.20-23. – Бібліогр.: 1 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглянуто вплив ступеня локалізації контакту зубів, що виражений глибиною "відводів" від номінальної сферичної евольвенти, на контактні напруги в конічній зубчастій передачі з круговими зубами. Показано, що контактні напруги збільшуються пропорційно величині відводу реальної поверхні від номінальної.

Ключові слова: конічні зубчасті передачі, локалізація контакту, контактні напруження.

УДК 621.914.5:621.9.015

Моделювання складових сумарної похибки і точності зубчастих коліс в радіально-коловому способі зубонарізання / С.І. Громинок, І.Є. Грицай // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.24-28. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Досліджено основні елементарні кінематичні та геометричні похибки технологічного процесу в радіально-коловому способі нарізання зубчастих коліс дисковою фрезною в умовах непевного обкочування. Встановлено закономірності їх перенесення на профілі та викликані ними похибки зубообробки, які створюють теоретичні передумови керування якістю і точністю виготовлення зубчастих коліс.

Ключові слова: нарізання, зубообробка, зубчасті колеса, точність, похибка, елементарні похибки, радіально-коловий спосіб.

УДК 629.45

Скінченно-елементне моделювання втомних тріщин у трубах всіх при згині з обертаванням / С.С. Гутиря, Ю.М. Хомяк, Й. Аріза Де Мігель // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.29-33. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Розроблено скінченно-елементну модель та алгоритм визначення коефіцієнту концентрації напружень для трубах всіх вісей колісних пар з галтельними ділянками довільної форми. Досліджені закономірності зміни форми фронту втомної тріщини, підтверджено ефект зниження кривини лінії фронту по мірі наближення до внутрішньої поверхні трубах всієї вісі.

Ключові слова: галтель, концентрація напружень, глибина тріщини.

УДК 621.833

Методика випробувань – ефективний інструмент інтелектуальної власності / І.В. Дობровольська // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.34-37. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Робота присвячена створенню об'єктів інтелектуальної власності на основі комплексу робіт по випробуванню машинобудівної продукції. Розглянуто комплекс робіт з розробки методів випробувань механічних приводів силами фахівців технічного комітету ТК-47 "Механічні приводи".

Ключові слова: інтелектуальна власність, методи випробувань, механічний привід.

УДК 621.833

Можливості підвищення граничного навантаження поверхні шестерні / Я. Запоточни, М. Бошанські, Б. Копілакова, Д. Ракусова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.37-41. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Стаття описує можливості підвищення поверхневої твердості шестерні із застосуванням сучасних лазерних технологій як умови для застосування тонких твердих покриттів. При їх застосуванні виходимо з вимоги досягнення певної товщини зміцненого шару. Необхідна товщина зміцненого шару важлива не тільки з точки зору підвищення граничного навантаження поверхні шестерні, а також як вимога зміцненого шару при застосуванні твердих тонких шарів у шестернях щоб вони не проломилася. У статті описуються коротко можливості досягнення таких шарів не тільки за допомогою класичних методів, але стаття, насамперед, приділяє увагу можливостям застосування лазерного загартовування.

Ключові слова: загартовування, лазер, зуб, твердість.

УДК 620.178.16 : 621.892

Механічні властивості і структура тонких поверхневих шарів трибосполучень, утворених присадками на поверхнях тертя / А.В. Захарченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.41-52. – Бібліогр.: 72 назв. – ISSN 2079-0791.

На підставі сучасних трибологічних джерел пропонується аналітичний огляд шляхів вирішення проблеми вибору за механічними властивостями тонких поверхневих шарів трибосполучень певного мастильного матеріалу, який відповідає конкретним умовам експлуатації. Систематизовані вимоги для знаходження порогових значень результату спільної дії теплових і механічних навантажень, коли поверхневі шари третьових тіл стають хімічно і каталітично активними, що є необхідним для інтенсифікації процесів утворення ефективного хімічно модифікованого шару.

Ключові слова: пакет присадок, хімічно активні речовини, поверхня тертя, поверхневий шар, хемосорбція, хімічно модифікований шар, вторинна структура.

УДК 620.169.2.

Застосування методу синхронного накопичення при вібродіагностиці зубчастих передач в умовах експлуатації / Н.Н. Ішин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов, С.А. Гаврилов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.53-56. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Викладено принцип виділення інформаційної складової вібраційного сигналу при діагностиці технічного стану зубчастих передач мобільних машин. Описано алгоритм реалізації методу синхронного накопичення при обробці даних. Приведені результати використання методу при вібродіагностиці редукторів мотор-коліс кар'єрних самоскидів БелАЗ.

Ключові слова: зубчаста передача, вібродіагностика, синхронне накопичення.

УДК 621.833.5

Вплив асиметричної функції передатного відношення на крутильні коливання веденого вала зубчастої передачі / О.П. Карпов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.56-61. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Проведено оцінку параметрів крутильних коливань веденого вала передачі некрутильними зубчастими колесами з асиметричною функцією передатного відношення. Встановлено, що частота і період цих коливань мають змінний характер за один оберт ведучого колеса на відміну від частоти і періоду власних коливань системи, що вказує на можливість використання цих передач для зниження їх віброактивності.

Ключові слова: зубчаста передача, змінне передатне відношення, асиметрична функція, крутильні коливання.

УДК 621.833.002:621.9

Технологія виготовлення гіперболоїдних фрез / С.Г. Кириченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.61-64. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

В статті розглядається технологія виготовлення гіперболоїдних фрез. Найскладніша операція затилування вилучається за рахунок одержання витків фрези на однополюсному гіперболоїді. В результаті виходить автоматична затилування за рахунок зменшення діаметрів в напрямі руху від торця гіперболоїда до горлового перетину, що веде до автоматичного звуження витків фрези.

Ключові слова: гіперболоїдна фреза, технологія, виготовлення, зубчасті колеса, затилування.

УДК 621.914:621.833

Профілювання різців зуборізних головок для формоутворення зуб'їв плоских колес наближеної спіроїдної передачі / Ю.М. Коровайченко, Е.В. Надсіна // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.65-69. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Експериментальні дослідження кінематики спіроїдної наближеної передачі і розмірів контактної зони на поверхні зуб'їв спіроїдного колеса свідчать про те, що такі передачі можуть мати достатньо високі технічні характеристики. Враховуючи це, а також те, що ці передачі технологічніші за класичні спіроїдні, в статті приведені залежності для уточнення розмірів профілю різців.

Ключові слова: наближене зачеплення, зуборізна головка, профіль різця.

УДК 621.833

Напруження на площадках контакту в зубчастих передачах Новікова / В.І. Короткін, Ю.Д. Харітонов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.69-75. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Наведено висновок розрахункових залежностей для ефективних контактних напружень в циліндричних зубчастих передачах Новікова, заснований на результатах моделювання в системі ANSYS вирішення просторової контактної задачі. Напруження отримані для різних фаз зачеплення з врахуванням впливу торців зубчастого вінця і приведені до виду, що дозволяє використовувати встановлені стандартом контактні напруження, що допускаються для лінійного контакту.

Ключові слова: ефективні контактні напруження, моделювання, фази зачеплення, допустиме напруження.

УДК 621.833

До питання класифікації кінематичних схем та математичних моделей формоутворення зубчастих передач / А.В. Кривошея, Ю.М. Данильченко, М.Г. Сторчак, Д.Т. Бабічев, В.С. Мельник, В.І. Французов, Ю.Г. Гуналенко, Т.Є. Третьяк // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.75-84. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2079-0791.

Представлено розвиток і вдосконалення класифікації кінематичних схем формоутворення зубчастих передач різних класів, типів і видів. Запропоновано і реалізовано принцип створення класифікаторів геометро-кінематичних схем формоутворення зубчастих коліс. Запропоновано модель переходу від кінематичних схем формоутворення до схеми компоновки верстатів.

Ключові слова: зубчаста передача, формоутворення, класифікація кінематичних схем.

УДК 621.9

Формоутворення глобійдного верстатного зачеплення / Н.М. Кузьменко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.84-88. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянуті існуючі глобійдні зубчасті передачі, які використовуються різних областях машинобудування, запропоновано формоутворення принципово нового верстатного зачеплення квазіглобійдного черв'яка з циліндричним колесом, що дозволяє отримати лінійний контакт торкання при будь-якому передатному відношенні та знижує собівартість виготовлення зубчастих коліс.

Ключові слова: формоутворення, квазіглобійдний черв'як, передатне відношення, верстатне зачеплення, глобійдна передача.

УДК 539.3

Метод лінеаризації поверхні відгуку в задачі обґрунтування проектних параметрів тонкостінних елементів машинобудівних конструкцій / О.В. Литвиненко, Р.І. Шейченко, Р.В. Граборов, М.О. Бондаренко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.88-99. – Бібліогр.: 27 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті запропоновано метод лінеаризації поверхні відгуку в задачі обґрунтування проектних параметрів тонкостінних елементів машинобудівних конструкцій. Він полягає в представленні цільової функції і обмежень в задачі обґрунтування проектних параметрів досліджуваних конструкцій у вигляді лінійних форм від варіюваних параметрів. Коефіцієнти цих форм обчислюються на основі скінченно-різницевої апроксимації. Рациональні параметри проектних конструкцій визначаються шляхом використання отриманих апроксимаційних залежностей. Далі, прийнявши як вихідну точку отриманий набір параметрів, виконується наступний етап уточнення апроксимаційних за-

лежностей. Після цього процес уточнення повторюється на основі вже поліпшеного апроксимаційного представлення функцій якості та обмежень. У результаті багаторазового повторення цієї процедури виходить більш точний розв'язок задачі порівняно з традиційними одноетапними процедурами. При цьому на кожному кроці (етапі) всі операції проводяться з лінеаризованими функціями, що істотно прискорює процес пошуку параметрів, які задовольняють поточним критеріям і обмеженням.

Ключові слова: лінеаризація, тонкостінний елемент, бронекорпус, вагон, цистерна, автобус, напружено-деформований стан, власна частота коливань, стійкість, поверхня відгуку.

УДК 681.12.08:534.09

Математичне обґрунтування способу визначення статичної нерівноваженості роторів / А.В. Мамонтов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.99-104. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглядається новий спосіб вимірювання статичної нерівноваженості роторів. Виводяться формули для розрахунку кута і величини дисбалансу. Розрахунок заснований на попередньому вимірюванні частот вільних коливань ротора, встановленого на маятникову раму.

Ключові слова: балансування, дисбаланс, ротор, маятникова рама, вільні коливання.

УДК 621.83

Коригування профілю поперечного перерізу періодичних доріжок кочення хвильових прецесійних передач з тілами кочення / М.В. Маргуліс, Я.О. Гордіснюк // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.104-111. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

У даній статті на основі аналізу відомих конструкцій хвильових прецесійних передач з тілами кочення, а також експериментальних даних, отриманих при випробуванні прототипу механізму, представлені рекомендації по коригуванню профілю поперечного перерізу періодичних доріжок кочення з метою підвищення несучої здатності і довговічності. Наведено запропоновані залежності, що враховують вплив точності профілю періодичних доріжок кочення на розташування точки початкового контакту тіла і доріжки кочення.

Ключові слова: хвильова передача, періодична доріжка кочення, тіло кочення, контактна площадка, кут контакту, коригування.

УДК 621.833+515.2

Деякі геометричні аспекти циліндричних передач Новікова ДЛЗ / М.В. Матюшенко, Г.В. Федченко, В.О. Бережної, П.М. Калінін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.112-115. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті отримано рівняння поверхні зубців циліндричних передач Новікова з двома лініями зачеплення (ДЛЗ) з циклоїдальною поздовжньою формою, нарізаних резцовою голівкою. Форма зубця є об'єднаною однопараметричного сімейства миттєвих положень вихідного контуру інструменту. Побудовано алгоритм обчислення товщини зубця.

Ключові слова: циліндрична передача, передача Новікова, дві лінії зачеплення, циклоїдальна поздовжня форма зубця, товщина зубця.

УДК 621.833

Неевольтентні циліндричні зубчасті передачі з покращеними показниками навантажувальної здатності / О.А. Муховатий // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.115-120. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

В статті розроблені вихідні контури зубів неевольтентних циліндричних зубчастих передач з покращуваними показниками здатності навантаження, розроблена математична модель порівняльної оцінки зубчастих передач по критеріях здатності навантаження такий, як втрати потужності в зачепленні, товщина масляного шару між робочими поверхнями зубів, заїдання, питомою робота сил тертя, зносу робочих поверхонь зубів, контактної міцності робочих поверхонь. Встановлено, що критерій здатності навантаження зубчастих передач, отриманих з використанням запропонованих вихідних контурів, істотно вище за критерій здатності навантаження евольтентних передач.

Ключові слова: енергоємність, вихідний контур, зубчаста передача, тертя, втрати, зачеплення.

УДК 621.9.04

Підвищення технологічності виготовлення багатозахідних гіперболоїдних черв'ячних інструментів / В.А. Настасенко, А.І. Подзолков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.120-125. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

Робота належить до сфери технології виробництва черв'ячних зуборізних інструментів, зокрема – гіперболоїдних фрез, шеверів та шліфувальних кругів. Запропоновано найбільш прості технологічні процеси для виробництва гіперболоїдних черв'яків і проведено їх аналіз. Показана перевага застосування збірних конструкцій фрез з цільними твердосплавними вставними рейка-

ми при модулі до 3мм, а при модулі до 8мм – закріплених гвинтами на рейках твердосплавних пластин, що підвищують технологічність їх виготовлення і експлуатації.

Ключові слова: зуборізний інструмент, фреза, гіперболоїдний черв'як.

УДК 621.833

Прогнозна оцінка технічного стану зубчастої передачі / О.В. Неменко, М.М. Никітін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.125-131. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Запропоновано схему моделювання процесу розвитку втоми в зубчастій передачі за допомогою спільного використання ланцюгів Маркова і асимптотичних методів. Розглянуто питання побудови матриці ймовірностей переходів процесу на підставі набору кривих витривалості. Показано застосовність до оцінки технічного стану редуктора засобів контактної та акустичної діагностики.

Ключові слова: зубчаста передача, циклічна міцність, граничний стан, прогноз.

УДК 621.833

Високоєфективні зубчасті передачі з двохпарним точковим зачепленням / А.П. Попов, Л.А. Попова, О.І. Савенков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.132-139. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті вперше розглянуто зубчасту передачу з двохпарною і просторовою точковою системою зачеплення зубів, що має високу навантажувальну здатність, зменшені вагогабаритні показники і покращені віброакустичні характеристики з урахуванням конструктивних, технологічних та експлуатаційних показників.

Ключові слова: передача, зубці, точка, напруження, вібрація.

УДК 621.833

Формування скінченно-елементної моделі та аналіз напружено-деформованого стану еволюційної передачі / Р.В. Протасов, О.В. Устиненко, В.І. Сериков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.139-143. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянуто створення параметричної 3D-моделі еволюційної зубчастої пари, зубці якої контактують у поліосі зачеплення. Побудована спрощена розрахункова модель, та, використовуючи її геометрію, створена скінченно-елементна сітка. На основі метода скінченних елементів визначено напружено-деформований стан зубчастої пари для випадку однопарного зачеплення в поліосі.

Ключові слова: еволюційна передача, метод скінченних елементів, напружено-деформований стан, контактний тиск.

УДК 621.833

Дослідження аеродинамічного спротиву високошвидкісних зубчастих передач / В.В. Ставицький, П.І. Носко, С.С. Панкратова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.143-147. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2079-0791.

Отримана залежність безрозмірного моменту аеродинамічного спротиву обертанню конічних зубчастих коліс від основних геометричних параметрів коліс та фізичних параметрів середовища. Проведений порівняльний аналіз розрахункових результатів з експериментальними даними різних авторів. Отримані залежності надають змоги оцінювати вплив аеродинамічного спротиву середовища на обертання зубчастих коліс на коефіцієнт корисної дії високошвидкісних зубчастих передач.

Ключові слова: аеродинамічний спротив, кінцеве зубчасте колесо, оливоповітряна суміш.

УДК 621.89

Розв'язання просторової контактної задачі термопружності стосовно зубчастої передачі з точковим контактом / Г.П. Таріков, В.Н. Пархоменко, В.В. Комраков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.147-151. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

У роботі розглянуто розв'язання просторової контактної задачі з урахуванням температурних стосовно зубчастих зачеплень. Виведено формули для визначення контактних напружень, що виникають на майданчику контакту. Наведено числовий приклад розв'язання задачі.

Ключові слова: контактна задача, майданчик контакту, шестерня, колесо, термопружність, точковий контакт, контактне напруження.

УДК 621.833

Виконання робіт з моделювання технічних кривих в PRO/ENGINEER / З. Ткач, М. Каднар, Ю. Руснак // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.152-156. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

У цій статті визначаються технічні криві параметричного моделювання в PRO/ENGINEER. Прикладом технічних кривих є профіль зубців, а саме, моделювання робочої поверхні зубця евольвентного зачеплення. Наведено методику для розрахунку координат параметричних кривих,

здійснена на основі рекомендацій для технічної кривої в середовищі Pro/ENGINEER Wildfire 3.

Ключові слова: евольвентне зачеплення, криві, поверхня зубця.

УДК 621.833

Визначення умов контакту зубців довільного профілю циліндричної прямозубої передачі / П.М. Ткач // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.157-163. – Бібліогр.: 18 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянуті рівняння, які визначають існування контакту прямих зубців циліндричної зубчастої передачі, окреслених будь-якими кривими. Запропоновано алгоритм, який дозволяє при відомих профілях визначити на них точки контакту, які відповідають заданому кутовому положенню циліндричних коліс по відношенню один до одного. Рішення рівнянь для кожної точки профілю дає можливість знайти миттєве значення передаточного відношення, а в межах поля зачеплення визначити закон руху веденого колеса. Отримані результати можуть бути застосовані як в проектуванні нових видів наближених зачеплень, так і при аналізі працездатності зубців із зношеними профілями.

Ключові слова: циліндричні зубчасті передачі, профілі зубців, передавальне відношення, зношений профіль.

УДК 621.833

Геометро-кінематичні критерії працездатності циліндричних аркових передач змішаного зачеплення з круговим зубом / П.М. Ткач, О.Ю. Чала // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.163-168. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглянуто деякі питання геометрії аркових циліндричних передач з круговим зубом. Отримано аналітичні залежності, що зв'язують значення показників працездатності кругових аркових передач змішаного зачеплення з геометрією зубців та інструменту. Отримані формули можуть бути використані для синтезу геометрії вихідного контуру за значенням якісних показників.

Ключові слова: змішане зачеплення, кругові аркові зубці, критерії працездатності.

УДК 621.833

Відносний рух зубів, що зачіпляються, в кологвинтій глобійдно-циліндричній зубчастій передачі / Н.Л. Утугов, Н.В. Плясуля // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.168-172. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті наведена математична модель відносних рухів в зубчастій глобійдно-циліндричній кругогвинтій передачі з двома лініями зачеплення. Проведено аналіз коефіцієнта ковзання в горловому перерізі глобійдно-циліндричної зубчастої кругогвинтової передачі і на границі торцевих площин глобійдного колеса.

Ключові слова: зубчаста передача, кутова швидкість, відносна швидкість, обертання, вертіння.

УДК 621.833

Аналіз двоступінчастих планетарних передач з циркуляцією потужності в замкнутому контурі / А.Л. Філіпенков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.173-182. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглянуто структуру та кінематичні схеми двоступінчастих планетарних передач, що складені з механізмів відомих типів. Особливу увагу приділено аналізу двоступінчастих передач з циркуляцією потужності в замкнутому контурі та визначення їх коефіцієнта корисної дії.

Ключові слова: планетарна передача, коефіцієнт корисної дії.

УДК.629.1.032.001.24

До питання про конструкцію та технічні характеристики силової передачі танка "Леопард-1" / В.Л. Чернишев, К.Б. Арнаулов, А.Г. Акішнін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.183-189. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

В статті розглядається танк "Леопард-1". Особливу увагу приділяється силовій передачі, яка включає двигун MB838CaM500 та трансмісію 4HP-250. Пиведено базові вихідні дані, показано розподіл потоків потужності в трансмісії при стаціонарному русі в залежності від номера передачі. Подані матеріали дозволяють перейти до наступної задачі – дослідження динаміки перехідних процесів в системі "водій-двигун-трансмісія" та порівняти їх з подібними характеристиками танка Т-64А.

Ключові слова: танк "Леопард-1", силова передача, двигун MB838CaM500, трансмісія 4HP-250, планетарні передачі.

УДК 621.833

Ефективність науково-дослідних робіт на Харківському тракторному заводі при підвищенні надійності та ресурсу сімейства тракторів Т-150 / І.С. Чернявський, О.В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.190-195. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Проаналізовано конструкторські розробки, теоретичні та експериментальні дослідження, які були виконані на Харківському тракторному заводі при вирішенні проблеми створення тракторних трансмісій з довговічністю 10 тисяч годин замість 6 тисяч без зміни вагових та габаритних розмірів агрегатів з одночасним збільшенням тягової потужності двигуна. Показана економічна ефективність впровадження запропонованих змін.

Ключові слова: трактор, трансмісія, ресурс.

УДК 621.833

Черв'ячні передачі локалізованого контакту з нелінійчастими черв'яками / С.В. Шевченко, Є.О. Мазисв // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.196-201. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглянуто спосіб локалізації контакту в черв'ячному зацепленні за рахунок використання комбінацій стандартних черв'яків і черв'ячних фрез, що використовуються для нарізування зубців черв'ячного колеса. Показано, що найбільша ступінь локалізації має місце в парі, що складається з евольвентного черв'яка і черв'ячного колеса, нарізаного черв'яком, витки якого утворені пальцевою фрезой (нелінійчатий телікоід).

Ключові слова: черв'ячне зацеплення, радіус кривизни, приведена кривизна.

УДК 621.833.6

Оптимізація двухпоточного багатоступінчастого планетарного механізму типу $n \times \bar{A}I$ за критерієм мінімуму маси / О.В. Шехов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.201-211. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Розроблено методику оптимізації кінематичної схеми двухпоточного багатоступінчастого планетарного механізму типу $n \times \bar{A}I$ за критерієм маси. Розглянуто побудову цільової функції оптимізації, параметрами якої є передавальні відношення ступенів механізму. Наведено вид цільової функції при розрахунку на контактну міцність. Досліджено властивості рішення задачі оптимізації в залежності від обмежень на передавальні відношення ступенів механізму.

Ключові слова: двухпоточний механізм, багатоступінчатий механізм, планетарний механізм, сумарна маса механізму, критерій мінімуму маси, оптимізація.

УДК 539.3: 621.897

Скінченноелементний аналіз деформованості і міцності полімерних елементів конструкцій з урахуванням в'язкопружності матеріалу / С.В. Шилько, В.Є. Старжинський, Є.М. Петроковець, С.Л. Гавриленко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С.211-215. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Розроблено методику аналізу деформативності і міцності елементів конструкцій складної форми з врахуванням в'язкопружності матеріалу. Розглянуті приклади розрахунку зубчастого колеса і сильфона з поліаміду. Для отримання реологічних констант виконана ідентифікація в'язкопружно моделі Проні за результатами механічних випробувань стандартних зразків на релаксацію при стискуванні.

Ключові слова: полімерні композити, деформативність, міцність, в'язкопружність, модель Проні, метод скінченних елементів, зубчасте колесо, сильфон.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.833

Памяти доктора технических наук, профессора Шишова Валентина Павловича / А.А. Муховатый, О.А. Ревякина, П.Н. Ткач // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С. 6-10. – ISSN 2079-0791.

В статье рассказывается о творческом пути известного ученого-теоретика, посвятившего себя созданию новых видов передач зацеплением, доктора технических наук, профессора Шишова Валентина Павловича. Подробно освещены его основные достижения в области теории и практики исследования передач зацеплением.

Ключевые слова: зубчатая передача, зацепление Новикова, синтез.

УДК 621.85

Численное решение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи / С.В. Андриенко, А.В. Устиненко, Р.В. Протасов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.11-15. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрено построение Бобилье, которое заключается в замене зубчатого механизма эквивалентным шарнирно-рычажным. На его основе предложен способ нахождения рабочего профиля зубьев звездочки цепной передачи. Преимущество этого способа заключается в возможности управлять качественными показателями цепного зацепления на этапе синтеза. Выполнено численное решение задачи синтеза интегрированием дифференциального уравнения, которое описывает профиль зуба звездочки, методом Рунге-Кутты.

Ключевые слова: цепная передача, звездочка, зуб, износ.

УДК 62-23+519.863

Подходы к псевдослучайному поиску при рациональном проектировании зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов / А.В. Бондаренко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.15-20. – Библиогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассмотрена задача проектирования зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов. Приведена постановка задачи и указаны переменные проектирования. Записаны критерий и ограничения на параметры проектирования. Разработаны методики и алгоритмы решения задачи двумя подходами. Проведены тестовые расчеты.

Ключевые слова: проектирование, редуктор, рациональные параметры, алгоритм.

УДК 621.833

Исследование зависимости контактных напряжений в конических зубчатых передачах с круговыми зубьями от степени локализации контакта / В.В. Голованов, В.Л. Дорофеев, Д.В. Дорофеев, В.С. Новиков, Ю.М. Павленко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.20-23. – Библиогр.: 1 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассмотрено влияние степени локализации контакта зубьев, выраженное глубиной "отводов" от номинальной сферической эвольвенты, на контактные напряжения в конической зубчатой передаче с круговыми зубьями. Показано, что контактные напряжения увеличиваются пропорционально величине отвода реальной поверхности от номинальной.

Ключевые слова: Конические зубчатые передачи, локализация контакта, контактные напряжения.

УДК 621.914.5:621.9.015

Моделирование составляющих суммарной погрешности и точности зубчатых колес в радиально-окружном способе зубонарезания / С.И. Громнюк, И.Е. Грицай // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.24-28. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Исследовано основные элементарные кинематические и геометрические погрешности технологического процесса РК-способа нарезания зубчатых колес дисковой фрезой в условиях неустойчивого обкатывания. Установлена закономерность их перенесения на профили и вызванные ими погрешности зубообработки, которые создают теоретические предпосылки управления качеством и точностью изготовления зубчатых колес.

Ключевые слова: нарезание, зубообработка, зубчатые колеса, точность, погрешность, элементарные погрешности, радиально-окружной способ.

УДК 629.45

Конечно-элементное моделирование усталостных трещин в трубчатых осях при изгибе с вращением / С.С. Гутьря, Ю.М. Хомяк, И. Ариза Де Мигель // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.29-33. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Разработана конечно-элементная модель и алгоритм определения коэффициента концентрации напряжений для трубчатых осей колесных пар с галтельными переходами произвольной формы. Исследованы закономерности изменения формы фронта усталостной трещины, подтвержден эффект снижения кривизны линии фронта по мере приближения к внутренней поверхности трубчатой оси.

Ключевые слова: галтель, концентрация напряжений, глубина трещины.

УДК 621.833

Методика испытаний – эффективный инструмент интеллектуальной собственности / И.В. Добровольская // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.34-37. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Работа посвящена созданию объектов интеллектуальной собственности на основе комплекса работ по испытанию машиностроительной продукции. Рассмотрен комплекс работ по разработке методов испытаний механических приводов силами специалистов технического комитета ТК-47 "Механические приводы".

Ключевые слова: интеллектуальная собственность, методы испытаний, механический привод.

УДК 621.833

Возможности повышения предельной нагрузки поверхности шестерни / Я. Запоточны, М. Бошански, Б. Копилакова, Д. Ракусова // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.37-41. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791. Статья описывает возможности повышения поверхностной твердости шестерни с применением современных лазерных технологий как условие для применения тонких твердых покрытий. При их применении исходим из требования достижения определенной толщины упрочненного слоя. Требуемая толщина упрочненного слоя важна не только из точки зрения повышения предельной нагрузки поверхности шестерни, а также как требование упрочненного слоя при применении твердых тонких слоев в шестернях чтобы они не проломались. В статье описываются коротко возможности достижения таких слоев не только с помощью классических методов, но статья, прежде всего, уделяет внимание возможностям применения лазерной закалки.

Ключевые слова: закалка, лазер, зуб, твердость.

УДК 620.178.16 : 621.892

Механические свойства и структура тонких поверхностных слоёв трибосопряжений, образуемых присадками на поверхностях трения / А.В. Захарченко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.41-52. – Библиогр.: 72 назв. – ISSN 2079-0791.

На основании современных трибологических источников предлагается аналитический обзор путей решения проблемы выбора по механическим свойствам тонких поверхностных слоёв трибосопряжений определённого смазочного материала, который соответствует конкретным условиям эксплуатации. Систематизированы требования для нахождения пороговых значений результата совместного действия тепловых и механических нагрузок, когда поверхностные слои трущихся тел становятся химически и каталитически активными, что есть необходимым для интенсификации процессов образования эффективного химически модифицированного слоя.

Ключевые слова: пакет присадок, химически активные вещества, поверхность трения, поверхностный слой, хемосорбция, химически модифицированный слой, вторичная структура.

УДК 620.169.2

Применение метода синхронного накопления при вибродиагностике зубчатых передач в условиях эксплуатации / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов, С.А. Гаврилов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.53-56. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Изложен принцип выделения информационной составляющей вибрационного сигнала при диагностике технического состояния зубчатых передач мобильных машин. Описан алгоритм реализации метода синхронного накопления при обработке данных. Приведены результаты использования метода при вибродиагностике редукторов мотор-колес карьерных самосвалов БелАЗ.

Ключевые слова: зубчатая передача, вибродиагностика, синхронное накопление.

УДК 621.833.5

Влияние асимметричной функции передаточного отношения на крутильные колебания ведущего вала зубчатой передачи / А.П. Карпов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.56-61. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Проведена оценка параметров крутильных колебаний ведомого вала передачи некруглыми зубчатыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения. Установлено, что частота и период этих колебаний имеют переменный характер за один оборот ведущего колеса в отличие от собственных колебаний системы, что указывает на возможность использования этих передач для снижения их виброактивности.

Ключевые слова: зубчатая передача, переменное передаточное отношение, асимметричная функция, крутильные колебания.

УДК 621.833.002:621.9

Технология изготовления гиперболических фрез / С.Г. Кириченко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.61-64. – Библиогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассматривается технология изготовления гиперболических фрез. Сложнейшая операция затылования упраздняется за счет получения витков фрезы на однополюстном гиперболоиде. В результате получается автоматическая затыловка за счет уменьшения диаметров в направлении движения от торца гиперболоида к горловому сечению, что ведет к автоматическому утонению витков искомой фрезы.

Ключевые слова: гиперболическая фреза, технология, изготовление, зубчатые колеса, затылование.

УДК 621.914:621.833

Профилирование резцов зуборезных головок для формообразования зубьев плоских колес приближенной спироидной передачи / Ю.Н. Коровайченко, Е.В. Наденна // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.65-69. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Экспериментальные исследования кинематики спироидной приближенной передачи и размеров контактной зоны на поверхности зубьев спироидного колеса свидетельствуют о том, что такие передачи могут иметь достаточно высокие технические характеристики. Учитывая это, а также то, что эти передачи более технологичны, нежели классические спироидные, в статье приведены зависимости для уточнения размеров профиля резцов.

Ключевые слова: приближенное зацепление, зуборезная головка, профиль резца.

УДК 621.833

Напряжения на площадках контакта в зубчатых передачах Новикова / В.И. Коротин, Ю.Д. Харитонов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.69-75. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Приведен вывод расчётных зависимостей для эффективных контактных напряжений в цилиндрических зубчатых передачах Новикова, основанный на результатах моделирования в системе ANSYS решения пространственной контактной задачи. Напряжения получены для различных фаз зацепления с учётом вращения торцов зубчатого венца и приведены к виду, позволяющему использовать в качестве допускаемых установленные стандартом контактные напряжения для линейного контакта.

Ключевые слова: эффективные контактные напряжения, моделирование, фазы зацепления, допускаемое напряжение.

УДК 621.913:621.633

К вопросу классификации кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач / А.В. Кривошея, Ю.М. Данильченко, М.Г. Сторчак, Д.Т. Бабичев, В.Е. Мельник, В.И. Французов, Ю.Г. Гуцаленко, Т.Е. Третьяк // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.75-84. – Библиогр.: 20 назв. – ISSN 2079-0791.

Представлено развитие и совершенствование классификации кинематических схем формообразования зубчатых передач различных классов, типов и видов. Предложен и реализован принцип создания классификаторов геометро-кинематических схем формообразования зубчатых колес. Предложена модель перехода от кинематических схем формообразования к схеме компоновки станков.

Ключевые слова: зубчатая передача, формообразование, классификация кинематических схем.

УДК 621.9

Формообразование глобоидного станочного зацепления / Н.Н. Кузьменко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.84-88. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрены существующие глобоидные зубчатые передачи, применяемые в различных областях машиностроения, предложено формообразование принципиально нового станочного зацепления квазиглобоидного червяка с цилиндрическим колесом, что позволяет получить линейный контакт касания при любом передаточном отношении, и снижает себестоимость изготовления зубчатых колес.

Ключевые слова: формообразование, квазиглобоидный червяк, передаточное отношение, станочное зацепление, глобоидная передача.

УДК 539.3

Метод линеаризации поверхности отклика в задаче обособования проектных параметров тонкостенных элементов машиностроительных конструкций / А.В. Литвиненко, Р.И. Шейченко, Р.В. Граборов, М.А. Бондаренко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механи-

ского привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.88-99. – Библиогр.: 27 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье предложен метод линеаризации поверхности отклика в задаче обоснования проектных параметров тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. Он состоит в представлении целевой функции и ограничений в виде линейных форм от варьируемых параметров. Коэффициенты этих форм вычисляются на основе конечно-разностной аппроксимации. Рациональные параметры проектируемых конструкций определяются путем использования полученных аппроксимационных зависимостей. Далее, приняв в качестве исходной точки полученный набор параметров, производится следующий этап уточнения аппроксимационных зависимостей. После этого процесс уточнения повторяется на основе уже улучшенного аппроксимационного представления функций качества и ограничений. В результате многократного повторения этой процедуры получается более точное решение задачи по сравнению с традиционными одноэтапными процедурами. При этом на каждом шаге (этапе) все операции производятся с линеаризованными функциями, что существенно ускоряет процесс поиска параметров, удовлетворяющих текущим критериям и ограничениям.

Ключевые слова: линеаризация, тонкостенный элемент, бронекорпус, вагон, цистерна, автобус, напряженно-деформированное состояние, собственная частота колебаний, устойчивость, поверхность отклика.

УДК 681.12.08:534.09

Математическое обоснование способа определения статической неуравновешенности роторов / А.В. Мамонтов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.99-104. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассматривается новый способ измерения статической неуравновешенности роторов. Выводятся формулы для расчета угла и величины дисбаланса. Расчет основан на предварительном измерении частот свободных колебаний ротора, установленного на маятниковую раму.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, ротор, маятниковая рама, свободные колебания.

УДК 621.83

Корригирование профиля поперечного сечения периодических дорожек качения волновых прецессионных передач с телами качения / М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.104-111. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

В данной статье на основе анализа известных конструкций волновых прецессионных передач с телами качения, а также экспериментальных данных, полученных при испытании прототипа механизма, представлены рекомендации по корригированию профиля поперечного сечения периодических дорожек качения с целью повышения несущей способности и долговечности. Приведены предложенные зависимости, учитывающие влияние точности профиля периодических дорожек качения на расположение точки первоначального контакта тела и дорожки качения.

Ключевые слова: волновая передача, периодическая дорожка качения, тело качения, контактная площадка, угол контакта, корригирование.

УДК 621.833+515.2

Некоторые геометрические аспекты цилиндрических передач Новикова ДЛЗ / Н.В. Матиюшенко, А.В. Федченко, В.А. Бережной, П.Н. Калинин // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.112-115. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье получено уравнение поверхности зубьев цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления (ДЛЗ) с циклоидальной продольной формой, нарезанных резцовой головкой. Форма зуба является огибающей однопараметрического семейства мгновенных положений исходного контура инструмента. Построен алгоритм вычисления толщины зуба.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, передача Новикова, две линии зацепления, циклоидальная продольная форма зуба, толщина зуба.

УДК 621.833

Незвольвентные цилиндрические зубчатые передачи с улучшенными показателями нагрузочной способности / А.А. Муховатый // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.115-120. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье разработаны исходные контуры зубьев незвольвентных цилиндрических зубчатых передач с улучшенными показателями нагрузочной способности, разработана математическая модель сравнительной оценки зубчатых передач по критериям нагрузочной способности такой, как потери мощности в зацеплении, толщина масляного слоя между рабочими поверхностями зубьев, заедания, удельная работа сил трения, износу рабочих поверхностей зубьев, контактной прочности рабочих поверхностей. Установлено, что критерии нагрузочной способности зубчатых передач, полученных с использованием предложенных исходных контуров, существенно выше критериев нагрузочной способности эвольвентных передач.

Ключевые слова: энергоёмкость, исходный контур, зубчатая передача, трение, потери, зацепление.

УДК 621.9.04

Повышение технологичности изготовления многозаходных гиперболических червячных инструментов / В.А. Настасенко, А.И. Подзолков // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.120-125. – Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

Работа относится к сфере технологии производства червячных зуборезных инструментов, в частности – гиперболических фрез, шеверов и шлифовальных кругов. Предложены наиболее простые технологические процессы для производства гиперболических червяков и проведен их анализ. Показана предпочтительность применения сборных конструкций фрез с цельными твердосплавными вставными рейками при модуле до 3мм, а при модуле до 8мм – закрепленных винтами на рейках твердосплавных пластин, повышающих технологичность их изготовления и эксплуатации.

Ключевые слова: зуборезный инструмент, фреза, гиперболический червяк.

УДК 621.833

Прогнозная оценка технического состояния зубчатой передачи / А.В. Неменко, М.М. Никитин // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.125-131. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Предложена схема моделирования процесса развития усталости в зубчатой передаче с помощью совместного использования цепей Маркова и асимптотических методов. Рассмотрены вопросы построения матрицы вероятностей переходов процесса на основании набора кривых выносливости. Показана применимость к оценке технического состояния редуктора средств контактной и акустической диагностики.

Ключевые слова: зубчатая передача, циклическая прочность, предельное состояние, прогноз.

УДК 621.833

Высокоэффективные зубчатые передачи с двухпарным точечным зацеплением / А.П. Попов, Л.А. Попова, О.И. Савенков // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.132-139. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье впервые рассмотрена зубчатая передача с двухпарной и пространственной точечной системой зацепления зубьев, обладающая высокой нагрузочной способностью, уменьшенными весогабаритными показателями и улучшенными виброакустическими характеристиками с учётом конструктивных, технологических и эксплуатационных показателей.

Ключевые слова: передача, зубья, точка, напряжения, вибрация.

УДК 621.833

Формирование конечно-элементной модели и анализ напряженно-деформированного состояния эвольвентной передачи / Р.В. Протасов, А.В. Устиненко, В.И. Сериков // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.139-143. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрено создание параметрической 3D-модели эвольвентной зубчатой пары, зубья которой контактируют в полусе зацепления. Построена упрощенная расчетная модель и, используя ее геометрию, создана конечно-элементная сетка. На основании метода конечных элементов определено напряженно-деформированное состояние зубчатой пары для случая однопарного зацепления в полусе.

Ключевые слова: эвольвентная передача, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, контактное давление.

УДК 621.833

Исследование аэродинамического сопротивления высокоскоростных зубчатых передач / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко, С.С. Панкратова // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.143-147. – Библиогр.: 16 назв. – ISSN 2079-0791.

Получена зависимость безразмерного момента аэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес от основных геометрических параметров колес и физических параметров среды. Проведен сравнительный анализ расчетных результатов с экспериментальными данными разных авторов. Полученные зависимости предоставляют возможность оценивать влияние аэродинамического сопротивления среды вращению зубчатых колес на коэффициент полезного действия высокоскоростных зубчатых передач.

Ключевые слова: аэродинамическое сопротивление, коническое зубчатое колесо, масло-воздушная смесь.

УДК 621.89

Решение пространственной контактной задачи термоупругости применительно к зубчатой передаче с точечным контактом / Г.П. Тариков, В.Н. Пархоменко, В.В. Комраков // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. –

№31(1074). – С.147-151. – Библиогр.: 6 назв., – ISSN 2079-0791.

В работе рассмотрено решение пространственной контактной задачи с учетом температуры применительно к зубчатому зацеплению. Выведены формулы для определения контактных напряжений возникающих на площадке контакта. Приведен числовой пример решения задачи.

Ключевые слова: контактная задача, площадка контакта, шестерня, колесо, термоупругость, точечный контакт, контактное напряжение.

УДК 621.833

Выполнение работ по моделированию технических кривых в PRO/ENGINEER / З. Ткач, М. Каднар, Ю. Руснак // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.152-156. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

В этой статье определяются технические кривые параметрического моделирования в Pro/ENGINEER. Примером технических кривых является профиль зубьев, а именно, моделирование рабочей поверхности зуба эвольвентного зацепления. Приведена методика для расчета координат параметрических кривых, осуществленная на основе рекомендаций для технической кривой в среде Pro/ENGINEER Wildfire 3.

Ключевые слова: эвольвентное зацепление, кривые, поверхность зуба.

УДК 621.833

Определение условий контакта зубьев произвольного профиля цилиндрической прямозубой передачи / П.Н. Ткач // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.157-163. – Библиогр.: 18 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрены уравнения, которые определяют существование контакта прямых зубьев цилиндрической зубчатой передачи, очерченных любыми кривыми. Предложен алгоритм, который позволяет при известных профилях определять на них точки контакта, которые соответствуют заданному угловому положению цилиндрических колес по отношению друг к другу. Решение уравнений для каждой точки профиля дает возможность найти мгновенное значение передаточного отношения, а в пределах поля зацепления определить закон движения ведомого колеса. Полученные результаты могут быть применены как в проектировании новых видов приближенных зацеплений так и при анализе работоспособности зубьев с изношенными профилями.

Ключевые слова: цилиндрические зубчатые передачи, профили зубьев, передаточное отношение, изношенный профиль.

УДК 621.833

Геометро-кинематические критерии работоспособности цилиндрических арочными передач смешанного зацепления с круговым зубом / П.Н. Ткач, Е.Ю. Чалая // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.163-168. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассмотрены некоторые вопросы геометрии цилиндрических арочных передач с круговым зубом. Получены аналитические зависимости, связывающие значения показателей работоспособности круговых арочных передач смешанного зацепления с геометрией зубьев и инструмента. Полученные формулы могут быть использованы для синтеза геометрии исходного контура по значениям качественных показателей.

Ключевые слова: смешанное зацепление, круговые арочные зубья, критерии работоспособности.

УДК 621.833

Относительные движения зацепляющихся зубьев в круговинтовой глобоидно-цилиндрической зубчатой передаче / Н.Л. Утугов, Н.В. Плясуля // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.168-172. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье приведена математическая модель относительных движений в зубчатой глобоидно-цилиндрической круговинтовой передаче с двумя линиями зацепления. Проведен анализ коэффициента скольжения в горловом сечении глобоидно-цилиндрической зубчатой круговинтовой передачи и на границе торцевых плоскостей глобоидного колеса.

Ключевые слова: зубчатая передача, угловая скорость, относительная скорость, вращение, кручение.

УДК 621.833

Анализ двухступенчатых планетарных передач с циркуляцией мощности в замкнутом контуре / А.Л. Филипенков // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.173-182. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассмотрены структурные и кинематические схемы двухступенчатых планетарных передач, составленные из механизмов известных типов. Особое внимание уделено анализу двухступенчатых передач с циркуляцией мощности в замкнутом контуре и определению их коэффициента полезного действия.

Ключевые слова: планетарная передача, коэффициент полезного действия.

УДК.629.1.032.001.24

К вопросу о конструкции и технических характеристиках силовой передачи танка "Леопард-1" / В.Л. Чернышев, К.Б. Арнаудов, А.Г. Акиншин // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.183-189. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассматривается танк "Леопард-1". Особое внимание уделено силовой передаче, включающей дизель MB838CaM500 и трансмиссию 4HP-250. Представлены базовые характеристики силовой передачи, показано распределение силовых потоков в трансмиссии при стационарном режиме движения машины. Данные материалы позволяют перейти к задаче динамики переходных процессов в системе "водитель-двигатель-трансмиссия" и сопоставить с аналогичными процессами в танке Т-64А.

Ключевые слова: танк "Леопард-1", силовая передача, дизель MB838CaM500, трансмиссия 4HP-250, планетарные передачи.

УДК 621.833

Эффективность научно-исследовательских работ на Харьковском тракторном заводе при повышении надёжности и ресурса семейства тракторов Т-150 / И.С. Чернявский, А.В. Устиненко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.190-195. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Проанализированы конструкторские разработки, теоретические и экспериментальные исследования, которые были выполнены на Харьковском тракторном заводе при решении проблемы создания тракторных трансмиссий с долговечностью 10 тысяч часов вместо 6 тысяч без изменения весовых и габаритных размеров агрегатов с одновременным увеличением тяговой мощности двигателя. Показана экономическая эффективность внедрения предложенных изменений.

Ключевые слова: трактор, трансмиссия, ресурс.

УДК 621.833

Червячные передачи локализованного контакта с нелинейчатыми червяками / С.В. Шевченко, Е.А. Мазнев // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.196-201. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассмотрен способ локализации контакта в червячном зацеплении за счет использования комбинаций стандартных червяков и червячных фрез, используемых для нарезания зубьев червячного колеса. Показано, что наибольшая степень локализации имеет место в паре, состоящей из эвольвентного червяка и червячного колеса, нарезанного производящим червяком, витки которого образованы пальцевой фрезой (нелинейчатый геликоид).

Ключевые слова: червячное зацепление, радиус кривизны, приведенная кривизна.

УДК 621.833.6

Оптимизация двухпоточного многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \bar{A}I$ по критерию минимума массы / А.В. Шехов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.201-211. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Разработана методика оптимизации кинематической схемы двухпоточного многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \bar{A}I$ по критерию минимума массы. Рассмотрено построение целевой функции оптимизации, параметрами которой являются передаточные отношения ступеней механизма. Приведен вид целевой функции при расчете на контактную прочность. Исследованы свойства решения задачи оптимизации в зависимости от ограничений на передаточные отношения ступеней механизма.

Ключевые слова: двухпоточный механизм, многоступенчатый механизм, планетарный механизм, суммарная масса механизма, критерий минимума массы, оптимизация.

УДК 539.3: 621.897

Конечноэлементный анализ деформативности и прочности полимерных элементов конструкций с учетом вязкоупругости материала / С.В. Шилько, В.Е. Старжинский, Е.М. Петроков, С.Л. Гавриленко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – №31(1074). – С.211-215. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Разработана методика анализа деформативности и прочности элементов конструкций сложной формы с учетом вязкоупругости материала. Для получения реологических констант выполнена идентификация вязкоупругой модели Прони по результатам механических испытаний стандартных образцов на релаксацию при сжатии. Рассмотрены примеры расчета зубчатого колеса и сильфона из полиамида.

Ключевые слова: полимерные композиты, деформативность, прочность, вязкоупругость, модель Прони, метод конечных элементов, зубчатое колесо, сильфон.

ABSTRACTS

Memoirs on doctor of technical sciences, professor Valentin Pavlovich Shishov // A.A. Mukhovaty, O.A. Revyakina, P.N. Tkach // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.6-10. – ISSN 2079-0791.

The article discusses the creative path of the famous scientist and theoretician, who devoted himself to the creation of new types of gear engagement, doctor of technical sciences, professor Shishov Valentin Pavlovich. Details covered his main achievement in the field of theory and practice of gearings research.

Keywords: gear, Novikov mesh, synthesis.

Numerical solution to the synthesis of sprocket tooth profile for bush-roller chain drive / S.V. Andrienko, A.V. Ustinenko, R.V. Protasov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.10-15. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

The article considers the construction Bobillier which is to replace the gear mechanism equivalent to hinge-lever mechanism. Based on it is proposed a method for finding the working sprocket tooth profile. The advantage of this method is smiling in-ability to manage quality indicators of chain mesh on a stage for the synthesis. The numerical solution by Runge-Kutta method of the synthesis of integration of the differential equation. that describes the sprocket tooth profile, was obtained.

Keywords: chain drive, sprocket, tooth, wear.

Approaches to pseudorandom search design of two-stage cylindrical gear reducers with rational parameters / A.V. Bondarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.15-20. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2079-0791.

The problem of gearbox design is considered. Problem performance and variable gearings for design are described. An objective functions and limits on the variable planning are written. The methods and algorithms of gearbox design is presented. Numerical experiments were performed.

Keywords: design, gearbox, rational parameters, algorithm.

Research of dependence of contact pressure in spiral bevel gear teeth from degree of localization of contact / V.V. Golovanov, V.L. Dorofeev, D.V. Dorofeev, V.S. Novikov, J.M. Pavlenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.20-23. – Bibliogr.: 1. – ISSN 2079-0791.

The influence of the degree of localization of tooth contact, expressed deep "tap" of the nominal spherical involute on contact stresses in the bevel gear with circular teeth. It is shown that the contact stresses increase proportional to the actual removal of the nominal surface.

Keywords: bevel gears, localization of contact, the contact stresses.

A design of constituents of total error and exactness of gears at the radial-rotatory method of gear cutting / S. Hromnyuk, I. Hrytsay // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.24-28. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

The basic elementary kinematics and geometrical errors of technological process are investigational, method of cutting of gear-wheels by a disk milling cutter in continuous обкочуванні. Conformities to law of their transference are set on profiles and errors of treatment. Theoretical government quality and exactness of making of gear-wheels bases are created.

Keywords: cutting, treatment, gear-wheels, exactness, error, elementary errors.

Finite-element modeling of fatigue cracks in tubular axis at bending with rotation / S.S. Gutyrya, Yu.M. Homyak, J. Ariza De Miguel // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.29-33. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

The finite-element model and algorithm of determination of stresses concentration coefficient is developed for tubular axes of wheel couples with fillets of any form. Regularities of change of a form of the front of a fatigue crack are investigated, the effect of decrease in curvature of a front line as approaching an internal surface of a tubular axis is confirmed.

Keywords: fillet, concentration of stresses, crack depth.

Test Procedure – an effective tool of intellectual property / I.V. Dobrovolskaya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.34-37. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

Work is devoted to the creation of intellectual property based on range of works on testing engineering products. Considered a range works on the development of test methods mechanical drives by experts of the technical committee TC-47 "Mechanical Drives."

Keywords: intellectual property, test methods, mechanical drive.

Possibilities of increasing the limit load of gear surface / J. Zápotočný, M. Bošanský, B. Kopiláková, D. Rakúsová // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.37-41. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

The article describes the opportunities to increase the surface hardness of gear using modern laser technology as a condition for the application of thin hard coatings. In their application starting from the requirement to achieve a certain thickness of the hardened layer. The required thickness of the hardened layer is important not only from the standpoint of improving the load limit face gear as well as the requirement of the hardened layer by applying a solid thin layers of the gears so that they do not break. This article describes briefly the possibility of achieving such layers not only by classical methods, but the article primarily focuses on the possible applications of laser hardening.

Keywords: hardening, laser, tooth, hardness.

Mechanical properties and structure of thin surface layers trybospoluchen, formed additives on friction / A.V. Zakharchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.41-52. – Bibliogr.: 72. – ISSN 2079-0791.

Based on contemporary sources tribological proposed analytical survey solutions to the problem of choice by the mechanical properties of thin surface layers trybospoluchen specific lubricant that meets the specific conditions of use. Systematized the requirements for finding thresholds result of joint action of thermal and mechanical loads, when the surface layers of the rubbing bodies are chemically and catalytically active, which is necessary to intensify the processes of effective chemically modified layer.

Keywords: additives, chemically active substances, surface friction, surface layer hemosorbtsyya chemically modified layer secondary structure.

Application of a time synchronous averaging method at tooth gearings vibrating diagnostics under operating conditions / N.N. Ishin, A.M. Goman, A.S. Skorokhodov, S.A. Gavrilov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.53-56. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

The principle of allocation of an information component of a vibrating signal is stated at diagnostics of a technical condition of mobile machines tooth gearings. The algorithm of realisation of a method of Time Synchronous Averaging is described at data processing. Results of use of a method are given at vibrating diagnostics reducers of motors-wheels of BelAZ dump-body trucks.

Keywords: tooth gearing, vibrating diagnostics, Time Synchronous Averaging.

Influence of asymmetric function of gear ratio on torsional oscillations of the driven shaft gear / A.P. Karpov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.56-61. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

The estimation of the parameters of the output shaft torsional vibration transmission non-circular gears with asymmetric function of the gear ratio. It is established that the frequency and the period of these oscillations are of variable nature in one revolution of the driver gear, unlike the natural oscillations of the system, which indicates the possibility of using these transmissions to reduce their vibration activity.

Keywords: gear, variable gear ratio, asymmetric function, shaft torsional oscillation.

Manufacture technology of hyperboloid milling cutters / S.G. Kyrychenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.61-64. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2079-0791.

The article discusses technology of manufacturing hyperboloid cutters. Complex land relief operation abolished by getting coils mills on hyperboloid. The result is an automatic backing by reducing the diameter in the direction of movement from the end of the hyperboloid to the throat cross section, which automatically turns the desired milling thinning

Keywords: hyperboloid cutter, technology, manufacturing, gears, sharp grinding.

Gear heads cutters profiling for shaping approximate spiroid transmission plane wheel cutters / Y.M. Korovaychenko, E.V. Nadeina // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.65-69. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

Experimental studies of spiroid transmission kinematics and approximate sizes of the contact area on the surface of spiroid wheel's teeth indicate that such transmissions may have sufficiently high specifications. Given this, and the fact that these transmissions show more high-tech than the classical spiroid transmission – article shows relations to clarify sizes of the cutters profile.

Keywords: approximate gearing, gear head, cutter profile.

Stresses at the contact area in the Novikov gearing / V.I. Korotkin, Yu.D. Haritonov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.69-75. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

The derivation of the calculated dependences for effective contact stress in cylindrical Novikov gearing, based on the results of modeling in ANSYS solutions spatial contact problem given. Stresses obtained for the various phases of engagement with the influence of the gear faces and reduced to a form which allows to use as allowable stresses established by the standard contact stresses for linear contact.

Keywords: effective contact stresses, modeling, engagement phase, the allowable stress.

About classification of kinetic schemes and mathematical models of the gears forming / A.V. Krivosheya, Yu.M. Danilchenko, M.G. Storchak, D.T. Babichev, V.E. Melnik, V.I. Frantsuzov, Yu.G. Gutsalenko, T.E. Tret'yak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.75-84. – Bibliogr.: 20. – ISSN 2079-0791.

The development and classification improvement of kinetic schemes of different gear classes forming is presented. Proposed and realized the principle of classifiers creating for geometrical-kinematics schemes of shaping gears. A model of the transition from kinematics shaping schemes to scheme of machines composition was proposed.

Keywords: gear, forming, classification kinematics.

Shape formation of the globoid machine-tool hooking / N.N. Kuzmenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.84-88. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

The existent globoid gearing applied in the different areas of engineer is considered in the article, of shape formation scheme the fundamentally new machine-tool hooking of globoid worm offers with a cylindrical wheel, that allows to get the linear contact of touch at any transmission relation and cuts prime cost making of gear-wheels.

Keywords: shape formation scheme, globoid teeth wheel, shape formation, transmission relation, machine-tool hooking.

Linearization method in the problem of response surface for justification of design parameters of thin-walled elements of engineering structures / A.V. Litvinenko, R.I. Sheychenko, R.V. Graborov, M.O. Bondarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.88-99. – Bibliogr.: 27. – ISSN 2079-0791.

The article suggests a method of linearization of the response surface in the problem of the design parameters of thin-walled elements of machine designs. It consists of the representation of the objective function and constraints in the problem of the design parameters investigated structures in the form of linear forms of variable parameters. The coefficients of these forms are calculated based on the finite-difference approximation. Rational parameters designed structures are determined by using the obtained approximation dependences. Further, taking as its starting point the resulting set of parameters next stage refinement approximation dependences is performed. After this refinement process is repeated on the basis of the already improved quality approximation representations of functions and constraints. As a result of frequent repetition of this procedure a more accurate solution compared with conventional one-step procedures is obtained. At each step all operations are performed with linearized functions, which greatly accelerates the process of finding the parameters that satisfy the current criteria and constraints.

Keywords: linearization, thin feature, bravecorp, wagon, tank, bus, stress-strain state, natural frequency of oscillation, stability, response surface.

Mathematical justification of a method for determining the static unbalance of rotors / A.V. Mamontov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.99-104. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0791.

A new way of calculating the static unbalance of rotors is considered. The formulas for calculating the angle and magnitude of the unbalance are obtained. The calculation is based on a preliminary measurement of the frequency of free oscillations of a rotor mounted on a pendulum frame.

Keywords: balancing, imbalance rotor, pendulum frame, free oscillations.

Correlation of cross-sectional profile periodic race grooves of harmonic precessional drives with rolling elements / M.V. Margulies, Y.O. Gordienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.104-111. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

In following article recommendations of correlation of cross-sectional profile periodic race grooves which increases bearing capacity and durability are presented, based on analyses of known design harmonic precessional drives with rolling elements and experimental data which are obtained during test prior art of mechanism. Dependencies that consider the influence of accuracy of cross-sectional profile periodic race grooves on arrangement point of initial engagement rolling elements and race grooves are given.

Keywords: harmonic drive, periodic race groove, rolling elements, contact area, contact angle, correlation.

Some aspects of geometric Novikov's cylindrical gears / N.V. Matyushenko, A.V. Fedchenko, V.A. Berezhnoy, P.N. Kalinin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.112-115. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

The paper obtained the equation of the teeth of Novikov cylindrical gears with two lines of engagement (DLA) with longitudinal cycloidal form, chopped the cutting head. Tooth shape is the envelope of one-parameter family of the instantaneous position of the initial contour of the tool. Constructed an algorithm for calculating the thickness of the tooth.

Keywords: spur gear, Novikov gear, two lines of engagement, longitudinal cycloidal tooth shape, tooth thickness.

Non-evolvent cylindrical tooth gearings with the improved indicators of load ability / A.A. Mukhovaty // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.115-120. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

In article initial contours of teeth of not evolvent cylindrical tooth gearings with the improved indicators of load ability are developed, the mathematical model of a comparative assessment of tooth gearings by criteria of load ability such, as power losses in gearing, thickness of an oil layer between working surfaces of teeth, jammings, specific work of friction forces, to wear of working surfaces of teeth, the contact durability of working surfaces is developed. It is established that criteria of load ability of the tooth gearings received with use of offered initial contours, are significantly higher than criteria of load ability of evolvent transfers.

Keywords: power consumption, initial contour, tooth gearing, friction, losses, gearing.

Increase manufacturability multiple-hyperboloid worm tools / V.A. Nastasenko, A.I. Podzolkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.120-125. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2079-0791.

Work behaves to the area of production technology of worms gear-cutting tools, in particular – hyperboloid hobs, shaver and diamond-impregnated. The most simple technological processes are offered for a production hyperboloid worms and analysis is their conducted. The preference of application of collapsible constructions of hobs with whole hard-material by the inserted laths at the module to 3mm, and at the module to 8mm – fastened spirally on laths hard-material plates, step-up technologicalness of their making and exploitation.

Keywords: gear-cutting tool, hob, hyperboloid worm.

Prognosis estimation of the technical state of gearing / A.V. Nemenko, M.M. Nikitin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.125-131. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

We propose the way to simulate the process of fatigue increasing in gear train applying jointly Markov chains and asymptotic methods. We consider the composition of state probability matrix using S-N curves of material. We show that methods of contact and acoustic diagnostics are appropriate to forecast the state of reducer.

Keywords: gearing, cyclic durability, limiting state, prognosis.

Highly effective gears meshing with two-pair point gearing / A.P. Popov, L.A. Popova, O.I. Savenkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.132-139. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0791.

Teeth gear with the two-pair-and spatial point tooth system having high load capacity, decreased weight and size parameters and improved vibration-noise characteristics taking into account design, technological and working condition indices has been considered for the first time.

Keywords: gear, tooth, contact, bending, stresses.

Formation of finite-elements model and analysis of the stress-strain state of evolute gearing / R.V. Protasov, A.V. Ustinenko, V.I. Serikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.139-143. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

In this article the creation of parametric 3D-model of evolute gear pair, whose teeth are in contact at the pitch considered. A simplified calculation model and using its geometry, finite element mesh is created. Based on the finite element method defined stress-strain state of a gear pair in the case of single-link in the pitch.

Keywords: evolute gear, finite element method, the stress-strain state, contact pressure.

Investigation of aerodynamic resistance in high-speed gears / V.V. Stavitsky, P.L. Nosko, S.S. Pankratova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.143-147. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2079-0791.

Dependence of dimensionless windage moment coefficient of the rotation of gear is established in terms of rotational speed, Reynolds number, basic geometrical parameters of gears, tooth parameters, and the physical parameters of nearby fluid flow. A comprehensive analyse of predicted to publish ex-

perimental information on gear load-independent power losses is provided. Obtained dependences are destined to assist gearbox designers in evaluating of efficiency of bevel gear transmissions particularly lightly loaded high-speed applications.

Keywords: windage power losses, bevel gears, oil-air mixture.

Solution of three-dimensional thermoelasticity contact problem applied to the point contact gear / G.P. Tarikov, V.N. Parhomenko, V.V. Komrakov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.147-151. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

In this paper we consider the solution of three-dimensional contact problem with influence of temperature applied to the gear. The formulas were found determine the contact stresses appeared on the contact area. Numerical example of solving the problem was given.

Keywords: contact problem, contact area, gear, wheel, thermoelasticity, point contact, contact stress.

Execution of works on technical modeling curves in PRO/ENGINEER / Z. Tkáč, M. Kadnár, J. Rusnák // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.152-156. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

This article defines technical curves parametric modeling in Pro/ENGINEER. An example is the technical tooth profile curves, namely, modeling the working surface of the involute gears tooth. The methodology for calculating coordinates parametric curves, carried out on the basis of recommendations for technical curve among Pro/ENGINEER Wildfire 3.

Keywords: involute gearing, curves, tooth surface.

Definition of contact conditions of spur gear's teeth with any profile / P.M. Tkach // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.157-163. – Bibliogr.: 18. – ISSN 2079-0791.

In a paper the equations which determine existence of contact of straight lines teeth of a spur gear, delineated by anyone curves are considered. The algorithm which allows to determine at known profiles on them points of contact which correspond to the set angular position of spur gears on a ratio to each other is offered. The decision of the equations for each point of the profile enables to find instantaneous amplitude of a reduction ratio, and within the limits of a field of a gearing to define the law of moving of a driven gear. Obtained results can be applied both in projection of new aspects of approximated linkages and at the analysis of serviceability teeth with the worn out profiles.

Keywords: spur gears, teeth profiles, a reduction ratio, the worn out profile.

Geometric and kinematic criterias of serviceability for cylindrical arch mixed gearing's with circular tooth / P.M. Tkach, O.U. Chala // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P. 163-168. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0791.

Aspects of the geometry of the cylindrical arch gears with circular tooth. Analytical function relating the values of the indices of health circular arch transmission mixed gearing with the geometry of the teeth and the tool. The resulting formulas can be used for the synthesis of geometry of the source path to the values of quality indicators.

Keywords: mixed gearing, circular arched teeth, health criteria.

Relative movement of the teeth in meshing of circular spiral cone-cylindrical gear / N.L. Ututov, N.V. Plyasulya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.168-172. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

In the article presented the mathematical model of the relative movements in the screw globoid cylindrical gearing with two lines of engagement. The analysis of coefficient of sliding in the throat section of screw globoid cylindrical gearing and on border of the face planes of a globoid wheel is carried out.

Keywords: gear, angular speed, relative speed, rotation, whirling.

Analysis of two-stage planetary gear wish the circulation of power in a closed loop / A.L. Filipenkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.173-182. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

The structural and kinematic scheme of two-stage planetary gear, is composed of mechanisms known types. Special attention is paid to the analysis of two-stage gear with the circulation of power in a closed path and definition of their efficiency.

Keywords: planetary gear, efficiency.

Concerning construction and technical characteristics of "Leopard-1" power transmission / V.L. Chernyshov, K.B. Arnaudov, A.G. Akinshin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.183-189. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

The article examines MBT "Leopard-1". The main attention paid to power transmission, including MB 838 CAM 500 engine and 4HP-250 transmission. Basic characteristics of power transmission

are provided: the distribution of drive paths in transmission in steady state condition is shown. Such material allow to approach the task of dynamic step-function response in system of "driver-engine-transmission" and match with similar process in T-64A tank.

Keywords: "Leopard-1" tank, power transmission, MB 838 CAM 500 engine, 4HP-250 transmission, planetary gear system.

Effectiveness of research work at the Kharkov tractor plant at increasing the reliability and lifetime of the family of tractors T-150 / I.S. Chernyavskij, A.V. Ustinenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.190-195. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Analyzed design development, theoretical and experimental studies that have been performed on the Kharkov Tractor Plant in solving the problem of creating tractor transmissions with the durability 10000 hours instead of 6000 without changing the weight and dimensions of units while increasing traction available. Shows the economic efficiency of the proposed changes.

Keywords: tractor, transmission, resource.

Worm gears of the localized contact to non-linear worms / S.V. Shevchenko, E.A. Maznev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.196-201. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

The way of localisation of contact in worm gearing at the expense of use of combinations of standard worms and the worm mills used for a gear cutting of teeth of a worm wheel is considered. Shown that the highest degree of localization takes place in pairs, consisting of involute worm and worm wheel, producing chopped worm, the threads are formed by the end mill (nonlinear helicoid).

Keywords: worm gearing, the curvature radius, the given curvature.

Optimization of the two-continuous multistage planetary mechanism of type $n \times \overline{AI}$ by criterion of the minimum of mass / A.V. Shehov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.201-211. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

The technique of optimization of the kinematic scheme of the two-continuous multistage planetary mechanism of type $n \times \overline{AI}$ by criterion of a minimum of mass is developed. Creation of target function of the optimization which parameters are the gear relations of steps of the mechanism are considered. The type of target function is given in case of calculation on contact strength. Properties of the solution of the task of optimization depending on restrictions on the gear relations of steps on the mechanism are probed.

Keywords: two-continuous mechanism, multistage mechanism, planetary mechanism, total mass of the mechanism, criterion of a minimum of mass, optimization.

Finite element analysis of deformation and strength of construction polymeric elements by taking into account material viscoelasticity / S.V. Shilko, V.E. Starzhinsky, E.M. Petrokovets, S.L. Gavrilenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – №31(1074). – P.211-215. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Technique for analysis of deformation and strength of construction elements of complex shape has been developed by taking into account material viscoelasticity. Examples of calculation for gear and bellows made of polyamide have been considered. Identification of the viscoelastic Prony model has been carry out by results of mechanical compression tests on relaxation of standard samples in order to derive rheological constants.

Keywords: polymeric composites, deformation, strength, viscoelasticity, Prony model, finite element method, gear, bellows.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"**

Збірник наукових праць

Серія:
ПРОБЛЕМИ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

№ 31 (1074)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М.А. Ткачук

Технічний редактор канд. техн. наук, доц. О.В. Устиненко

Відповідальний за випуск Т.М. Прісукіна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПІ".
Кафедра теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин.
Тел.: (057) 707-69-01, (057) 707-69-02, (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-saprg.org

Обл.-вид № 78-14.

Підп. до друку 03.07.2014р. Формат 60×90/16. Папір офісний.

Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 10,0.

Наклад 300 пр. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ "ХПІ". Свідоцтво про державну реєстрацію

суб'єкта видавничої справи ДК №3657 від 24.12.2009р.

61002, Харків, вил Фрунзе, 21

Надруковано ТОВ "ПЛАНЕТА-ПРИНТ"

Свідоцтво №24800170000040432 від 21.03.2001р.

61024, Харків, вул. Фрунзе, 16