

ISSN 2079-0791



ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

35'2015

Харків

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

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"

Серія: "Проблеми механічного приводу"

№ 35 (1144) ' 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ "ХПІ", 2015

Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – 178с.

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 46-ї міжнародної науково-технічної конференції "Проблеми якості і довговічності зубчастих передач та механічного приводу" ЗП-2015.

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

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 №6 від 29 травня 2015 р.

© Національний технічний університет "ХПІ", 2015

**Сборник посвящается
100-летию со дня рождения
доктора технических наук, профессора**



**КОНСТАНТИНА ИВАНОВИЧА
ЗАБЛОНСКОГО
(1915-2006)**

С.С. ГУТЫРЯ, д.т.н., профессор каф. машиноведения и деталей машин (М и ДМ) ОНПУ, Одесса;
Б.В. МОТУЛЬКО, к.т.н., заведующий каф. М и ДМ ОНПУ;
В.П. ЯГЛИНСКИЙ, д.т.н., профессор каф. М и ДМ ОНПУ;
Б.А. МОРГУН, к.т.н., доцент каф. металлорежущих станков, метрологии и сертификации ОНПУ;
А.Б. ХИХЛОВСКИЙ, к.т.н., доцент каф. теоретической механики ОНПУ

ПАМЯТИ ВЫДАЮЩЕГОСЯ УКРАИНСКОГО УЧЕНОГО И ПЕДАГОГА, ПРОФЕССОРА ЗАБЛОНСКОГО КОНСТАНТИНА ИВАНОВИЧА

Представлен биографический очерк о жизненном и фронтовом пути, учебе и трудовых достижениях известного украинского ученого, педагога, многолетнего руководителя известной в научном мире Одесской школы механики и деталей машин, ректора Одесского политехнического института (1969-1985г.г.), профессора К.И. Заблонского, написанный его учениками и сотрудниками в связи со 100-летием со дня рождения Учителя. Жизненный путь проф. Заблонского является замечательным примером непрерывной учебы, настойчивого поиска научных знаний, честного самоотверженного труда в интересах Родины, порученного дела, института и кафедры, коллег и учеников, семьи и друзей.

Ключевые слова: детали машин, передачи зацеплением, рациональное проектирование машин, биографический очерк.



Заслуженный деятель науки и техники Украины, доктор технических наук, профессор, почетный доктор Технического университета Молдовы, вице-президент Академии истории и философии естественных наук Украины

© С.С. Гутьря, Б.В. Мотулько, В.П. Яглинский, Б.А. Моргун, А.Б. Хихловский, 2015

Константин Иванович Заблонский, является автором известных научных трудов в области жесткости, нагрузочной способности и совершенствования конструкций передач зацеплением, а также учебников и учебно-методических пособий по таким базовым инженерно-механическим дисциплинам как "Теория механизмов и машин", "Детали машин", "Прикладная механика", "Основы проектирования машин", "Проектирование узлов и механизмов приборов".

Значительный вклад в развитие высшего образования в Украине и повышение качества подготовки инженерных и научных кадров сделан профессором К.И. Заблонским – педагогом, руководителем диссертационных работ, организатором учебно-воспитательного процесса и многолетним ректором Одесского политехнического института (1969-1985г.г.).

Константин Иванович Заблонский родился 18 июня 1915 года на станции Христиновка Киевской губернии (ныне Черкасская обл.) в семье паровозного машиниста и домохозяйки. По окончании трудовой школы в 1929 году К. Заблонский поступил в Одесский машиностроительный техникум. Именно здесь состоялась встреча, ставшая поворотной в его профессиональной судьбе. Начиная со второго курса "механику" преподавал известный ученый, практик и опытный педагог из Одесского института инженерно-морского флота (в настоящее время Одесский национальный морской университет) канд. техн. наук А.А. Старосельский. С этого времени начинается совместная работа, а далее дружба ученика и учителя, длившаяся до последних дней жизни доцента А.А. Старосельского. Он привлекает любознательного студента техникума К. Заблонского к участию в экспериментальных исследованиях жесткости судового валопровода в лаборатории кафедры деталей машин ОИИМФ'а. Работа была одновременно ознакомительной для студентов, практически полезной для судоремонтных заводов и интересной с научной точки зрения. В процессе изучения устройства судовых механизмов и машин различного назначения студенту К. Заблонскому нравилось узнавать что-то новое, в результате проявились его научные способности и интересы как механика-исследователя. Первым шагом в мир механических передач стала дипломная работа К. Заблонского – проект поперечно-строгального станка и критический обзор литературы по планетарным зубчатым передачам.

В 1933 году К.И. Заблонский окончил техникум, получив квалификацию техника-механика. Свою трудовую деятельность он начал на механическом заводе № 5 в Московской области, где работал мастером цеха и конструктором. По возвращении в Одессу К.И. Заблонский работает конструктором оснастки для производства деталей тракторов в Одесском филиале Московского государственного института проектирования автотранспортной промышленности. В филиале руководителями проектов и контролерами, наряду с советскими инженерами, работали по контракту специалисты из Германии, Австрии, США. Так, в содружестве инженеров из разных стран приобрелся ценный опыт расчетов и конструирования деталей машин в соответствии с мировыми нормами и стандартами. После закрытия филиала Московского института в Одессе механик К.И. Заблонский продолжает работать конструктором на заводе "Точмаш" им. П. Старостина в бюро рационализации и изобретательства.

В 1935 году К.И. Заблонский поступает на механический факультет Одесского индустриального института (в 1945 г. реформирован в Одесский политехнический институт – ОПИ, в 1998г. получил статус национального университета и переименован в Одесский национальный политехнический университет – ОНПУ).

Сотрудничество с доцентом А.А. Старосельским, преподававшим в индустриальном институте учебные дисциплины "Детали машин" и "Допуски и посадки", успешно продолжается уже в направлении исследований зубчатых передач. По окончании института инженер К.И. Заблонский оставлен на кафедре деталей машин ОПИ ассистентом и, по рекомендации доцента Старосельского, в 1940 году он поступает в аспирантуру. Научным руководителем К.И. Заблонского становится заведующий кафедрой, ректор института, заслуженный деятель науки и техники РФ, доктор техн. наук, профессор В.А. Добровольский. Начатую работу над диссертацией прерывает война...

В июле 1941 года Константин Иванович, вопреки решению медкомиссии военного комиссариата, добровольно уходит на фронт рядовым. Начав свой боевой путь солдатом, он проходит фронтовыми дорогами от Одессы до Берлина. За годы войны К.И. Заблонский был стрелком на Южном фронте, обслуживал авиационные подразделения на Кавказском фронте, а в октябре 1943 года откомандирован в распоряжение Главного бронетанкового управления Красной Армии. Ст. лейтенант К.И. Заблонский получает назначение в научно-технический отдел Главного управления танков, где занимается разработкой и оснасткой ремонтных заводов. На должности старшего инженера он руководит группой ускоренного проектирования заводов по ремонту танков, разворачиваемых в тылах фронтов по мере их продвижения на запад. В конце войны К.И. Заблонский находился в прифронтовых частях 1-го Украинского фронта, где был тяжело ранен. День Победы – 9 Мая 1945 г. встретил в госпитале под Берлином.

В 1946 году офицер-фронтовик К.И. Заблонский восстанавливается в аспирантуре родного ОПИ и в 1948 году успешно защищает кандидатскую диссертацию на тему "Вопросы жесткости в расчетах зубчатых передач большой мощности".

В 1949 году канд. техн. наук К.И. Заблонский утверждён в ученом звании доцента кафедры деталей машин и подъемно-транспортных машин. Молодому перспективному кандидату наук предложено организовать и возглавить новую кафедру Одесского индустриального института – кафедру прикладной механики. С 1953 года он докторант МВТУ им. Баумана, где продолжает начатые исследования жесткости зубчатых передач (научный консультант, заслуженный деятель науки и техники РФ, доктор техн. наук, профессор Д.Н. Решетов). В 1956 году Константина Ивановича назначают заместителем директора Одесского политехнического института (ОПИ) по учебной работе, а в 1958 году – заместителем директора по научной работе. В 1962 году К.И. Заблонский утверждён в звании профессора кафедры прикладной механики.

Административная работа на ответственных должностях, преподавательская деятельность и написание учебников практически не оставляют свободного времени для научных исследований. Тем не менее, благодаря высочайшей организованности, трудоспособности и самодисциплине профессор К.И. Заблонский завершает докторскую диссертацию на тему "Исследование и расчет распределения нагрузки в зацеплениях зубчатых передачах" и успешно ее защищает в 1966 году.

В 1969г. профессору К.И. Заблонскому предлагают возглавить ОПИ и он соглашается. На должности ректора крупнейшего технического вуза Юга Украины профессор К.И. Заблонский успешно проработал 16 лет.

Начиная с 1949г. Константин Иванович бессменно в течение 39-ти лет возглавляет созданную им кафедру прикладной механики, название которой за этот период неоднократно менялось в соответствии с обновлением учебных курсов. В

1988 году по состоянию здоровья Константин Иванович переходит на должность профессора родной кафедры (в то время уже кафедры машиноведения и деталей машин), где активно работает практически до последних дней своей жизни.

Умер Константин Иванович Заблонский на 92-м году жизни, 22 ноября 2006г., похоронен на мемориальном 2-м христианском кладбище в Одессе.

Научной работой студент К. Заблонский увлекся еще в годы обучения в техникуме и институте. Как представитель студенческого самоуправления он принимает участие в заседаниях кафедры деталей машин, которой руководил профессор В.А. Добровольский. Кафедра была центром притяжения для многих специалистов, выполняющих диссертационные работы по перспективным направлениям машиноведения, оппонентами приглашались ученые из университетов и научных центров Москвы, Киева, Ленинграда, Харькова, что способствовало высокому уровню научных исследований кафедры, формированию известной в научном мире Одесской научной школы механики и деталей машин.

Первые весомые результаты научной работы получены студентом К. Заблонским при исследованиях ходовых винтов и валов с насаженными деталями. В 1939 году в журнале "Вестник металлопромышленности" опубликована первая для молодого исследователя научная статья "О прогибах винтов" в соавторстве студента К.И. Заблонского и доцента А.А. Старосельского. Приведенные в ней рекомендации по определению жесткости винтов и соответствующие инженерные формулы не потеряли своего практического значения до сих пор.

После защиты диссертации в 1946 году канд. техн. наук К.И. Заблонский становится известным ученым в области деталей машин, впервые доказавшим приоритетность расчетов передач зацеплением на жесткость при определении их нагрузки. Наиболее полный универсальный метод решения этой сложной научной проблемы предложен им в 1966г. в докторской диссертации и опубликован в монографии "Жесткость зубчатых передач".

Диссертантом впервые разработана универсальная теория оценки жесткости и распределения нагрузки в механических приводах с зубчатыми передачами, а также проанализированы все аспекты влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на расчетную нагрузку. В последующих научных трудах, в частности в монографиях "Зубчатые передачи. Распределение нагрузки", "Расчет и конструирование зубчатых передач", "Плавно-регулируемые передачи", "Встроенные редукторы" и др., профессор К.И. Заблонский развивает новое научное направление. На этом фундаменте основана научная школа профессора Заблонского, представители которой решают ряд актуальных научных и прикладных задач для отрасли машиностроения по заказу научных, конструкторских и промышленных предприятий. Одновременно, как опытный инженер-конструктор и талантливый педагог, Константин Иванович разрабатывает основы рационального проектирования машин и их деталей, методологию и этапы которых обстоятельно изложены им в учебном пособии "Основы проектирования машин", в многочисленных методических разработках, а также практически реализованы в ряде изобретений.

В дальнейшем "жесткость в машиностроении" становится основным научным направлением кафедры прикладной механики ОПИ, где создается научно-исследовательская лаборатория зубчатых передач, оснащенная современными испытательными стендами и измерительными комплексами. По заказу промышленности преподавателями, научными сотрудниками и аспирантами кафедры выполняются исследования нагрузочной способности, жестко-

сти и ресурса рядных и планетарных зубчатых передач, червячных и глобоидных редукторов в составе шахтного и автомобильного оборудования, судовых турбозубчатых агрегатов, вариаторов и мотор-редукторов, подшипников качения и скольжения, систем смазки редукторов и др. Научное и практическое значение этих исследований заключается в разработке эффективных конструктивных, технологических и эксплуатационных методов повышения технического уровня разнообразных конструкций передач зацеплением путем оптимизации параметров жесткости деталей и их соединений.

В результате многолетних коллективных исследований под руководством профессора К.И. Заблонского конструкторам был предложен новый метод расчета передач на жесткость, позволяющий системно отобразить и учесть ряд сложных явлений, влияющих на работоспособность передач зацеплением. Полученные научные результаты внедрены в Государственных и отраслевых стандартах на расчеты передач зубчатых (ГОСТ 21354-87, В. СЭВ 5744-86, Р 54-285-90) и червячных (МР-117-84).

Константин Иванович Заблонский – автор 430 научных трудов, в том числе 11-ти монографий и 25-ти изобретений. Как научный руководитель и консультант профессор К.И. Заблонский подготовил 48 кандидатов и 5 докторов технических наук, профессоров Б.Е. Житомирского, И.П. Горобца, И.М. Белоконова, Б.М. Щекина, С.С. Гутырю.

В 1975 году профессору К.И. Заблонскому присвоено почетное звание "Заслуженный деятель науки и техники Украины".

Начиная с 1956 года К.И. Заблонский непрерывно и упорно работает над учебником "Детали машин" в составе авторского коллектива с профессором В.А. Добровольским, доцентами С.Л. Маком, Л.Б. Ерлихом и А.С. Радчиком. Им подготовлен раздел "Механические передачи", выполнено редактирование всех разделов учебника по стилю изложения. Этот фундаментальный педагогический труд выдержал 7 изданий на русском языке в издательстве "Машиностроение", а также переведен на английский, французский, испанский, арабский и китайский языки издательством "Мир".

В 1985 году Константин Иванович завершает многолетнюю упорную работу над новым учебником "Детали машин" одного автора – К.И. Заблонского, в котором современное освещение получили все разделы науки о деталях машин, в частности вопросы обоснованного выбора расчетных схем, установления минимально допустимых коэффициентов запасов прочности и величины расчетной нагрузки. В 1999 году этот учебник издан на украинском языке. От предыдущего издания его отличает оригинальность построения, лаконичность, новизна графического материала, насыщенность примерами новых практических достижений в отрасли машиностроения. Изложение методов расчетов максимально приближено к форме, принятой в соответствующих международных стандартах и рекомендациях ISO. Существенно расширены и обновлены вопросы проектирования волновых передач, расчетов жесткости валов, приведены современные справочные данные, что в целом значительно облегчило изучение студентами сложного процесса проектирования объектов современной техники.

К.И. Заблонский – почетный председатель и организатор пяти Всесоюзных профессиональных научно-практических конференций, научный руководитель совместных научных проектов с Дрезденским техническим университетом, активный участник престижных международных конгрессов и конференций (в Нью-Дели, Будапеште, Варне, Дрездене, Стокгольме), неоднократно

приглашался для чтения лекций в технических университетах Германии, Чехии, Болгарии, Польши, Италии, Кубы, Молдовы. Одновременно профессор К.И. Заблонский активно занимался издательской деятельностью как главный редактор республиканских сборников "Детали машин", "Детали машин и подъемно-транспортные машины", "Теория машин", "Теория механизмов и машин", "Библиотека конструктора", входил в состав редколлегии журнала "Технология и организация производства".

Отдельного описания заслуживает административная деятельность профессора К.И. Заблонского на должности ректора ОПИ. В течение 16-ти лет самоотверженного труда он проявил себя умелым, требовательным, дальновидным и авторитетным руководителем. За период с 1969 г. по 1985 г. институт получил мощный импульс для развития. За достигнутые результаты в учебном процессе, науке, спорте, воспитательной и культурно-массовой работы со студентами коллегией Минвуза Одесский политехнический признан ведущим вузом на юге Украины. В это время реализуются масштабные проекты строительства новых учебных корпусов, научно-исследовательских лабораторий, культурных, оздоровительных и бытовых объектов, жилья для студентов и сотрудников института.

Как вспоминал Константин Иванович: "... удалось увеличить учебную площадь в 2,5 раза, обеспечить всех нуждающихся местами в общежитиях. Построены учебные корпуса факультетов радиоэлектроники и химических технологий, кафедры физики, теплотехнической лаборатории, новые общежития и быткомбинат студенческого городка, спортивный комплекс с игровыми залами, бассейном и стадионом, библиотеку, своими силами отремонтировали и обновили спортивно-оздоровительный студенческий лагерь на Каролино-Бугазе, студенческую поликлинику. Построен лучший в городе Дворец культуры студентов, детский садик на Французском бульваре, жилой дом для сотрудников...".

Характерная черта К.И. Заблонского как ректора – высокая требовательность к себе и сотрудникам всех уровней в сочетании с интеллигентностью, скромностью и доброжелательным вниманием к проблемам каждого из многотысячного коллектива студентов и преподавателей института.

Усилия коллектива сотрудников ректором направлялись на поиск и применение в ОПИ наиболее прогрессивного в отрасли образования, соблюдение образцового порядка в учебном процессе, повышение уровня научных исследований и их соответствующего финансирования. В результате резко возросла активность ученых ОПИ, возникли новые научные школы, устанавливались взаимовыгодные договорные отношения с промышленностью, укрепились научные связи с зарубежными институтами и исследователями. В ОПИ создается специализированная лаборатория технических средств обучения (ЛТОУП), современное оснащение и опыт работы которой профессор Ефименко Г.Г., на тот период Министр высшего и среднего образования Украины, признал образцовыми и рекомендовал для применения во всех вузах Украины. В ОПИ разрабатывается и внедряется система приема и подготовки иностранных студентов из 83 стран мира. За четкую организацию работы приемно-распределительный пункт при ОПИ (южные ворота), а также Подготовительный факультет иностранных граждан, признаны лучшими в СССР.

В течение 16-ти лет ректор ОПИ профессор К.И. Заблонский возглавлял Одесское отделение общества "СССР – Италия", деятельность которого способствовала укреплению прямых культурных связей между городами-побратимами Одессой и Генуей.

Фронтальная и трудовая деятельность Константина Ивановича Заблонского отмечена 20-ю правительственными наградами, в том числе 4-мя орденами: Ленина, "Отечественной войны 2-й степени", "Знак почета", "Дружбы народов" и 16-ю медалями: "За боевые заслуги", "За оборону Кавказа", "За победу над Германией", "За доблестный труд" и др., почетными грамотами Президиума Верховного Совета Украины, Почетными знаками: "За вклад в дело дружбы", "Отличник образования Украины", памятными знаками и медалями Италии, ГДР, Р. Куба, Монголии, Польши, Советского комитета ветеранов войны, ветеранов Четвертой воздушной армии.

Жизненный путь Константина Ивановича Заблонского является замечательным примером непрерывной учебы, настойчивого поиска научных знаний, честного самоотверженного труда в интересах родной страны, порученного дела, своего института и кафедры, коллег, учеников, родных и друзей.

Светлая память о Константине Ивановиче остается с нами.

Поступила (received) 20.05.2015

УДК 621.833

Д.Т. БАБИЧЕВ, д.т.н., профессор каф. ПМ ТюмГНГУ, Тюмень, Россия;
А.И. СМОВЖ, ст. преподаватель каф. БИиМ ТюмГНГУ;
А.В. КРИВОШЕЯ, к.т.н., старший научный сотрудник ИСМ НАН, Киев

СИНТЕЗ СОВРЕМЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧ В КУРСЕ "ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА"

Изложена методика компьютерного проектирования прямозубых передач при переходе от однопарного к двухпарному зацеплению при сохранении неизменными: корпусных деталей, валов и посадочных поверхностей. Даны примеры синтеза 4-х передач, имеющих одинаковые размеры, но разную нагрузочную способность: две с коэффициентами перекрытия $\epsilon < 2$ и две с $\epsilon > 2$. Приведена диаграмма для количественной оценки повышения нагрузочной способности передач с $\epsilon > 2$ в зависимости от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса в исходной передаче.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, многопарное зацепление.

1. Анализ современных методик синтеза цилиндрических прямозубых передач. Перспективным направлением повышения нагрузочной способности передач является применение зацеплений, в которых одновременно находится в полном силовом контакте не менее двух пар зубьев. Такие передачи первоначально появились в редукторах авиационных двигателей в начале 1980 годов [1, 2]; затем в коробках скоростей автомобилей и тракторов [3-5]. В настоящее время процесс внедрения передач с многопарным зацеплением интенсифицируется. Сложилась типовая методология практического внедрения этих передач [4]:

1) Приобретают оборудование (станки с программным управлением), обеспечивающие высокую точность изготовления зубьев (по 6-й степени точности). Именно такая высокая точность требуется при изготовлении передач многопарного зацепления, чтобы погрешность профилей зубьев была значительно меньше их деформации под нагрузкой.

© Д.Т. Бабичев, А.И. Смовж, А.В. Кривошея, 2015

2) Проводят модернизацию выпускаемых надежных передач (обычно коробок скоростей с прямозубыми колесами), при которой сохраняют: корпусные детали, валы, посадочные поверхности. Изменяют лишь зубчатые венцы: и параметры зацепления и технологию зубообработки.

3) Изготавливают зубчатые колеса с новой геометрией; собирают модернизированную передачу и испытывают её на стендах (прежде всего, на шум, а затем и на нагрузочную способность). Измерение шума позволяет подобрать, в частности, величину фланкирования зубьев. Иногда это делают экспериментально: сошлифовывают часть профиля на головках зубьев на глубину порядка 5 микрон, и вновь измеряют уровень шума. Если уровень шума превышает допустимый – сошлифовывают часть профиля на большую глубину. И повторяют замеры шума.

4) Испытывают новые трансмиссии в реальных условиях эксплуатации машин. В промышленности к настоящему времени сложилась следующая практика изменения параметров передач при переходе на многопарные зацепления [4]:

а) модуль зацепления уменьшают в 1,5 раза, а числа зубьев шестерни и колеса увеличивают в 1,5 раза.

б) коэффициент высоты головки зуба h_a^* берут равным $h_a^* = 1,25$ (вместо стандартного $h_a^* = 1$) и коэффициент радиального зазора $c_0^* = 0,2 \dots 0,23$ (вместо стандартного $c_0^* = 0,25$).

в) коэффициенты смещения x_1 и x_2 подбирают из условий: межосевое расстояние a_w должно быть таким же, как в исходной передаче; коэффициент перекрытия $\epsilon > 2$; удельное скольжение на ножках зубьев менее двух: $v_1 < 2$ и $v_2 < 2$ (v_1 и v_2 влияют на интенсивность абразивного износа зубьев).

Такая методика изменения параметров передач позволяет почти всегда получить работоспособную передачу с многопарным зацеплением, обладающим повышенной контактной и изгибной прочностью зубьев. Методика оценки изгибной прочностью зубьев при различных сочетаниях параметров инструмента изложена, в частности, в [4].

2. Постановка проблемы и цель статьи. Выработать методику проектирования эвольвентных цилиндрических прямозубых передач, которая:

- Предназначена для малоподготовленного пользователя, и поэтому может быть освоена и использована, как студентами при изучении курса "Прикладная механика", так и рядовыми инженерами и техниками.
- Ориентирована на безболезненный переход от передач с однопарным зацеплением на передачи с многопарным зацеплением.
- Является настолько универсальной, что пригодна для оптимизационного проектирования эвольвентных передач с однопарным и с многопарным зацеплением, в которых зубчатые колеса без смещения и со смещением нарезают инструментом реечного типа со стандартным и нестандартным исходным контуром.

3. Методика обучения студентов проектированию современных передач. На кафедре прикладной механики ТюмГНГУ в учебном процессе более 25 лет используются разработанные на кафедре компьютерные программы, предназначенные для анализа и синтеза эвольвентных передач [6-8]. Подобные программы есть во многих вузах. Отличительные особенности наших программ:

а) Позволяют наблюдать на экране движение механизмов и управлять этим движением нажатием клавиш панели управления: ПУСК, РЕВЕРС, БЫСТРЕЕ и др.

в) Результаты расчетов представляют собой, как правило, готовый документ, который может служить частью пояснительной записки. Он содержит, обычно: данные о пользователе, исходные данные, результаты расчетов в виде поясняющего текста с таблицами, графиками и диаграммами.

Большинство программ разработано в системе MS Excel с использованием VBA (Visio Basic for Application). Имеется и используется несколько версий программ для проектирования эвольвентных передач. Они ориентированы на:

- проектирование и сравнительный анализ эвольвентных передач различного типа (работа именно с этой программой и описана ниже в данной статье);
- проведение лабораторных работ "Нарезание зубчатых колёс методом обкатки";
- демонстрацию на лекциях, практических и лабораторных занятиях процессов нарезания и зацепления зубьев в цилиндрических передачах;
- проведение научно-исследовательских работ (анализ виброактивности сил трения зубьев [5], сравнение эвольвентных передач с равнопрочными [9]; выполнение расчетов по заказам промышленных предприятий и другое);
- подготовку разнообразных диаграмм для научных статей и презентаций, а также для методических разработок; это, прежде всего диаграммы качественных показателей: виброактивность сил трения зубьев, углы давления (с учетом и без учета трения в зацеплении) и многие другие.

Все программы, используемые в учебном процессе, обеспечены руководствами пользователей и необходимыми методическими указаниями, бланками и примерами отчетов. Главная цель создания этих программ – отработка методик внедрения в преподавание основ оптимизационного проектирования механизмов, в том числе и зубчатых передач.

Исходными параметрами при проектировании и сравнительном анализе передач являются: числа зубьев шестерни и колеса, модуль; ширина колеса, число оборотов шестерни и величина контактных напряжений (максимальных или средних вдоль линии зацепления). Расчет передачи студенты начинают с подбора передаваемой мощности, при которой будут получены требуемые (допускаемые) контактные напряжения. Качество спроектированных передач студентами оценивается по двум основным критериям: уровню контактных напряжений по Герцу и по интенсивности абразивного износа зубьев (коэффициенту удельного скольжения).

При использовании исследовательских программ можно оценивать работу передач по большему числу критериев.

При этом мы давно учим студентов проектировать передачи с коэффициентом торцевого перекрытия $\varepsilon > 2$ (и даже с $\varepsilon > 3$, но не силовых). Учим по упрощенной методике, когда студент проектирует и сравнивает по нагрузочной способности три передачи:

Передача 1. Передача без смещения; нарезана стандартным инструментом.

Передача 2. Передача нарезана инструментом со стандартными значениями $h_a^* = 1$ и $c_0^* = 0,25$; коэффициенты смещения x_1 и x_2 найдены из условия наибольшей контактной прочности; модуль при этом не стандартный; его студент подбирает таким, чтобы межосевое расстояние a_w было точно таким же, как и в передаче 1. Это нужно для корректного сравнения нагрузочной способности проектируемых передач. При этом студенты попутно осваивают методику проектирования передач с заданным межосевым расстоянием. Заметим, что в авиации часто ведут проектирование цилиндрических передач в обобщающих параметрах. Этот метод предло-

жил Э.Б. Вулгаков [2], в том числе и для того, чтобы уйти от стандартных модулей, накладывающих ряд ограничений на параметры передач при их оптимизации.

Передача 3. Передача без смещения; нарезана не стандартным инструментом, у которого $h_a^* = 1,25$, $c_0^* = 0,20$ и $\alpha = 20^\circ$.

На рисунках 1-3 показаны в качестве примера три передачи, сконструированные по изложенной методике. Параметры передач и их качественные показатели приведены перед картинками зацеплений.

У всех трёх передач одинаковые: межосевое расстояние a_w ; ширина колес b_2 и максимальные значения контактных напряжений σ_H^{\max} (они рассчитываются вдоль всей линии зацепления по известной формуле Герца). При этом студент для каждой из 3-х передач подбирает мощности P_1 на шестерне, при которых во всех этих передачах контактные напряжения σ_H^{\max} будут одина-

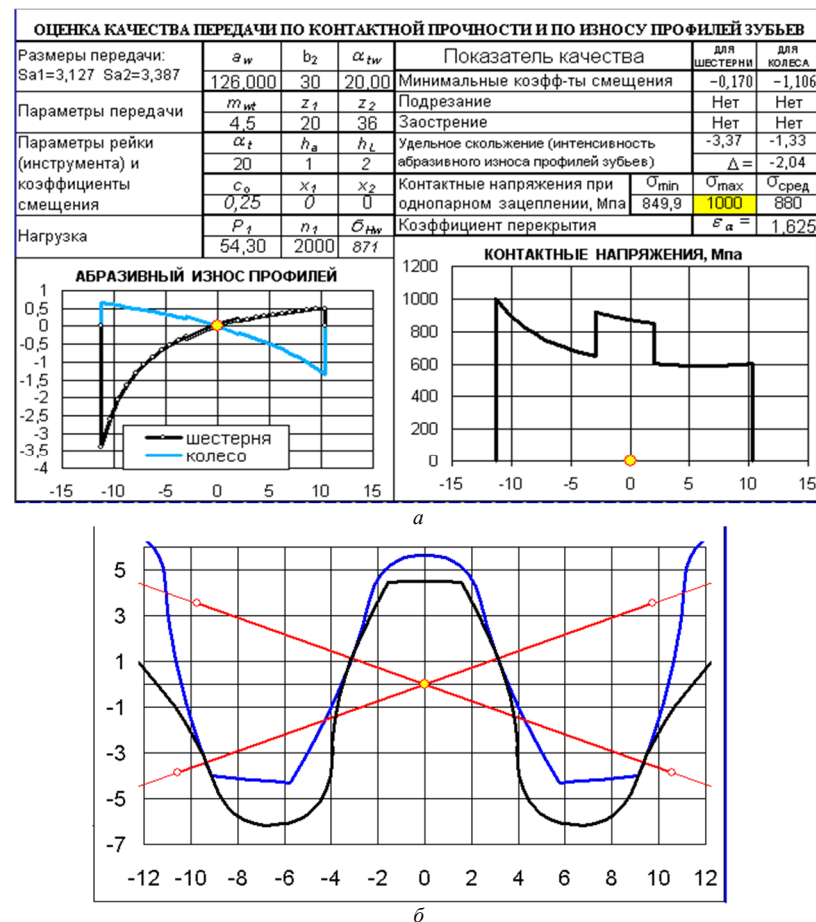


Рисунок 1 – Передача 1 без смещения; $\varepsilon < 2$; инструмент стандартный: а – оценка качества передачи; б – схема зацепления

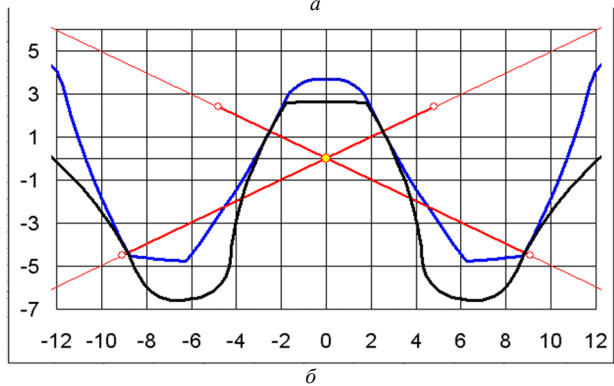


Рисунок 2 – Передача 2 с максимальной контактной прочностью при $\epsilon < 2$;
параметры инструмента: $h_a^* = 1$; $c_0^* = 0,25$; $\alpha = 20^\circ$
а – оценка качества передачи; б – схема зацепления

ковы и равны заданному значению (обычно задаём σ_H^{\max} в интервале от 900 до 1200 МПа). После расчета трёх передач студент сравнивает в них: передаваемые мощности; интенсивность абразивного износа зубьев; средние $\sigma_H^{\text{сред}}$ и минимальные σ_H^{\min} контактные напряжения вдоль всей линии зацепления; напряжения $\sigma_{H\beta}$ в полюсе зацепления.

Спроектировав три такие передачи, студенты распечатывают и анализируют также таблицы, содержащие: исходные данные, размеры колёс и передач и др.

На рисунке 4 показана передача, в которой после "студенческого" синтеза – см. рисунок 3 – сделали передачу равносмещённой, подобрав коэффициенты смещения $x_1 = 0,2$ и $x_2 = -0,2$ из условия выравнивания удельных скольжений на ножках зубьев шестерни и колеса. Увеличив, попутно, и расчетную нагрузочную способность с 80,4кВт почти до 92кВт, за счет снижения контактных

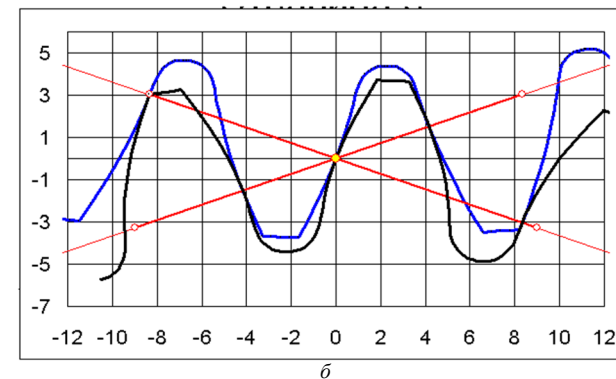
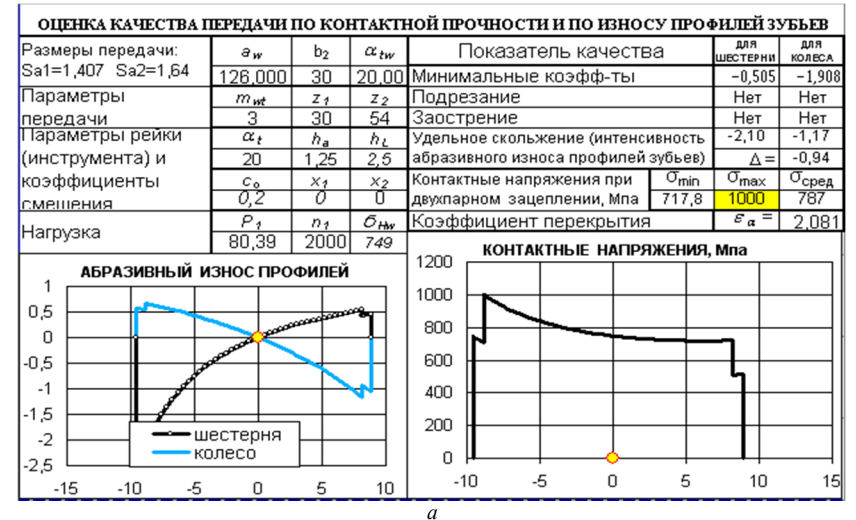


Рисунок 3 – Передача 3 без смещения; $\epsilon > 2$;
инструмент нестандартный: $h_a^* = 1,25$; $h_f^* = 0,20$; $\alpha = 20^\circ$
а – оценка качества передачи; б – схема зацепления

напряжений на ножках зубьев шестерни. А также уменьшив удельное скольжение на ножках зубьев шестерни с 2,1 до 1,54 – сравните графики и таблицы значений качественных показателей на рисунках 3 и 4.

При реальном проектировании вместо двух передач, показанных на рисунках 1 и 2, нужно проанализировать лишь одну передачу – ту, замена которой предусматривается. С её действительными параметрами: коэффициентами смещения; размерами a_w , b_2 и др. При больших передаточных числах передачи с $\epsilon > 2$ можно проектировать и как передачи с неравносмещённым зацеплением: с увеличенным углом зацепления α_w при больших значениях z_1 ; и при уменьшенном α_w при малых z_1 .

4. Оценка перспективности применения передач с $\epsilon > 2$. Для облегчения оценки перспектив замены традиционных прямозубых цилиндрических пере-

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПЕРЕДАЧИ ПО КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ И ПО ИЗНОСУ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ						
Размеры передачи: Sa1=1,194 Sa2=1,749	a_w	b_2	α_{tw}	Показатель качества		
	126,000	30	20,00	Минималн. коэф-ты смещения	для шестерни	для колеса
Параметры передачи:	$m_{вт}$	z_1	z_2	Подрезание	Нет	Нет
	3	30	54	Заострение	Нет	Нет
Параметры рейки (инструмента) и коэффициенты смещения	α_t	h_a^*	h_f^*	Удельное скольжение (интенсивность абразивного износа профилей зубьев)	-1,54	-1,47
	20	1,25	2,5	Δ	-0,07	
Нагрузка	c_0	x_1	x_2	Контактные напряжения при двуларном зацеплении, МПа	σ_{min}	σ_{max}
	0,2	0,2	-0,2		767,3	1000
	P_1	n_1	$\sigma_{H\beta}$	Коэффициент перекрытия	ϵ_a	822
	91,86	2000	801		2,059	

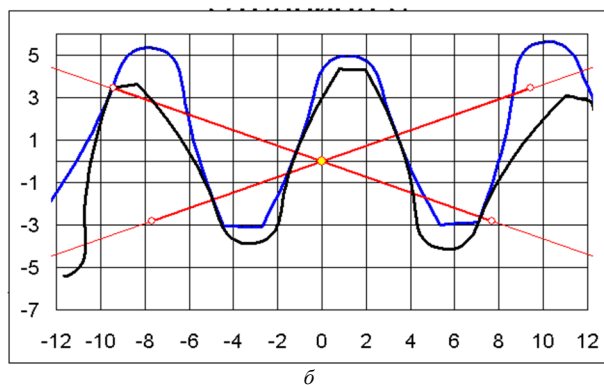
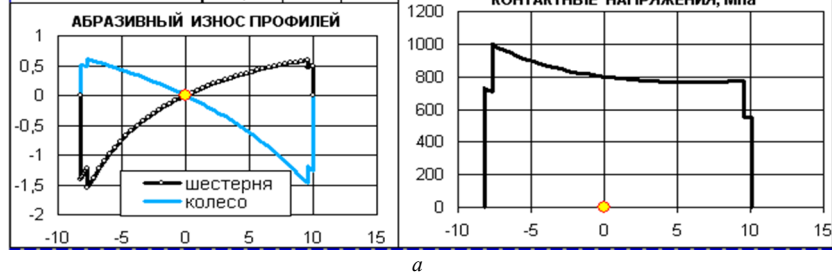


Рисунок 4 – Равносмещённая передача: $x_1=0,2$; $x_2=-0,2$; $h_a^*=1,25$; $\epsilon>2$
 a – оценка качества передачи; b – схема зацепления

дач на передачи с многопарным зацеплением, были построены две диаграммы, представленные на рисунках 5 и 6.

Диаграмма на рисунке 5 показывает, какой коэффициент перекрытия будет получен в передачах без смещения, зубчатые колёса которых имеют увеличенную высоту зубьев и нарезаны реечным инструментом с параметрами: $\alpha=20^\circ$, $h_a^*=1,25$, $c_0^*=0,20$. Диаграмма построена для большого диапазона изменения чисел зубьев шестерни и колеса в передачах с многопарным зацеплением: $z_1=15...50$ и $z_2=15...200$. При названных параметрах производящей рейки, колёса без смещения с числами зубьев $z<22$, будут иметь подрезание. Диаграмма же на рис. 5 построена для чисел зубьев, начиная с $z_1=15$, а не $z_1=22$, т.к. при $z_1=15...21$ и $(z_2-z_1)>3$ можно получить работоспособную равносмещённую передачу и её коэффициент перекрытия ϵ будет иметь значение, указанное на диаграмме. (Точнее ϵ будет примерно на 0,02 меньше, чем в передаче без

смещения, что несущественно).

Диаграмма, представленная на рисунке 6, даёт наглядную картину того, на сколько процентов при различных сочетаниях чисел зубьев z_1 и z_2 повышается расчетная мощность передачи с коэффициентом перекрытия $\epsilon>2$, в сравнении с классической передачей, имеющей $\epsilon<2$. Числа зубьев z_1 и z_2 , при этом, указаны для классической передачи. Диаграмма построена на основе сравнения *расчетных мощностей* двух передач, имеющих одинаковые: размеры a_w и b_2 ; частоту вращения n_1 ; максимальные контактные напряжения σ_H^{max} .

В качестве классической брали передачу, прототип которой представлен на рисунке 2. Это передача с коэффициентами смещения x_1 и x_2 , найденными из условия максимальной контактной прочности по известным таблицам ЦКБР. Эти таблицы, кстати, и определили диапазоны изменения z_1 и z_2 на представленной диаграмме. В качестве передачи с $\epsilon>2$ брали зацепление, прототип которого представлен на рисунке 4. Это равносмещённое зацепление, в котором $x_2=-x_1$ вычислялись из условия выравнивания коэффициентов удельного скольжения на ножках зубьев шестерни и колеса. В передаче с $\epsilon>2$ число зубьев z_1 и z_2 в 1,5 раза больше, чем в классической (при $\epsilon<2$), а модуль m_w нестандартный, и примерно в 1,4 меньше, чем при $\epsilon<2$. За расчетную мощность принимали такую мощность P_1 на шестерне, при которой в одной из точек на линии зацепления контактные напряжения σ_H достигали заданного (допустимого) значения σ_H^{max} . При этом никакие поправочные коэффициенты, учитывающие динамику, неравномерность распределения нагрузки и другие, не использовали. Такой подход корректен, т.к. мы сравнивали между собой лишь передачи, имеющие одинаковые размеры, материалы и нагрузочные параметры. В этих передачах и все основные поправочные коэффициенты будут одинаковыми (кроме коэффициентов, зависящих от жёсткости зубьев).

В левой нижней части диаграммы на рисунке 6 выделена заливкой зона сочетания z_1 и z_2 , в которой повышения мощности передачи не происходит.

Чтобы избежать недоразумения, еще раз особо отметим, что в диаграмме на рисунке 5 указаны числа зубьев z_1 и z_2 передачи с увеличенной высотой зубьев рейки ($h_a^*=1,25$), а в диаграмме на рисунке 6 даны z_1 и z_2 исходной передачи со стандартной высотой зубьев рейки ($h_a^*=1$). Как уже отмечалось, при

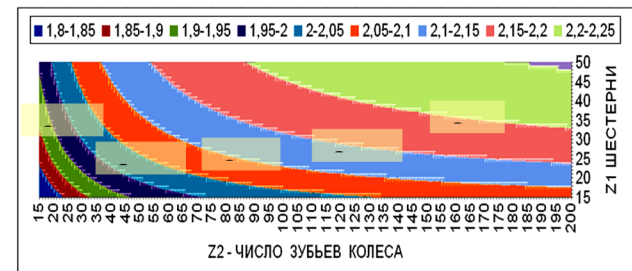


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента перекрытия ϵ от чисел зубьев z_1 и z_2

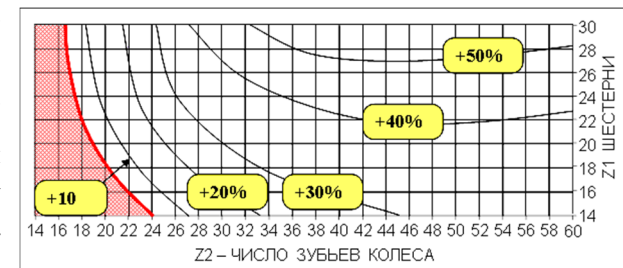


Рисунок 6 – Повышение мощности при переходе на передачи с $\epsilon>2$

одинаковых a_w , число зубьев z_1 и z_2 при $h_a^* = 1,25$ в 1,5 больше, чем при $h_a^* = 1$.

Важная особенность изложенных в статье методик синтеза и сравнения передач в том, что мы контактную прочность оцениваем по значению максимальных контактных напряжений σ_H^{\max} на длине всей линии зацепления, в то время как, практически во всех типовых расчетах, учитывают σ_H лишь в полnose зацепления.

Заметим, что представленная на рисунке 6 диаграмма, насколько нам известно, есть первая попытка *количественной оценки* зависимости повышения нагрузочной способности цилиндрических прямозубых передач от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса при переходе от однопарного к двухпарному зацеплению. И хотя эта оценка в силу многих причин не является бесспорной, она может служить ориентиром при решении вопроса о целесообразности внедрения передач с многопарным зацеплением и при выборе оптимальных чисел зубьев в таких передачах.

Выводы:

1. Изложена достаточно простая методика проектирования эвольвентных цилиндрических прямозубых передач с многопарным зацеплением, т.е. с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$. В основу методики положено использование нестандартного исходного контура с параметрами: $h_a^* = 1,25$, $c_0^* = 0,20$, $\alpha = 20^\circ$.

2. Методика ориентирована на внедрение передач многопарного зацепления вместо традиционных передач с коэффициентом перекрытия $\varepsilon < 2$.

3. Статья и методика рассчитаны на малоподготовленного пользователя, и могут быть использованы, как рядовыми инженерами и техниками, так и студентами.

4. Разработано и опробовано программное и методическое обеспечение, поддерживающее описанную методику проектирования цилиндрических передач.

5. Компьютерным моделированием установлена зависимость коэффициента перекрытия ε от чисел зубьев z_1 и z_2 зацепляющихся колёс, нарезанных инструментом. Эта зависимость в виде диаграммы приведена на рисунке 5.

6. Впервые получена количественная оценка того, насколько повышается мощность P_1 передачи при переходе от *оптимизированного* однопарного зацепления к *не оптимизированному* двухпарному зацеплению. Эта зависимость P_1 от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса представлена на рисунке 6, также в графическом виде. Зависимость является ориентировочной (и несколько заниженной), т.к. соответствует описанной в статье упрощенной методике синтеза, и не учитывает более изощрённые методы синтеза передач с многопарным зацеплением.

Список литературы: 1. Кравченко И.Ф. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений / А.Б. Единолич, В.А. Яковлев, В.Л. Дорофеев // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып. 8(55). – Харьков: ХАИ, 2008. – С.129-134. **2.** Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач – М: Машиностроение, 1995. – 320с. **3.** Barnett D.W. Load sharing in High Contact Ratio Thick Transmission Gearing / A.B. Agarwal, E.R. Braun // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 92(1990). – №2. – P.80-88. **4.** Стасилевич А.Г., Супин В.В. Создание трансмиссий тракторов с зубчатыми передачами многопарного зацепления // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. – Харьков, 2011. – Вып.29. – С.165-169. **5.** Babichev D.A. Analysis of evolvent spur gear vibroactivity of tooth friction power / A.A. Serebrennikov, V.V. Supin // Machine design, Vol.4(2012) No4. – P.205-208. **6.** Babichev D.T. Компьютерное моделирование работы плоских механизмов и многовариантное конструирование одноступенчатых цилиндрических редукторов // Теория механизмов и машин. – 2011. – №2(18). – С.38-47. **7.** Babichev D.T. Анализ и синтез цилиндрических передач в курсе "Прикладная механика" / А.В. Балин., В.Н. Иркитова. // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013. – С. 89-95. **8.** Babichev D.T. Нарезание эвольвентных зубча-

тых колес / А.Н. Королевских // Методические указания – Тюмень: Издательский центр БИК, ТюмГНГУ, 2014. – 28 с. **9.** Babichev D.T. Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных цилиндрических прямозубых передач / М.Г. Сторчак, Д.А. Бабичев // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013. – С.309-315.

Bibliography (transliterated): 1. Kravchenko I.F. Jeksperimental'nye i teoreticheskie rezul'taty issledovaniya aviacionnyh zubchatykh peredach dlja dvigatelej pjatogo i shestogo pokolenij / A.B. Edinovich, V.A. Jakovlev, V.L. Dorofeev // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – No8(55). – Kharkov: KhAI, 2008. – P.129-134. **2.** Vulgakov Je.B. Teorija jevol'ventnyh zubchatykh peredach – Moscow: Mashinostroenie, 1995. – 320p. **3.** Barnett D.W. Load sharing in High Contact Ratio Thick Transmission Gearing / A.B. Agarwal, E.R. Braun // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 92(1990). – No2. – P.80-88. **4.** Stasilevich A.G., Supin V.V. Sozdanie transmisiy traktorov s zubchatymi peredachami mnogoparnogo zacepleniya // Vestnik NTU "KhPI": sb. nauchn. trudov. – Kharkov, 2011. – No29. – P.165-169. **5.** Babichev D.A. Analysis of evolvent spur gear vibroactivity of tooth friction power / A.A.Serebrennikov, V.V.Supin // Machine design, Vol.4(2012) No4. – P.205-208. **6.** Babichev D.T. Komp'juternoe modelirovanie raboty ploskih mehanizmov i mnogovariantnoe konstruirovanie odnostupenchatykh cilindricheskikh reduktorov // Teorija mehanizmov i mashin. 2011. – No2(18). – P.38-47. **7.** Babichev D.T. Analiz i sintez cilindricheskikh peredach v kurse "Prikladnaja mehanika" / A.V. Balin., V.N.Irkitova // Teorija i praktika zubchatykh peredach // Sbornik trudov Mezhdunarodnogo simpoziuma – Izhevsk: Izd-vo IzhGTU, 2013. – P.89-95. **8.** Babichev D.T. Narezanie jevol'ventnyh zubchatykh koles / A.N.Korolevskikh // Metodicheskie ukazaniya – Tjumen': Izdatel'skij centr BIK, TjumGNGU, 2014. – 28p. **9.** Babichev D.T. Geometricheskij sintez i komp'juternoe issledovanie ravnoprochnykh cilindricheskikh prjamozubykh peredach / M.G. Storchak, D.A. Babichev // Teorija i praktika zubchatykh peredach // Sbornik trudov Mezhdunarodnogo simpoziuma. – Izhevsk: Izd-vo IzhGTU, 2013. – P.309-315.

Поступила (received) 14.05.2015

УДК 621. 833

В.А. БЕРЕЖНОЙ, старший преподаватель каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
Н.В. МАТЮШЕНКО, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
А.В. ФЕДЧЕНКО, к.т.н., доцент кафедры ГМКГ НТУ "ХПИ"

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРЯМОЗУБОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Рассматривается методика экспериментального исследования шума для эвольвентных прямозубых передач. Показана актуальность решения данной задачи. Рассмотрены основные понятия и стандарты, необходимые для проведения экспериментальных исследований. Изучаются основные шумовые характеристики передачи: уровень звукового давления, интенсивность звука и акустическая мощность источника. Приводятся основные способы определения акустической мощности машины. Выбирается методика исследования шума редуктора и приводятся основные её положения.

Ключевые слова: эвольвентная прямозубая передача, шумовые характеристики, экспериментальная методика, акустическая мощность, звуковое давление, интенсивность звука.

Введение. В последние годы к зубчатым передачам стали предъявлять высокие требования по динамическим показателям, подразумевая вибрационные и шумовые характеристики машин. Эти вибрационные и шумовые процессы обычно определяются индивидуальными свойствами машины и представляют собой внешнее проявление возникающей при работе механизмов колебательной энергии [1, 2].

Колебательная энергия, возникшая в источнике на действующих узлах машины, а применительно к редукторам – в зубчатых колесах, распространяется по отдельным частям машины и, с одной стороны, через муфты и систему

© В.А. Бережной, Н.В. Матюшенко, А.В. Федченко, 2015

крепления передается присоединенным деталям или фундаменту, а с другой стороны, через корпус, – в воздушную среду. Первый процесс воспринимается как вибрации, второй воспринимается в виде воздушного шума.

Подавление шума и вибраций стало актуальной проблемой, так как ее решение может, с одной стороны, обеспечить здоровые условия труда на производстве, а с другой, – высвободить дополнительные резервы для увеличения производительности труда, что, в конечном счете, полностью оправдывает материальные затраты на борьбу с шумом и вибрациями в промышленности.

Постановка задачи. Цель работы – изучить экспериментальную методику исследования шумовых характеристик (L_p , L_{PA}) для эвольвентных прямозубых передач.

Особенности исследования шума и его характеристик для эвольвентного цилиндрического прямозубого зацепления. Рассмотрим основные понятия и стандарты, необходимые для проведения экспериментальных исследований связанных с измерением шума в зубчатых передачах.

Характер шума зависит от вида источника. Различают: механический шум, возникающий в результате движения отдельных деталей и узлов машин; ударный шум, возникающий при некоторых технологических процессах; аэродинамический шум, возникающий при больших скоростях движения газообразных сред; и взрывной или импульсный шум, возникающий при работе двигателей внутреннего сгорания и т.д. Как сложный звук, шум может быть разделён на простые составляющие его тона с указанием интенсивности и частоты. Графическое изображение состава шума называется спектром.

Шум может характеризоваться физическими и физиологическими параметрами. С физической стороны шум характеризуется звуковым давлением, интенсивностью (силой) звука, плотностью звуковой энергии, уровнем звукового давления, частотой и плотностью дискретных составляющих и другими параметрами. Шум, как физиологическое явление, характеризуется высотой, громкостью, областью возбужденных частот или тембром и продолжительностью действия. [3]

Уровень звукового давления или интенсивности звука принято оценивать не в абсолютных, а в относительных единицах – белах, децибелах:

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \text{ дБ}, \quad (1)$$

где p – измеренное звуковое давление в н/м^2 , p_0 – условный порог давления, равный $2 \cdot 10^{-5} \text{н/м}^2$.

Уровень интенсивности (силы) звука:

$$L_I = 10 \cdot \lg \frac{I}{I_0}, \text{ дБ}, \quad (2)$$

где I – интенсивность звука в вт/м^2 , I_0 – интенсивность звука, принимаемая за нулевой уровень, равный 10^{-12}вт/м^2 .

Уровень акустической мощности источника:

$$L_w = 10 \cdot \lg \frac{W}{W_0}, \text{ дБ}, \quad (3)$$

где W_0 – условный порог акустической мощности, равный 10^{-12}вт .

Нормирование значения предельно-допустимых уровней звукового давления приведены в санитарных нормах СН 785-69, СН 245-63, СН 626-66, СН 627-66, ОСТ2 Н89-5-79.

Для оценки шума, производимого машиной, необходимо определить её акустическую мощность в функции частоты, т.е. количество энергии, излучаемое колеблющимися поверхностями машины в окружающее пространство. Спектрограмма акустической мощности должна соответствовать наиболее шумному режиму работы промышленной установки.

С помощью полученных спектрограмм возможно не только характеризовать качество машины с точки зрения производимого ею шума, но и оценить уровень звукового давления, который создаётся машиной на определённом расстоянии от неё, если известны акустические характеристики производственного помещения. Для исследования акустической мощности машины предусмотрены следующие государственные стандарты: ГОСТ 11870-66, ГОСТ 23941-79, ГОСТ 27871-88, ДСТУ 2796-94 (ГОСТ 29285-95) [3, 4].

Для проведения экспериментальных исследований основное внимание необходимо уделять следующим вопросам:

- а) выбор метода проведения испытаний;
- б) расчёт и производство экспериментальной передачи;
- в) объект и средства испытаний;
- г) определение шумовых характеристик передачи.

Согласно ГОСТ 11870-66 предусмотрены следующие способы определения акустической мощности машин: в свободном звуковом поле (в заглушенных камерах, в помещениях с большим поглощением или открытым пространстве); в отражённом звуковом поле (в реверберационных камерах либо в гулких помещениях); в обычных помещениях с помощью образцового источника шума; на расстоянии одного метра от наружного контура машины. Рекомендуется экспериментальные исследования проводить на специальном стенде с помощью последнего способа, так как его применяют для ориентировочной оценки в случаях, когда невозможно провести измерения в помещениях с помощью первых трёх способов.

Согласно методике измерений (М2-150-2000) шумовых характеристик на стендах с разомкнутым контуром по ориентировочному методу в качестве нормируемых величин устанавливаются октавные уровни звуковой мощности L_p и скорректированный уровень звуковой мощности L_{PA} . Измерение должно проводиться при номинальном крутящем моменте и с частотой вращения, при которой достигается наивысший уровень звуковой мощности. Для измерения уровней звукового давления и уровней звука применяют шумомеры по ГОСТ 17187 с полосовыми электрическими фильтрами (ВШВ-003-М2).

Редуктор должен быть установлен так, чтобы его наружная поверхность находилась не ближе 2м от отражающих звук поверхностей. Изменение температуры окружающего воздуха в период измерений не должно превышать $\pm 10^\circ$, объём помещения должен быть не менее 70м^3 , постоянная K должна быть меньше 7дБ, величина ΔL должна быть не менее 6дБ.

Точки измерения уровня звукового давления, минимальное количество которых равно пяти, располагаются на измерительной поверхности вдоль двух линий измерений в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Расстояние до основных габаритов машины должно равняться 1м. Точки измерения должны быть расположены на расстоянии не ближе 1м от ограждений и поверхностей сосед-

О.В. БОНДАРЕНКО, к.т.н., старший викладач каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ";
О.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., с.н.с., доцент каф. ТММ і САПР;
В.І. СЕРИКОВ, к.т.н., доц., старший науковий співробітник каф. ТММ і САПР

РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ З УРАХУВАННЯМ РІВНЯ НАПРУЖЕНОСТІ ЗАЧЕПЛЕНЬ

Стаття присвячена задачі раціонального проектування широко розповсюджених зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів. У ній розглядаються питання пошуку оптимально-раціональних геометричних параметрів, які задовольняють певним критеріям. Усі складності компоновки та взаємозв'язок параметрів уможливають їх вибір без використання підходів математичної оптимізації. Використання відомого псевдо-випадкового методу *ММТ*-пошуку з авторською модифікацією дало змогу уникнути проблем пов'язаних з дискретністю та кількістю параметрів. Для розв'язання вказаної задачі було сформовано постановку задачі та вказані параметри проектування з обмеженнями, записані критерії та обрано підхід. Розроблена методика та алгоритм розв'язання задачі, що враховує рівень напруженості зубчастих передач за згином та контактом. Проведені тестові розрахунки вказують на коректність запропонованого підходу.

Ключові слова: проектування, редуктор, критерії, цільова функція, раціональні параметри, алгоритм, *ММТ*-пошук, напруженість.

Актуальність задачі. Широке застосування у машинобудуванні набули зубчасті редуктори, найбільш яскравими та розповсюдженими представниками яких є циліндричні. У свою чергу, великий відсоток циліндричних редукторів виконується за двоступінчастою схемою.

Складністю розробки такого типу приводів є розподілення передатних чисел між ступінчаними редуктора, та, як наслідок, обрання відповідних конструктивних параметрів. У ході проектування необхідно забезпечити поліпшення масогабаритних характеристик, серед яких найбільш значущими з точки зору проектування редуктора є: міжосьова відстань (співвісні редуктори) чи сумарна міжосьова відстань, габарити та маса редуктору. Також, важливими характеристиками зубчастої передачі, як елементу редуктора, є розрахункові коефіцієнти, що враховують рівень напруженості зубчастих передач за згином та контактом. Ідеальною є зубчаста передача з більшістю вказаних коефіцієнтами, які дорівнюють одиниці. Значення більше одиниці вказують на резерв, який не використовується.

Досягнення кращих масогабаритних характеристик та одночасне зменшення резерву міцності зубчастих передач завжди є суперечливим, складним та суб'єктивним процесом, тому доцільно використати підходи до проектування, які включають в себе аспекти математичної оптимізації. Більшість задач раціонального проектування є винятковими, тому не кожен з існуючих 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 *ММТ*-последовательності [1].

Таким чином, розробка підходу псевдовипадкового пошуку, що дає змогу знайти раціональні конструктивні параметри редуктора з мінімальними характеристичними розмірами, зокрема з міжосьовою відстанню та зменшеними розрахунковими коефіцієнтами рівня напруженості за згином та контактом, є актуальною науково-практичною задачею.

© О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко, В.І. Сериков, 2015

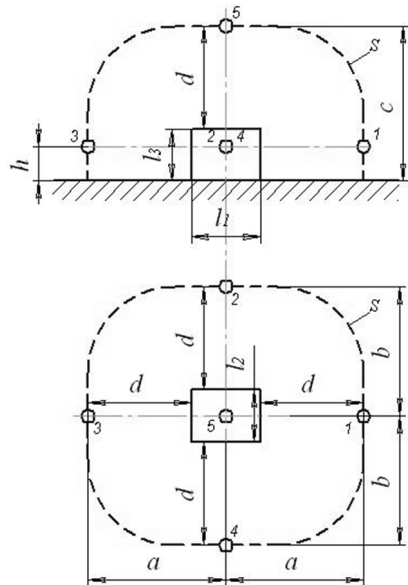


Рисунок – Схема расположения точек измерения вокруг редуктора на расстоянии 1м при измерении акустической мощности источника шума

редуктора должны оцениваться путем сравнения вычисленных результатов с величинами, приведенными в отраслевом стандарте ГОСТ 25484, ГОСТ 16162.

Площадь измерительной поверхности S , m^2 вычисляется по формуле:

$$S = 4(ab + ac + bc) \cdot \frac{a + b + c}{a + b + c + 2d} \quad (5)$$

Выводы. Рассмотрена экспериментальная методика исследования шумовых характеристик (L_p , L_{PA}) для эвольвентных прямозубых передач.

Список литературы: 1. Саркисян М.М. Источник шума зубчатых механизмов. – Ереван, 1974. – 254с. 2. Диментберг Ф.М. Вибрация в технике: Справочник. В 6т. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. – М.: Техника, 1980. – 456с. 3. ГОСТ 23941-79. Шум. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 10с. 4. Берестнев О.В. Зубчатые колёса пониженной виброактивности / О.В. Берестнев, А.С. Соболев. – Минск: Наука и техника, 1978. – 120с.

Bibliography (transliterated): 1. Sarkisjan M.M. Istochnik shuma zubchatykh mehanizmov. – Erevan, 1974. – 254p. 2. Dimentberg F.M. Spravochnik Vibracija v tehnike: V 6 vol. – Vol.3. Kolebanija mashin, konstrukcij i ih jelementov / Pod red. F.M. Dimentberga, K.S. Kolesnikova. – Moscow: Tehnika, 1980. – 456p. 3. GOST 23941-79. Shum. Metody opredelenija шумовых характеристик. Obshhie trebovanija. – Moscow: Izd-vo standartov, 1979. – 10p. 4. Berestnev O.V. Zubchatye koljosa ponizhennoj vibroaktivnosti / O.V. Berestnev, A.S. Sobolev. – Minsk: Nauka i tehnika, 1978. – 120p.

Поступила (received) 22.04.2015

Конструктивні параметри проектування та критерії проектування.
 Функцію критерію мінімальної міжосьової відстані 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:

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

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

Запропоновано у якості другого критерію використати деяку "інтегральну" величину, яка містить в собі всі розрахункові коефіцієнти рівня напруженості за згинними та контактними напруженнями. Як відомо, згідно стандарту на розрахунок зубчастих зачеплень, для кожної передачі у результаті розрахунків проектувальник отримує набір напружень: σ_H , σ_{HP} , σ_{F1} , σ_{FP1} , σ_{F2} , σ_{FP2} – діючі та допустимі (P) напруження контакту (H) і згину (F). Введемо коефіцієнти рівня напруженості, відповідно за контактом та згином, як:

$$K_{nH} = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H}; K_{nF1} = \frac{\sigma_{FP1}}{\sigma_{F1}}; K_{nF2} = \frac{\sigma_{FP2}}{\sigma_{F2}}. \quad (3)$$

При розрахунковому коефіцієнті рівня напруженості менше одиниці – передача є перевантажена, тобто неробочою; якщо всі три коефіцієнти дорівнюють одиниці – ми отримуємо ідеальну передачу; коефіцієнти рівня напруженості більше одиниці – говорять про наявність резерву міцності. Наближення до одиниці – наближення до ідеальної передачі.

Для двоступінчастого редуктора розрахункових коефіцієнтів рівня напруженості буде шість. Перед авторами постало питання об'єднання їх у єдиний характеристичний параметр, завдяки якому можна буде оцінити набір параметрів проектування та, відповідно, розрахункові коефіцієнти рівня напруженості зубчастих передач.

Було запропоновано звернутись до теорії надійності технічних систем, яка оперує структурно-логічними схемами та ймовірностями безвідмовної роботи. У якості елементів структурно-логічної схеми використаємо зубчасті передачі, які розташовуються у вказаній схемі послідовно, бо відмова будь-якого з елементів призведе до відмови всієї системи – редуктора. Кожен елемент структурно-логічної схеми характеризується трьома ймовірностями безвідмовної роботи ($p(K_{nH1})$; $p(K_{nF1})$; $p(K_{nF2})$), що відповідають розрахунковим коефіцієнтам рівня напруженості за контактом та згином. Вказані вірогідності у межах елемента, так само як і самі елементи, пов'язані логічним "І", тобто перемножуються, бо невиконання навіть однієї з умов міцності за контактом або згином призведе до виходу редуктора з ладу. Структурно-логічна схема зубчастих передач двоступінчастого редуктора наведена на рисунку 1.

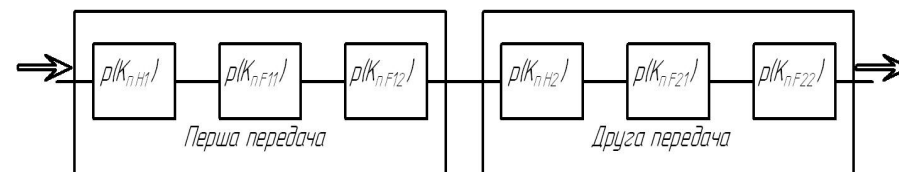


Рисунок 1 – Структурно-логічна схема зубчастих передач двоступінчастого редуктора: $p(K_{nH1})$, $p(K_{nF1})$, $p(K_{nF2})$, $p(K_{nH2})$, $p(K_{nF21})$, $p(K_{nF22})$ – вірогідності безвідмовної роботи передач за контактом та згином

Виходячи з теореми множення ймовірностей для послідовного з'єднання елементів, вірогідність безвідмовної роботи (P) всієї системи буде дорівнювати:

$$P = p(K_{nH1}) \cdot p(K_{nF1}) \cdot p(K_{nF2}) \cdot p(K_{nH2}) \cdot p(K_{nF21}) \cdot p(K_{nF22}). \quad (4)$$

Як відомо з [4, 5] вірогідність безвідмовної роботи залежить від коефіцієнту запасу (рисунк 2, крива 1).

Але, на етапі проектування редуктора, визначити дійсні вірогідності безвідмовної роботи в залежності від розрахункових коефіцієнтів рівня напруженості не є можливим. Тому було запропоновано зробити припущення, що вказана залежність є лінійною функцією, а у якості базової точки прийняти значення коефіцієнтів запасу, що наведені у ГОСТ 21354-87 при вірогідності безвідмовної роботи зубчастого зачеплення 0,99 (рисунк 2, крива 2).

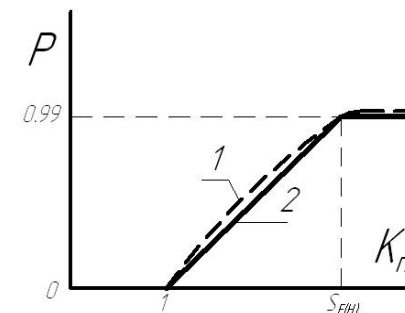


Рисунок 2 – Загальний вигляд реальної (1) та прийнятої (2) залежностей вірогідності безвідмовної роботи P від коефіцієнту запасу $S_{F(H)}$

Таким чином у проектувальника з'являється можливість пов'язати набір параметрів проектування зубчастих передач редуктора з вірогідністю безвідмовної роботи.

Обмеження та функціональні залежності між конструктивними параметрами в повній мірі викладені в [6].

Підходи та алгоритми розв'язання задачі. Метод ЛПТ-пошуку та підходи до пошуку докладно викладені в [6]. Підхід, що пропонується для моделі, яка розглядається, базується на концепції поступового зменшення міжосьової відстані на фіксовану величину Δa_w ,

$$a_{wj} = a_{w(j-1)} - \Delta a_w, j=1..N, \quad (5)$$

визначення для неї простору параметрів G_j (j – номер кроку), знаходженні (зондуванням пробними ЛПТ-точками) можливих комбінацій параметрів проектування та дослідженні їх при цій міжосьовій відстані

Всі пробні точки, що відповідають a_{wj} , проходять перевірку за обмеженнями [6]. Точки, які пройшли перевірку, потрапляють в масив потенційних розв'язань задачі, де для кожної комбінації параметрів проектування визначаються коефіцієнти рівня напруженості зубчастих передач за залежністю (3). Після чого за відповідною залежністю (рисунк 2, крива 2) знаходять ймовірності

безвідмовної роботи для кожного зачеплення, окремо для контакту та згину.

Наступним етапом є визначення вірогідності безвідмовної роботи всієї системи (4) та впорядкування масиву потенційних розв'язань за цим показником. З множини точок обирається краща точка за додатковим критерієм – максимально високою вірогідністю безвідмовної роботи зубчастих передач, при їх дієздатності. Вказані операції проводяться для наступного значення a_{wj+1} до тих пір, поки перевірку за обмеженнями проходить хоча б одна пробна точка. Після чого перевіряється можливість втрати розв'язання, бо ЛПТ-пошук є псевдовипадковим, компенсація здійснюється перевіркою ще двох наступних значень міжосьової відстані a_{wj+2} та a_{wj+3} .

Представлений підхід у вигляді схематичного алгоритму проектування редукторів з раціональними конструктивними параметрами представлений у [6].

Вкажемо на змінні проектування, яких для двоступінчастого циліндричного редуктора буде вісім. Це:

- 1-2. m_{μ} – відповідні модулі пар зубчастих;
- 3-6. $z_{\mu,k}$ – відповідні числа зубців коліс;
- 7-8. β_{μ} – кути нахилу зубців у зачепленнях.

Запропоновано деякі з параметрів ($z_{2,2}$, β_{μ}) розраховувати через інші змінні – це дозволяє зменшити кількість змінних проектування до п'яти.

Приклад розв'язання задачі проектування редуктора з раціональними параметрами. У якості прикладу розв'язання задачі розглянемо циліндричний двоступінчастий співвісний редуктор до фланцевого електродвигуна, КРЗ. Він має наступні конструктивні параметри: $m_1=1,25\text{мм}$, $m_2=1,5\text{мм}$, $\beta_1=16^{\circ}16'$, $\beta_2=8^{\circ}07'$, $z_{11}=35$, $z_{12}=87$, $z_{21}=21$, $z_{22}=84$, $a_w=80$. 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 умов (7); $z_{\mu,k \min}=13$, $z_{\mu,k \max}=100$; $\beta_{\mu \min}=0^{\circ}$, $\beta_{\mu \max}=30^{\circ}$.

Вхідні дані, що відносять до конструкторським та технологічним вимогам до редуктора в цілому та його зачеплень:

$T_{\text{вх}}=5\text{Н}\cdot\text{м}$ – 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 абсолютною величиною; $HВ_{\mu}=350$ – твердість зубчастих коліс для всіх зачеплень за Бринелем; ступінь точності для всіх зубчастих зачеплень – 8 за ГОСТ 1643-81; ресурс редуктора – 10000г.

Приймемо крок зменшення міжосьової відстані у процесі вирішення задачі оптимізації – $\Delta a_w=1\text{мм}$. Розрахунки виконувались на основі алгоритмів та за допомогою програмного забезпечення, розробленого у [7]. Результати числового експерименту зведено у таблицю.

Таблиця – Значення міжосьової відстані та параметрів проектування

Параметр	a_w	P	z_{11}	z_{12}	z_{21}	z_{22}	m_1	m_2	β_1	β_2	x_1	x_2	b_{w1}	b_{w2}	
Кроки оптимізації	I	80	0,842	16	53	29	87	2,25	1,375	14	4,53	0,447	0,325	24	60
	II	77	0,79	16	60	28	74	2	1,5	9,24	6,53	0,447	0,29	31	64
	III	71	0,753	24	89	17	46	1,25	2,25	5,89	3,4	0,514	0,28	41	51

Таким чином, бачимо, що у результаті проведених розрахунків отримали нові параметри редуктора та міжосьову відстань $a_w=71\text{мм}$ проти базового значення $a_w=80\text{мм}$.

Висновки:

1 Розглянута актуальність поставленої задачі та введена необхідність розробки підходів до проектування редукторів з раціональними конструктивними параметрами, з врахуванням розрахункових коефіцієнтів рівня напруженості за згином та контактом.

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

3. Розроблено методику та алгоритм підходу до проектування редукторів, що базується на використанні ЛПТ-пошуку; вони дають змогу якісно та з мінімальними витратами часу проводити розв'язання задачі.

4. Результати розрахунків на прикладі двоступінчастого співвісного редуктора підтверджують коректність розробленого підходу: було знайдене менше значення міжосьової відстані відносно прототипу при одночасному 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 масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач / *Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко* // 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. 4. *Шатов М.М.* Численна оцінка соотношения между коэффициентом запаса и расчетной вероятностью разрушения // Шаг в будущее: теоретические и прикладные исследования современной науки: тез.докл. II междунар. науч.-практ. конф. – СПб., 2013. – С.48-59. 5. *Шатов М.М.* Аналитическая оценка предельной расчетной вероятности отказа // Приоритеты мировой науки: эксперимент и научная дискуссия: тез.докл. I междунар. науч. конф. – СПб., 2013. – С.61-69. 6. *Бондаренко О.В.* Підходи до псевдовипадкового пошуку при раціональному проектуванні зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів // Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – №31. – С.15-20. 7. *Бондаренко О.В.* Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач. Автореф. дис... канд.техн. наук: 05.02.02. – Харків, 2013. – 22с.

Bibliography (transliterated): 1. *Sobol' Y.M., Statnikov R.B.* Vybory optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimy kryteriyamy. – Moscow: Nauka, 1981. – 107p. 2. *Bondarenko O.V.* Optimizatsiyi spivvisnykh stupinchastykh pryvodiv mashyn po masohabarytnymy kharakterystykamy na prykladni trival'nykh korobok peredach / *Oleksiy Bondarenko, Oleksandr Ustynenko* // Visnyk Natsional'noho Politekhnichnoho Instytutu "Kharkivs'kyu Politekhnichnyy Instytut": zbirnyk naukovykh prats': tematychnyy vypusk "Problemy mekhanichnoho pryvodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – No22. – P.16-27. 3. *Bondarenko O.V.* Sumishchennya metodiv LPt-poshuku ta zvuzhennya okoliv pry optimizatsiyi trival'nykh korobok peredach / *Bondarenko Oleksiy* // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2010. – No1. – P.78-84. 4. *Shatov M.M.* Chyslennaya otsenka sootnoshennya mezhdu koeffitsyentom zapasa y raschetnoy veroyatnoy veroyatnost'yu razrusheniya // Shah v budushchee: teoreticheskiye y prykladnyye yssledovanyaya sovremennoy nauky: tez.dokl. II mezhdunar. nauch.-prakt. konf. – Sankt-Pererburh, 2013. – P.48-59. 5. *Shatov M.M.* Analyticheskaya otsenka predel'noy raschetnoy veroyatnosti otказа // Pryorytety mirovoy nauky: eksperyment y nauchnaya diskussiya: tez.dokl. I mezhdunar. nauch. konf. – Sankt-Pererburh, 2013. – P.61-69. 6. *Bondarenko O.V.* Pidkhydy do psevdovypadkovoho poshuku pry ratsional'nomu proektuvanni zubchastykh tsylindrychnykh dvostupinchastykh reduktoriv // Visnyk Natsional'noho Politekhnichnoho Instytutu "Kharkivs'kyu Politekhnichnyy Instytut": zbirnyk naukovykh prats': tematychnyy vypusk "Problemy mekhanichnoho pryvodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – No31. – P.15-20. 7. *Bondarenko O.V.* Optimizatsiya spivvisnykh stupinchastykh pryvodiv mashyn po masohabarytnym kharakterystykamy na prykladni trival'nykh korobok peredach. Avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: 05.02.02. – Kharkiv, 2013. – 22p.

Надійшло (received) 19.05.2015

Н.И. ВЕЛИЧКО, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Северодонецк;
П.Л. НОСКО, д.т.н., проф., заведующий каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля;
Д.Н. МАРЧЕНКО, д.т.н., проф., заведующий каф. "Кибернетика и компьютерные системы" ВНУ им. В. Даля;
П.В. ФИЛЬ, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ И ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ

В статье рассматривается построение обобщенной математической модели зубчатых передач, составленных из цилиндрических колес. Сопряженные поверхности колес описаны в виде огибающих инструмента реечного типа при параметрическом задании формы исходного контура. Построенная модель позволяет исследовать эксплуатационное зацепление приближенных гиперболоидных передач, полученных при использовании жесткой неконгруэнтной пары исходных контуров для шестерни и колеса. Исследовано влияние степени локализации контакта на положение активных действующих линий, выполнен численный анализ критериев работоспособности винтовых зубчатых передач с различной геометрией производящего реечного контура, приведены практические рекомендации по выбору параметров кругового контура.

Ключевые слова: исходный контур, станочное зацепление, винтовая передача.

Введение. Гиперболоидные передачи, широко применяемые в современном машиностроении, позволяют проектировать и создавать компактные пространственные схемы приводных устройств. В приводах автомобильных, тракторных и авиационных двигателей, в приводах центрифуг и сепараторов, в приборостроении получили распространение разновидности гиперболоидных передач – винтовые зубчатые передачи, составленные из эвольвентных косозубых цилиндрических колес. Область применения передач ограничивается несущей способностью, основным видом разрушения, лимитирующим передаваемые усилия, является прогрессивный износ вследствие заедания активных поверхностей зубьев. Предельно допускаемые нагрузки можно повысить как применением противозадирных смазочных материалов, поверхностным упрочнением материалов колес, так и совершенствованием геометрии зубчатых колес.

Анализ последних исследований и литературы. Внедрение метода зуботочения при изготовлении зубчатых колес позволило синтезировать винтовые глобоидные передачи с повышенными эксплуатационными свойствами [1, 2]. Рациональная геометрия активных поверхностей зубьев позволила снизить контактные напряжения, улучшены условия образования смазочного слоя, в зацеплении исключается интерференция зубьев, локализация пятна контакта зубьев позволяет компенсировать отдельные виды технологических погрешностей.

Широкому внедрению зубчатых передач с подобной геометрией и технологией изготовления препятствует ограниченное распространение зубообрабатывающего оборудования с "жесткими" кинематическими цепями инструмент-заготовка, весьма ограниченная номенклатура зуборезных долбяков.

Цель статьи. В работе построена модель эксплуатационного зацепления винтовой зубчатой пары, совмещенная с процессами формообразования сопря-

женных поверхностей шестерни и колеса в станочных зацеплениях с инструментом реечного типа (при обобщенном параметрическом задании исходного контура). На базе полученной модели решена обратная задача теории зацеплений, произведена сравнительная оценка работоспособности передач с различной геометрией исходного контура, обоснована возможность применения приближенных передач, обеспечивающих ускоренную приработку.

Постановка задачи. Поставлены задачи моделирования и численного анализа эксплуатационных показателей работоспособности винтовых передач с цилиндрическими зубчатыми колесами с целью выбора оптимальной геометрии исходного контура.

Материалы исследований. Исходные контуры производящих реек для шестерни и колеса образуют жесткую неконгруэнтную пару (рисунок 1), в нормальном сечении реек $x_p O_p y_p$ исходные контуры шестерни и колеса описываются уравнениями [1]:

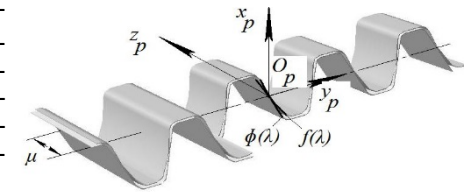
$$x_p = f_1(\lambda_1); y_p = f_2(\lambda_1) \quad \text{и} \quad x_p = \phi_1(\lambda_2); y_p = \phi_2(\lambda_2). \quad (1)$$

При исходном контуре, очерченном дугой окружности радиусом ρ , и равенстве $\lambda_1 = \lambda_2 = \alpha$ для профильных углов в полюсе O_p функции (1) имеют вид:

$$f_1 = \rho_1(\sin \lambda_1 - \sin \alpha); f_2 = \rho_1(\cos \lambda_1 - \cos \alpha); \phi_1 = \rho_2(\sin \lambda_2 - \sin \alpha); \phi_2 = \rho_2(\cos \lambda_2 - \cos \alpha),$$

причем $\rho_1 \geq \rho_2$ (при равенстве радиусов формируются сопряженные поверхности с постоянным передаточным числом, при $\rho \rightarrow \infty$ получим стандартный исходный контур и эвольвентные зубчатые колеса). При коэффициенте высоты головки зуба h^* центральные углы λ_i изменяются в

интервале с граничными значениями $\lambda_{i \max, i \min} = \arcsin(\sin \alpha \pm h^* \cdot m / \rho_i)$. Производящие поверхности получены перемещением нормального исходного контура вдоль оси $O_p z_p$, текущее положение контура характеризуется координатой μ .



При угле наклона зубьев β_1 (см. рисунок 2), поверхности зубьев шестерни описаны как огибающие косозубой производящей рейки. Уравнение производящей рейки описано в подвижной системе координат $x_{p1} y_{p1} z_{p1}$, ось $O_{p1} y_{p1}$ которой направлена перпендикулярно к оси мгновенного винтового движения винтовой передачи и проходит через полюс p эксплуатационного зацепления:

$$x_{p1} = f_1(\lambda_1); y_{p1} = f_2(\lambda_1) \cos \beta_1 + \mu_1 \sin \beta_1; z_{p1} = \mu_1 \cos \beta_1 - f_2(\lambda_1) \sin \beta_1.$$

Начальный цилиндр шестерни радиусом r_1 перекачивается без скольжения по начальной плоскости рейки, в подвижной системе координат $x_1 y_1 z_1$, уравнения поверхностей зубьев имеют вид:

$$x_1 = (f_1 - r_1) \cos \varphi_1 + \Omega_1 \cos \beta_1 \sin \varphi_1; \quad y_1 = (f_1 - r_1) \sin \varphi_1 + \Omega_1 \cos \beta_1 \cos \varphi_1; \\ z_1 = -f_2 \sin \beta_1 - (\Omega_1 + f_2) \operatorname{ctg} \beta_1 \cos \beta_1 - r_1 \varphi_1 \operatorname{ctg} \beta_1, \quad (2)$$

где $\Omega_1 = f_1 f_1' / f_2'$ – вспомогательная функция, а на параметры исходного контура и огибания налагается дополнительное уравнение связи $F(\varphi_1, \lambda_1, \mu_1) = 0$,

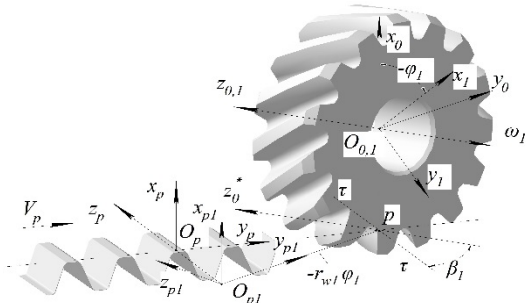


Рисунок 2 – Станочное зацепление шестерни

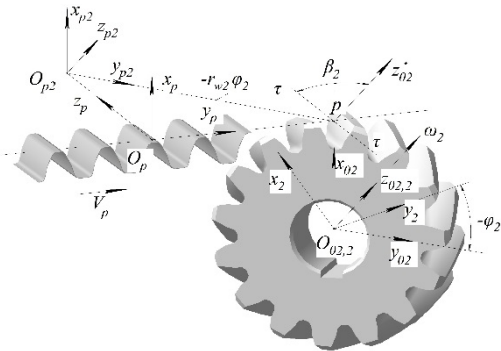


Рисунок 3 – Станочное зацепление колеса

полученное кинематическим методом теории зацеплений. Например, для среднего торцового сечения поверхностей (1) уравнение связи преобразуется к виду: $\varphi_1 = -(\Omega_1 + f_2) \cos \beta_1 / r_1$. Уравнение связи позволяет перейти от параметризации поверхностей зубьев рейки семействами координатных линий λ_1, μ_1 к линиями λ_1, φ_1 путем исключения μ_1 .

Взаимное положение нарезаемого колеса и производящей рейки 2, а также параметры процесса огибания представлены на рисунке 3. Поверхности зубьев колеса являются огибающими рейки; при начальном цилиндре r_2 в подвижной системе координат x_2, y_2, z_2 , жестко связанной с колесом, уравнения сопряженных поверхностей:

$$\begin{aligned} x_2 &= (\varphi_1 + r_2) \cos \varphi_2 + \Omega_2 \cos \beta_2 \sin \varphi_2; & y_2 &= (\varphi_1 + r_1) \sin \varphi_2 + \Omega_2 \cos \beta_2 \cos \varphi_2; \\ z_2 &= -\varphi_2 \sin \beta_2 - (\Omega_2 + \varphi_2) \operatorname{ctg} \beta_2 \cos \beta_2 + r_2 \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Путем векторно-матричных преобразований с использованием уравнения связи параметров получены уравнения ортов нормалей к поверхностям зубьев шестерни:

$$\begin{aligned} e_{1x1} &= (f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \cos \beta_1 \sin \varphi_1) \sin \varphi_1 / n_1; & e_{1y1} &= (f_2' \sin \varphi_1 - f_1' \cos \beta_1 \cos \varphi_1) / n_1; \\ e_{1z1} &= f_1' \sin \beta_1 / n_1. \end{aligned}$$

Здесь n_1 – нормирующий множитель, $n_1 = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}$. Аналогично, для поверхностей зубьев колеса в подвижной системе координат:

$$\begin{aligned} e_{2x2} &= (\varphi_2' \cos \varphi_2 + \varphi_1' \cos \beta_2 \sin \varphi_2) \sin \varphi_2 / n_2; & e_{2y2} &= (\varphi_2' \sin \varphi_2 - \varphi_1' \cos \beta_2 \cos \varphi_2) / n_2; \\ e_{2z2} &= \varphi_2' \sin \beta_2 / n_2. \end{aligned}$$

Для исследования эксплуатационного зацепления поверхностей зубьев шестерни и колеса винтовой пары достаточно совместить схемы станочных зацепле-

ний (после совмещения совпадают т. p на рисунках 2 и 3). Оси в передаче скрещиваются, межосевой угол $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$; в частном случае при $\beta_1 = -\beta_2$ модель позволяет исследовать цилиндрическую косозубую передачу. Оценка эксплуатационных свойств винтовой передачи выполняется в следующей последовательности:

1. Сопряженные винтовые передачи получают при использовании общей производящей поверхности, исходные контуры (1) совпадают. В парах рейка-шестерня и рейка-колесо контакт линейный, касание же зубьев шестерни и колеса происходит в точках пересечения соответствующих линий $\varphi_i = \text{const}$, причем $\varphi_1 = u \varphi_2$. Множество точек контакта в неподвижной системе координат x_{p0}, y_{p0}, z_{p0} образуют линию зацепления, а в системах x_{p1}, y_{p1}, z_{p1} и x_{p2}, y_{p2}, z_{p2} – активные действующие линии на сопряженных поверхностях.

2. При использовании пары неконгруэнтных реек винтовая передача переходит в разряд приближенных, заданное передаточное отношение выполняется только в полюсе. Угловое положение колеса характеризуется координатой $\varphi_2^* = \varphi_2 + \Delta \varphi_2$. В качестве начальных приближений для определения линии зацепления и активных действующих линий удобно воспользоваться значениями параметров λ_i, φ_i для сопряженных передач, которые уточняются в процессе решения обратной задачи.

3. В подвижной системе координат x_{p2}, y_{p2}, z_{p2} , жестко связанной с колесом, определяются уравнения идеальных поверхностей, огибающих поверхностей зубьев шестерни. Определение уравнений идеальных поверхностей зубьев цилиндрического колеса непосредственно в виде огибающих рейки для шестерни позволяет значительно упростить зависимости. При совпадении осей мгновенного относительного движения $\tau - \tau$ идеальные поверхности зубьев колеса, полученные огибанием рейки, полностью идентичны поверхностям, выполненным в виде огибающих шестерни. Задавая доворот на угол $\Delta \varphi_2$ для реальной поверхности определяют координаты точек на поверхностях, в которых обеспечиваются условия физического контакта реальной и идеальной поверхностей, а, тем самым, контакт шестерни и колеса.

4. Исследуется эксплуатационное зацепление шестерни и колеса. С этой целью получены уравнения для определения ряда геометрических и кинематических характеристик поверхностей в точках контакта.

Результаты исследований. Выполнено численное моделирование процессов станочного и эксплуатационного зацепления винтовых цилиндрических колес с различной геометрией исходного контура. Исследовано положение активных действующих линий (а.д.л.) на поверхностях зубьев, коэффициент перекрытия ϵ_γ сопряженных передач с различными параметрами (числа зубьев шестерни, передаточное отношение, углы наклона зубьев). Определены рациональные значения параметров исходных контуров шестерни и колеса, обеспечивающие высокую плавность и приемлемую степень локализации контакта. На рисунке 4 показан пример а.д.л. для передачи с параметрами: $z_1 = z_2 = 15$, $\beta_1 = \beta_2 = 45^\circ$, $\rho_1 = \rho_2 = 10m$; на вершинах зубьев показаны углы поворота колес, соответствующие моментам пересопряжения зубьев.

Следует отметить, что в приближенных передачах а.д.л. располагаются примерно в той же части поверхностей зубьев, но линии имеет меньшую протяженность и, что особенно важно, кромочный контакт зубьев отсутствует.

В.В. ВЛАХ, аспірант Української академії друкарства, Львів

МЕТОДОЛОГІЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ЕКСПОРТУ ДАНИХ, ВІЗУАЛІЗАЦІЇ ТА ФОРМУВАННЯ 3D-МОДЕЛІ МЕХАНІЗМУ У СПЕЦІАЛІЗОВАНІЙ РОЗРАХУНКОВІЙ СИСТЕМІ

В статті розглядаються методи, за допомогою яких утворюється візуалізація механізмів та виконується передача даних з спеціалізованого програмного забезпечення в середовище AutoCAD. Пропоноване програмне забезпечення створювалось в середовищі Embarcadero Rad Studio Delphi методами об'єктно-орієнтованого програмування. Це значної мірою дало змогу реалізувати експорт кінематичної схеми механізму та сформувати код програми мовою AutoLISP, яка описує тривимірну модель.

Ключові слова: Delphi, об'єктно-орієнтоване програмування, AutoLISP, AutoCAD, 3D-модель.

Вступ. Просторові важільні механізми є важливою складовою сучасної техніки і виробничих технологій. Такі механізми застосовуються майже в усіх машинах. Конструювання таких технічних об'єктів здійснюється сьогодні з використанням САПР. Будь-який конструктор, що створює виріб з рухомими ланками, завжди хоче побачити, як він буде працювати, ще до його виготовлення. Йому важливо відстежити траєкторії руху точок, перевірити, чи не стикаються окремі частини механізму між собою чи з оточуючими елементами.

Актуальність задачі. Моделювання динамічних характеристик механізмів і виконавчих пристроїв машин різного призначення на стадії їх проектування є досить актуальним завданням для проектувальників. Можна стверджувати, що сьогодні існує багато видів САПР, які дозволяють проводити кінематичний та динамічний аналіз механізмів. Це переважно великі потужні системи, які дорого коштують, складні в користуванні, потребують додаткових знань та великих апаратних ресурсів робочого комп'ютера. Тому вважається, що створення простої в користуванні, багатофункціональної САПР, з високими можливостями візуалізації для кінематичного, кінетостатичного аналізу та динамічного синтезу механізмів, яка не потребувала би великих апаратних ресурсів робочого комп'ютера є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Автором статті був проведений аналіз матеріалів, які розміщені в мережі Internet. Лідер розробки таких систем Autodesk розробив безкоштовний мобільний додаток Force Effect Motion, який може бути корисним для студентів машинобудівних спеціальностей. В країнах СНД над вирішенням проблеми автоматизації розрахунку механізмів займалися в 2000-х роках, але великих результатів досягнуто не було. Тому через малу платоспроможність більшість вітчизняних вчених та інженерів використовують для розрахунків універсальні програми, такі як Excel. У Європі та США також займалися над вирішенням даного питання. Створити програмний інструмент вузької спеціалізації не вдалося, але було розроблено багато рішень, які можна інтегрувати в потужні системи для удосконалення проектування.

Ціль статті. Мета статті – показати методи за допомогою яких реалізовано побудову кінематичної схеми механізму, експорт даних та формування 3D-моделі механізму в створеній автором САПР для розрахунку механізмів.

© В.В. Влах, 2015

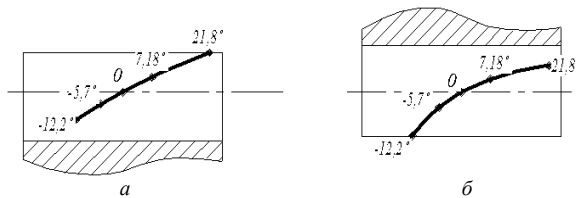


Рисунок 4 – Активные действующие линии на поверхностях зубьев сопряженных передач с круговым исходным контуром:
а – колеса; б – шестерни

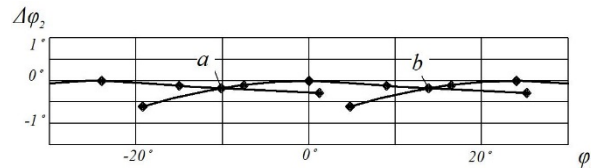


Рисунок 5 – Погрешность углового положения колеса

Для рассмотренной ранее передачи (при $\rho_2 < \rho_1$) на рисунке 5 представлено семейство кривых $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, повторяющихся с угловым шагом $\tau=24^\circ$. Погрешность углового положения $\Delta\varphi_2$ достигает максимальных значений в точках геометрического пересопрыжения *a* и *б*. Без учета упругих деформаций коэффициент перекрытия передачи ε_γ равен единице, угловые положения шестерни в точках пересопрыжения: $\varphi_{1a}=-10,18^\circ$, $\varphi_{1b}=13,82^\circ$.

Степень локализации контакта в приближенной передаче характеризуется коэффициентом $k_p = \rho_2 / \rho_1 = 0,9$.

Сравнительная оценка нагрузочной способности передач производилась при единичной угловой скорости шестерни по безразмерному коэффициенту [2]:

$$K_T = n_a^3 n_b^3 / [(\Sigma k)^2 V_s^{0,75}],$$

позволяющему оценить влияние геометрии и масштабных факторов на противозадирную стойкость. Здесь V_s – скорость скольжения зубьев, n_a, n_b – табличные значения коэффициентов для оценки эллиптичности контакта, Σk – сумма главных кривизн соприкасающихся поверхностей. Геометрические факторы позволяют прогнозировать повышение нагрузочной способности на 40...50%.

Выводы. Построена обобщенная модель станочного и эксплуатационного зацепления передач, составленных из цилиндрических зубчатых колес. Выполненный численный анализ винтовых передач позволил оценить влияние формы исходного контура на геометро-кинематические показатели работоспособности и нагрузочную способность зацепления. Результаты исследований подтвердили преимущества кругового исходного контура, оптимальными (с позиций плавности и нагрузочной способности) являются $\rho_1 = (8...10)m$, степень локализации контакта $k_p = 0,8...0,9$.

Список литературы: 1. Либуркин Л.Я., Трубняков В.А. Увеличение долговечности винтовой зубчатой передачи // Тр. Ленинградского инж.-строит. ин-та. – 1977. – Вып.1(127). – С.120-126. 2. Шихов В.П., Носко П.Л., Величко Н.И., Карпов А.П. Высоконагруженные винтовые зубчатые передачи. – Луганск: изд-во ВНУ им. В.Даля, 2009. – 240с.

Bibliography (transliterated): 1. Liburkin L.Ja., Trubnjakov V.A. Uvelichenie dolgovechnosti vintovoj zubchatoj peredachi // Tr. Leningradskogo inzh.-stroit. in-ta. – 1977. – No1(127). – P.120-126. 2. Shishov V.P., Nosko P.L., Velichko N.I., Karpov A.P. Vysokonagruzhennye vintovye zubchatye peredachi. – Lugansk: izd-vo VNU im. V.Dalja, 2009. – 240p.

Поступила (received) 18.05.2015

Постановка задачі. Пропоноване програмне забезпечення створене в середовищі Embarcadero Rad Studio Delphi [1], методами об'єктно-орієнтованого програмування та Model View Controller (MVC). Embarcadero Delphi, раніше Borland Delphi та CodeGear Delphi – це інтегроване середовище швидкої розробки програмного забезпечення.

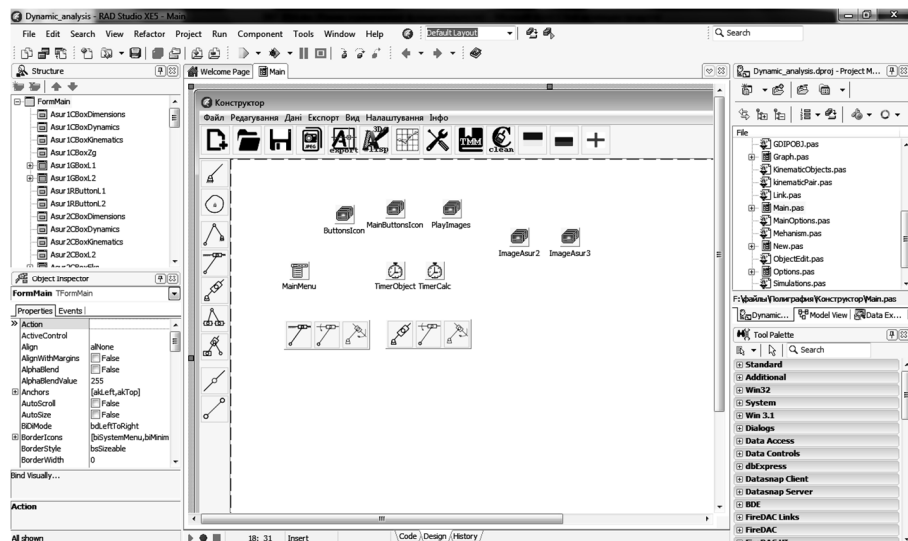


Рисунок 1 – Середовище програмування Delphi XE

Програма основана на створенні об'єктів [2], виконанні ними певних процедур та функцій, зміні своїх властивостей і обміном даних між собою. В даній роботі за основу взято класифікацію механізмів за Ассуром [3, 4]. Тобто, досліджуваний механізм завжди складається з ведучої ланки (кривошипа) і приєднаних до неї груп Ассура II класу. Кожна група Ассура, кінематична пара, ланка – це об'єкти, які зберігають в собі величини кінематичних та геометричних характеристик для подальшого розрахунку механізму. За допомогою такого методу реалізується обмін параметрами між групами Ассура та ведучою ланкою.

До складу об'єкту входить набір підпрограм, які виконуються при потребі. Такими підпрограмами є *EnterParams* (введення параметрів), *ShowParams* (показати параметри), *Calculate* (розрахнок), *KinematicScheme* (побудова кінематичної схеми), *AddPoint* (додати точку), *AddLink* (додати ланку), *SearchLink* (знайти ланку), *Searchpoint* (знайти точку), *Delete* (видалити себе зі списку об'єктів), *constructor Create* (створити себе) та інші.

Структура програми створена так, що кожен окремий об'єкт описаний в окремому модулі. Всі модулі з описами об'єктів підключаються до головного модуля програми (модуль який описує робоче середовище) і там вони вже взаємодіють між собою.

Представлена ієрархія об'єктів, структура самих об'єктів, методи їх взаємодії між собою – це все являє собою ядро програми, яке дало поштовх для реалізації багатьох нових рішень. Особливістю програми є те, що всі об'єкти, з яких формується механізм, зберігаються в дереві побудови. Це дозволяє з ле-

гкiстю добратися до потрібного об'єкту і змінювати (при потребі) його структуру, записати, чи зчитати необхідні дані.

Візуалізація механізму. Побудова кінематичної схеми досліджуваного механізму відбувається методом послідовного виконання процедури *KinematicScheme*, яка є описана в кожному об'єкті. Тобто, якщо механізм складається з кривошипу і групи Ассура I виду, то спочатку виконується процедура побудови кінематичної схеми кривошипу, а потім групи Ассура. Дані геометричних параметрів беруться на основі розрахунків (процедура *Calculate*).

Відображення схеми на екран відбувається в кілька кроків:

- очищення віртуального растрового зображення, що створюється при запуску програми;
 - розрахунок механізму;
 - викреслювання схеми механізму в заданому положенні у вигляді бітової карти;
 - вставка отриманого растрового зображення в робочу область головного вікна.
- Анімація руху механізму відбувається за таким самим принципом, тільки за кожен наступний такт схема викреслюється в наступному положенні.

Довжини ланок механізму викреслюються в міліметрах. Для побудови схеми в віртуальній бітій карті потрібно здійснити перехід з міліметрів в пікселі певного екрану. Для того, щоб програмно визначити роздільну здатність монітора користувача, треба розрахувати, скільки розміщено пікселів в одному міліметрі на моніторі користувача. Спочатку потрібно дізнатись, скільки пікселів розміщено в одному дюймі. Для цього в програмному кодi застосовано формулу:

$$pixels = \frac{mm * PPI}{25,4}$$

де PPI (англ. pixels per inch) – кількість пікселів на дюйм. Застосовується для вказівки роздільної здатності при введенні або виведенні графіки. Вимірюється числом пікселів, що припадають на дюйм поверхні.

Реалізація побудови схеми відбувається за допомогою графічного модуля GDI+ (Graphics Device Interface, Graphical Device Interface). GDI+ – це набір програмних засобів, які використовуються в Microsoft .NET. GDI+ дозволяє програмістам виводити дані на екран або на принтер без необхідності забезпечувати роботу з певними типами пристроїв відображення.

Під час виконання даної роботи було проаналізовано можливості стандартного графічного модуля GDI та GDI+. Виявилось, що реалізація методів стандартного графічного модуля Delphi не підходить для створення пропонованого програмного забезпечення. Основною причиною такого висновку стало те, що в GDI величини геометричних характеристик, на основі яких відбувається побудова кінематичної схеми, потрібно задавати цілим числом (рисунок 2). На відміну від стандартної графічної бібліотеки Delphi, GDI+ дає можливість задавати величини параметрів незалежно від типу змінної (рисунок 3).

```
FormWork.FrameDraw1.PaintBox1.Canvas.H;
end;
end;
procedure TFormWork.N10Click(Sender: TObject)
begin
if s.step > 0 then

```

```
procedure LineTo(X: Integer; Y: Integer);
procedure Lock;
property LockCount: Integer;
```

Рисунок 2 – Реалізація побудови лінії в Delphi XE і типи змінних

```

DB->Image = B;
G->DrawLine(
DB->Refresh(
1 из 4 void DrawLine(System::Drawing::Pen *pen, float x1, float y1, float x2, float y2)
};
Mehanizm::povzun(Pe
Проводит линию, соединяющую две точки, задаваемые парами координат.
pen: Структура System.Drawing.Pen, определяющая цвет, ширину и стиль линии.
: X_1, Y_1, X_2, Y_2, X_3, Y_3, X_4, Y_4, X_5, Y_5, X_6, Y_6, X_7, Y_7;
{ _1 = X -25*cos(fi);
}

```

Рисунок 3 – Реалізація побудови лінії в Visual Studio і типи змінних

В результаті аналізу та порівняння було обрано методику побудови графіки на основі методів GDI+, що дозволило уникнути втрати даних при побудові кінематичної схеми. Оскільки GDI+ входить в комплект середовища програмування Visual Studio, довелося власними зусиллями знайти та підключити дану бібліотеку до системи Delphi.

Формування 3D-моделі. Щоб не підвищувати системні вимоги програми – тривимірна модель досліджуваного механізму будується не безпосередньо в програмі. Пропонована система автоматично формує код, який описує об'ємну модель досліджуваного механізму мовою AutoLISP для середовища AutoCAD. Код програми відображається в окремому вікні, його можна відредагувати та зберегти в форматі *.lsp. З цього самого вікна можна відкрити AutoCAD (якщо є встановлений), який автоматично без втручання користувача побудує 3D-модель механізму. LISP-код формується за таким самим принципом як викреслювання кінематичної схеми – послідовним виконанням процедури, що відповідає за формування коду.

Реалізація експорту даних. В даній роботі реалізовано безпосередній експорт даних в декілька систем: Word, Excel [5] і AutoCAD [6]. Таку можливість вдалося втілити в реальність за допомогою методів Microsoft OLE Automation та COM.

OLE (англ. Object Linking and Embedding) – технологія зв'язування та впровадження об'єктів в інші документи та об'єкти, розроблена корпорацією Майкрософт. OLE дозволяє передавати частину роботи від однієї програми до іншої і повертати результати назад.

Експорт кінематичної схеми або 3D-моделі в AutoCAD здійснюється з використанням об'єктної моделі AutoCAD. Це структура об'єктів: додатки AutoCAD, його документів (відкритих креслень), об'єктів креслення (точки, лінії тощо), словників, їх властивостей і методів. Усі ці об'єкти описані в системі COM та представлені для будь-яких мов програмування. Опис об'єктної моделі здійснено у файлах з розширенням tlb (type library – бібліотека типів), а доступ до об'єктів і їх властивостями описано в реєстрі.

На рисунку 4 зображено код процедури, який виконує підключення до серверу AutoCAD а також зображено модулі, які необхідні для реалізації виконання даної процедури. Для експортування даних в Microsoft Word та Excel використовується аналогічна методика.

Висновки. Пропонована програма дає можливість сформувати механізм II класу довільної структури та переглянути анімацію руху досліджуваного механізму. Дерево побудови дозволяє змінювати геометричні параметри механізму, що дає змогу користувачу отримати максимально точні дані кінематичних характеристик.

Функції програми передбачають можливість дослідження спроектованого механізму в інших системах. Для цього передбачено експорт даних в офісні програми Word та Excel та систему автоматичного проектування AutoCAD.

```

unit Acad;
interface
uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, StdCtrls, Buttons, Data, Math,
  9   AutoCAD_TLB, OleServer, ExtCtrls, ComObj, ComCtrls, OleCtrls;
10
procedure TFormAcad.Connect;
var
  v : OleVariant;
begin
  try
170 // спроба приєднатись до вже запущеної копії AutoCAD
    v := GetActiveOleObject('AutoCAD.Application');
    AcadDocument1.ConnectTo((IDispatch(v) as IAcadApplication).ActiveDocument);
  except
    // якщо не вийшло приєднатись, то запускаємо нову копію AutoCAD
    AcadDocument1.Connect
  end;
  // сразу заполняем дополнительную переменную для следующей проверки
  LastDoc:= AcadDocument1.Path+'\'+AcadDocument1.Name;
end;

```

Рисунок 4 – Код програми приєднання до серверу AutoCAD.

Експорт даних у Word та Excel дає змогу отримати стандартні документи та табличні дані для детального аналізу механізму. А експорт у середовище AutoCAD дозволяє отримати векторне зображення кінематичної схеми механізму. Однією з найбільших переваг пропонованої програми є автоматичне формування коду програми AutoLISP для побудови тривимірної моделі механізму. Отриманий код програми можна відредагувати та зберегти у файл з розширенням *.lsp. В результаті роботи з програмою користувач отримує дані у файлах з розширеннями: *.jpeg, *.dwg, *.dxf, *.lsp, *.xlsx, *.docx та файл самої програми *.kam.

Результати роботи програми можуть бути використані для подальшого кінетостатичного чи динамічного аналізів.

Список літератури: 1. *Архангельский А.Я.* Программирование в Delphi для Windows / А.Я. Архангельский // Верс. 2006, 2007, Turbo Delphi – СПб.: Бинном-Пресс, 2007. – 1248с. 2. *Влах В.В.* Комп'ютерний кінематичний аналіз механізмів II класу довільної структури / В.В. Влах, В.Р. Пасіка, С.М. Комаров. – Комп'ютерно-інтегровані технології: освіта, наука, виробництво, №6. – Луцьк: В-во ЛуНТУ, 2011. – С.55-58. 3. *Кіницький Я.Т.* Теорія механізмів і машин: Підручник / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 660с. 4. *Пасіка В.Р.* Кінематичний аналіз циклових важільних механізмів II класу аналітичним методом проектування планів: Навч.-метод. посіб. / В.Р. Пасіка. – Львів: УАД, 2009. – 68с. 5. *Чиртик А.А.* Программирование в Delphi. Трикути і ефекти / А.А. Чиртик. – СПб.: Питер, 2010. – 400с. 6. *Зуев С., Полешичук Н.* САПР на базе AutoCAD – как это делается. – БХВ-Петербург, 2004. – 1168с.

Bibliography (transliterated): 1. *Arkhanhel's'kiy A.Y.* Prohramyrovanye v Delphi dlya Windows / A.Ya. Arkhanhel's'kiy // Vers. 2006, 2007, Turbo Delphi – Sankt-Pererburh: Bynom-Press, 2007. – 1248p. 2. *Vlakh V.V.* Komp'yuternyy kinematichnyy analiz mekhanizmv II klasu dov'lnoyi struktury / V.V. Vlahk, V.R. Pasika, S.M. Komarov. – Komp'yuterno-intehrovani tekhnolohiyi: osvita, nauka, vyrobnytstvo, No6. – Luts'k: V-vo LuNTU, 2011. – P.55-58. 3. *Kinyts'kiy Y.T.* Teoriya mekhanizmv i mashyn: Pidruchnyk / Ya.T. Kinyts'kiy. – Kiev: Naukova dumka, 2002. – 660p. 4. *Pasika V.R.* Kinematychnyy analiz tsyklovykh vazhil'nykh mekhanizmv II klasu analitychnym metodom proektuvannya planiv: navch.-metod. posib / V.R. Pasika. – L'viv: UAD, 2009. – 68p. 5. *Chyrtik A.A.* Prohramyrovanye v Delphi. Tryuky y efekty / A.A. Chyrtik. – Sankt-Pererburh: Pyter, 2010. – 400p. 6. *Zuev S, Poleshchuk N.* SAPR na baze AutoCAD – kak eto delaetsya. – BKHV-Peterburh, 2004. – 1168p.

Надійшла (received) 15.05.2015

С.А. ГАВРИЛОВ, к.т.н., директор ПСП "Полтава-Автокомплект", Комсомольск;
Н.Н. ИШИН, к.т.н., доц., зам. директора НТЦ "Карьерная техника" Объединённого института машиностроения НАН Беларуси, Минск;
А.М. ГОМАН, к.т.н., доц., начальник отдела Объединённого института машиностроения НАН Беларуси;
А.С. СКОРОХОДОВ, к.т.н., вед. научный сотрудник Объединённого института машиностроения НАН Беларуси

ВИБРОМОНИТОРИНГ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС РЕДУКТОРОВ В ПРОЦЕССЕ ПРИРАБОТКИ

Изложены принципы и особенности вибродиагностики редукторов мотор-колес самосвалов БЕЛАЗ на стадии обкатки. Разработаны основные положения методики оценки качества изготовления и вибромониторинга редукторов. Приведены результаты отработки методики разбраковки в условиях их цеховой обкатки и рекомендации по оценке качества изготовления. В качестве интегрального критерия оценки сборки редукторов мотор-колес могут служить величина среднеквадратичных значений виброускорений в частотном диапазоне 3-100Гц и амплитуда вибраций на оборотной частоте торсионного вала.

Ключевые слова: зубчатая передача, приработка, вибромониторинг, контроль качества.

Введение. Актуальность задачи. В настоящее время одной из наиболее актуальных задач на производстве ОАО "БЕЛАЗ" является задача комплексного контроля качества изготовления, сборки и работоспособности наиболее ответственных приводных механизмов карьерных самосвалов и, прежде всего, лимитирующих их надежность и ресурс долговечности редукторов мотор-колес (РМК). В данной работе предложено оценивать качество изготовления и сборки РМК по данным анализа вибрационных характеристик при их обкатке в цеховых условиях. Предложенная методика также может быть использована в хозяйствах, эксплуатирующих самосвалы, при проведении ремонта.

Анализ проблемы. Основной целью вибродиагностики при производстве зубчатых приводных механизмов является контроль качества изготовления выпускаемой продукции. При этом может проводиться: разбраковка и ранжирование качества изделий; оценка стабильности технологического процесса их изготовления и сборки; выявление причин отказов и несоответствия служебных характеристик техническим требованиям и стандартам; оценка влияния на нормативно-технические характеристики вносимых конкретных изменений в конструкцию исследуемого объекта или технологический процесс изготовления его деталей и их сборки и др.

В качестве примера приведем результаты вибромониторинга процесса приработки зубчатой пары $z_1=z_2=40$, $m=3$, изготовленная по типовому технологическому процессу Минского завода автоматических линий [1]. Испытания образцов выбранных колес проводилась в испытательных коробках на стенде СИ-2 с замкнутым силовым контуром. Пьезоэлектрический датчик при измерениях устанавливается на подшипниковой опоре полукорпуса испытательной коробки.

Анализ спектров виброускорений показал, что происходит заметное перераспределение энергии между первыми кратными зубцовой частоте составляющими спектра в течение 45 часов от начала испытаний. Далее наблюдается ста-

билизация спектра и преобладающей становится одна из составляющих (в зависимости от режима работы). При работе стенда с частотой вращения вала двигателя $n=1000$ мин⁻¹ (зубцовые частоты $f_{z1}=1000 \times 40/60=666,66$ Гц, $f_{z2}=1333,33$ Гц, $f_{z3}=2000$ Гц, $f_{z4}=2666,66$ Гц) для нагрузки $T=20$ Н·м это третья кратная зубцовой частота, для 80 Н·м и 160 Н·м – вторая зубцовая (рисунок 1). Наблюдается также снижение общего уровня виброускорений (L_{lin}) после первых 18 часов работы при нагрузке 20Н·м (рисунок 2). Величины спектральных составляющих на зубцовых частотах и общие уровни виброускорений приведены также в таблице 1.

Таблица 1 – Уровни виброускорений g при $n=1000$ мин⁻¹

Время наработ ки, час	T=20Нм				Время наработ ки, час	T=80Нм				Время наработ ки, час	T=160Нм			
	Зубцовые частоты			L_{lin}		Зубцовые частоты			L_{lin}		Зубцовые частоты			L_{lin}
	1	2	3			1	2	3			1	2	3	
0	0,142	0,104	0,103	0,7074	0	0,400	0,217	0,269	1,058	0	1,108	0,708	0,277	2,089
4			0,101	0,3694	4		0,410		1,012	4		0,971		1,925
18			0,080	0,3434	18		0,377		0,8477	18		0,910		1,899
28			0,115	0,3644	28		0,333		0,9601	28		0,814		2,001
45	0,050	0,055	0,128	0,3615	45	0,161	0,314	0,238	0,8723	45	0,660	0,982	0,338	1,852
55			0,110	0,3693	55		0,384		0,8355	55		0,869		1,820
75			0,135	0,2717	75		0,412		0,6541	75		0,856		1,670
95	0,023	0,052	0,097	0,3068	95	0,038	0,412	0,220	0,6854	95	0,159	1,041	0,357	1,518
115	0,037	0,051	0,117	0,2931	115	0,225	0,362	0,211	0,7306	115	0,699	0,881	0,150	1,682
135	0,020	0,036	0,205	0,3551	135	0,090	0,342	0,213	0,6645	135	0,260	0,860	0,296	1,456
155	0,015	0,055	0,128	0,3455	155	0,058	0,320	0,180	0,6526	155	0,148	1,025	0,444	1,433

Постановка задачи. Проводимая в качестве технологической операции обкатка ответственных приводных механизмов производства БЕЛАЗ даже по действующим относительно упрощенным методикам представляет большие возможности для ранжирования качества их изготовления и сборки и получения первичной информации при организации в перспективе мониторинга расходования ресурсов работоспособности лимитирующих технических систем, особенно РМК. Эффективность этих операций будет существенно выше, если их дополнить в течение всего периода обкатки периодическим контролем вибрационных спектров, регистрируемых с помощью специализированных диагностических комплексов.

Практически все регистрируемые на корпусных деталях механизмов составляющие вибрационных спектров генерируются динамическими возмущениями при сопряжениях деталей и их элементов и несут информацию о погрешностях их изготовления, а также свойствах и параметрах образуемых ими динамических систем. Большая часть частот анализируемых вибрационных спектров, имеющих повышенные амплитуды, являются вынужденными либо возбужденными ими собственными. Абсолютные значения вынужденных частот в различных соотношениях и пропорциях кратны главной оборотной частоте приводного двигателя, частотам пересопряжений зубьев сопрягаемых зубчатых колес, сопряжений элементов подшипников, шлицевых соединений, дисбалансов вращающихся масс и частотам других источников динамических возмущений [2].

Вместе с тем, необходимо отметить высокую сложность диагностирования РМК вибрационными методами. Вследствие конструктивных особенностей РМК пьезоэлектрические датчики приходится размещать на неподвижном корпусе редуктора, отстоящем на относительно большом расстоянии от диагностируемых элементов РМК, что, естественно, ослабляет и искажает вибрационные сигналы, генерируемые этими элементами.

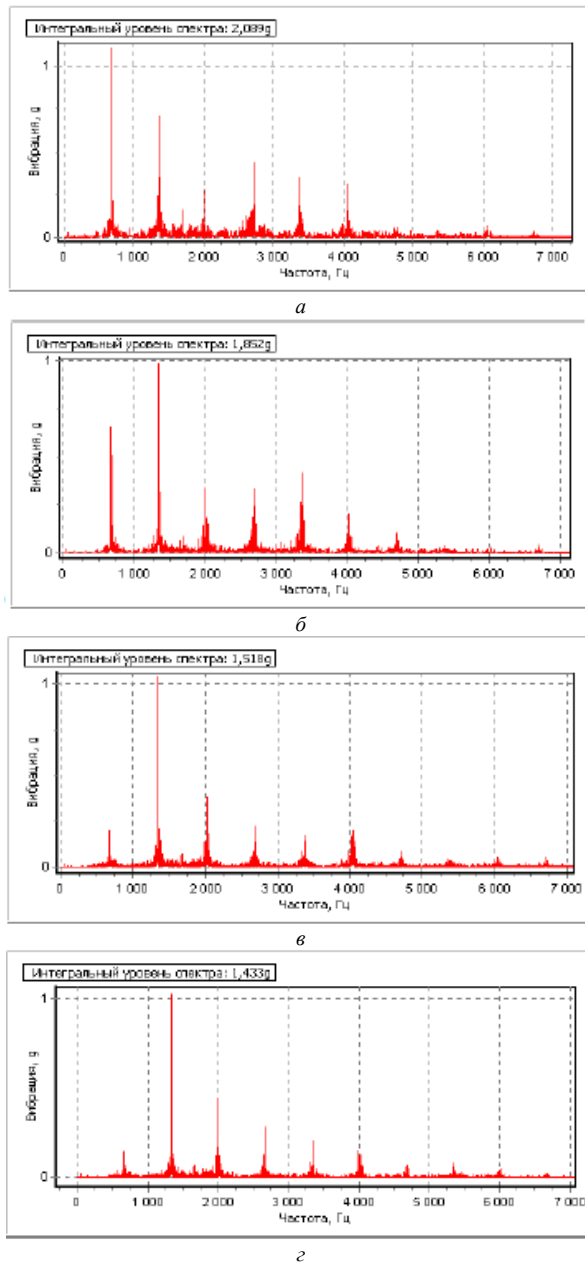


Рисунок 1 – Спектры виброускорений зубчатой пары в зависимости от времени наработки ($n=1000\text{мин}^{-1}$, $T=160\text{Н}\cdot\text{м}$):
 а – 0 час; б – 45 час; в – 95 час; г – 155 час

Решение названных задач требует разработки специальных методик и технологий распознавания и, при возможности, устранения причин повышенной виброакустической активности, которые следует рассматривать как составную часть технологического процесса производства ответственных механизмов.

Основные положения методик вибродиагностики, как правило, включают в себя следующие этапы:

- расчет основных частот вынужденных колебаний, характерных для конструкций механизмов;
- замер общего уровня и периодическая запись спектров вибраций;
- идентификация характерных частотных составляющих спектра с элементами конструкции;
- создание обобщенного амплитудно-частотного спектра для каждой контрольной точки;
- задание предельно допустимых значений параметров вибраций для идентифицированной характерной составляющей спектра и группы случайных составляющих в выбранной полосе частот для каждой точки измерения;
- ранжирование качества изготовления приводных механизмов, проводимое при их обкатке путем контроля общего

уровня вибраций и амплитудных спектров в контрольных точках и сравнения амплитуд их составляющих с предельно допустимыми, в том числе по критерию "годен – не годен";

- в случае выбраковки изделия производится дополнительный анализ его амплитудно-частотного спектра, идентифицируются и при возможности устраняются дефекты изделия, обусловившие зарегистрированные превышения контролируемых параметров спектра.

Материалы исследований. Было предложено технологическую операцию обкатки планетарных редукторов мотор-колес 130-тонного самосвала БЕЛАЗ, после их сборки (рисунок 3,б), дополнить контролем вибрационных характеристик. Кинематическая схема самосвала БЕЛАЗ приведена на рисунке 3,а.

Вибрации, генерируемые РМК при его обкатке на испытательном стенде, имеют сложный состав, частично отражающий поведение отдельных узлов и элементов при воздействии динамических нагрузок, возникающих в обычных условиях эксплуатации. Очевидно, что для рассматриваемой выборки механизмов, работающих в одинаковых условиях и с одинаковыми нагрузками, характеристики возмущающих воздействий и параметры ослабления сигналов должны быть близкими по величинам. Поэтому на основании сравнительного анализа вибраций обкатываемых редукторов можно получить объективные оценки состояния элементов РМК. Более того, поскольку механические элементы, имеющие дефекты, вызывают специфические изменения в частотном спектре, можно путем спектрального анализа вибрационного сигнала обнаружить те или иные конкретные дефекты.

Следует отметить, что детали и элементы редуктора мотор-колеса самосвала БЕЛАЗ имеют относительно невысокие частоты вращения рабочего и промежуточных валов.

При работе планетарных передач первого и второго ряда, из-за наличия погрешностей изготовления и сборки зубчатых колес, а так же механических дефектов на обоймах подшипников и дефектов на самих телах качения, возникают специфические вибрационные процессы. Причиной возникновения колебаний

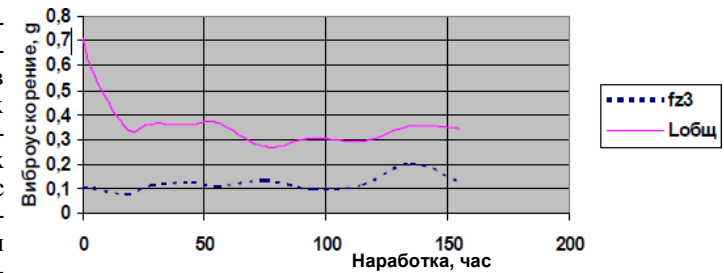


Рисунок 2 – Зависимость уровней виброускорений зубчатой пары от времени наработки при $n=1000\text{мин}^{-1}$ и $T=20\text{Н}\cdot\text{м}$

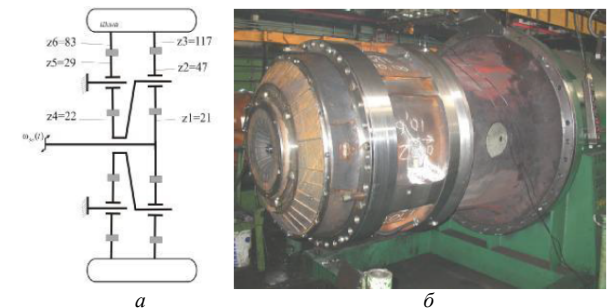


Рисунок 3 – Редуктор мотор-колеса карьерного самосвала БЕЛАЗ:

а – кинематическая схема; б – обкатка РМК на испытательном стенде

является ударное (импульсное) возбуждение. Время действия возбуждающего усилия очень мало и составляет чаще всего доли или единицы миллисекунд. Поскольку возбуждающее усилие носит кратковременный характер, то спектр частот возникающих свободных колебаний довольно широк: нижняя граница регистрируемых частот может быть ограничена, согласно расчету вынужденных частот элементов РМК, значением в 1 герц; верхняя граница регистрируемых сигналов должна быть не менее 2 килогерц.

Вторым диагностическим параметром вибраций, вызываемых дефектами, является частота повторения ударов от дефектов вращающихся элементов РМК. Наличие стационарного дефекта предполагает следование ударов через повторяющиеся промежутки времени. Длительность этих интервалов времени зависит от соотношения геометрических параметров зубчатых колес и элементов подшипников качения. Для достоверного диагностирования любого стационарного дефекта необходимо подряд зарегистрировать несколько импульсов одной природы, не менее 2-3. Это предполагает проведение непрерывной регистрации вибросигналов в течение достаточно длительного времени, за которое, теоретически, дефект должен несколько раз проявить себя. За это время контролируемый вал должен совершить несколько оборотов. Для диагностики тихоходных подшипников это требование очень жестко формулирует некоторые необходимые параметры приборов регистрации вибрации. Для подшипников с высокой частотой вращения эта проблема не стоит, т. к. при частоте вращения 50 герц (3000 оборотов в минуту) регистрация процессов в течение 10 оборотов занимает 0,2 секунды. При частоте же вращения вала в 1 герц (60 оборотов в минуту) это время составит уже 10 секунд.

При отработке методики разбраковки РМК в условиях их стендовой обкатки использовался анализатор спектра "Кварц", в значительной степени удовлетворяющий названным выше требованиям.

Результаты исследований. Обкатка редуктора мотор-колеса проводится на обкатном стенде (рисунок 4) на следующих режимах (здесь n – число оборотов вала двигателя):

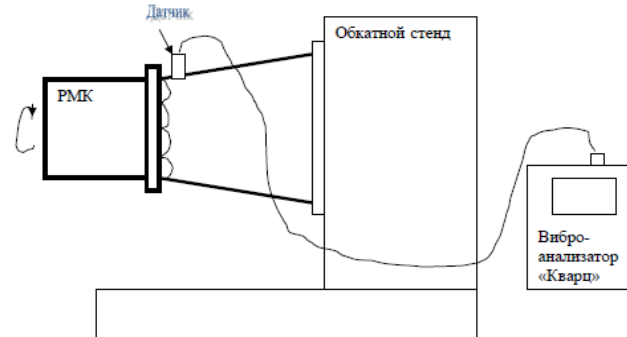


Рисунок 4 – Схема контроля вибраций при обкатке РМК на стенде

1. $n=800\text{мин}^{-1}$; продолжительность 20 минут;
2. $n=1500\text{мин}^{-1}$; продолжительность 25 минут.

Запись вибраций при обкатке РМК производится при установке пьезоэлектрического датчика на корпус редуктора. В ходе проведения

предварительных работ были записаны вибрации на четырех РМК (№291, №292, №297 и №336). Фиксирование измерительной информации велось периодически (через 4-5 мин) на протяжении всего времени обкатки (45-50 мин) [3].

Необходимо отметить высокую идентичность спектров, полученных при обкатке РМК, т.е. для каждого редуктора на режимах обкатки спектры практически

повторяются, что говорит о высокой стабильности возникающих при работе РМК колебательных процессов. Эта стабильность подтверждает возможность создания нужной производству методики оценки технического состояния РМК. Из приложенных к спектрам таблиц, отражающих изменения в течение периода обкатки регистрируемых среднеквадратичных значений (СКЗ) виброускорений, виброскорости, виброперемещений, можно отметить логически вполне объяснимое некоторое их снижение вследствие приработки сопрягаемых поверхностей.

Анализ полученных при обкатке РМК спектров показывает, что качество обкатки и срок объективно рациональной ее длительности можно определить по установлению устойчивой в течение обкатки (1/2–2/3 часа на 2-х режимах) тенденции к минимальному снижению СКЗ (на 5-10%) по крайней мере одной из групп регистрируемых параметров: виброускорений, виброскорости или виброперемещений, а также приемлемости или обнаруживаемости (на слух) различий уровней создаваемых шумов. При выполнении этого условия, которое было выдержано при обкатке обоих редукторов (№291 и №292), качество редуктора может быть признано удовлетворительным и длительность обкатки достаточной.

Качество изготовления и сборки редуктора можно признать также приемлемым или допустимым, если для достижения выявления тенденции снижения СКЗ параметров вибрационных спектров окажется достаточным простое увеличения длительности обкатки еще на 30-40 минут, т.е. введения индивидуальной длительности и проведения дополнительных записей и анализа вибрационных спектров и шумовых характеристик. Индивидуальное увеличение длительности обкатки экономически также целесообразно, т.к. это позволит в ряде случаев отказаться от значительно более трудоемкой переборки редукторов.

Качественное несоответствие перечисленным критериям и после проведения индивидуальной для конкретного редуктора длительности обкатки проверяется дополнительным анализом регистрируемых вибрационных спектров на характерных частотах, прежде всего зубцовых и кратных им. В ходе выполнения настоящей работы такой случай имел место при обкатке редуктора РМК № 297. При обкатке названного редуктора он был забракован контролером первично по шумовым характеристикам в зоне первой планетарной ступени на слух. Одновременно нами были выявлены в зарегистрированных вибрационных спектрах значительные превышения (до полутора раз) СКЗ виброускорений и виброскорости. Редуктор был подвергнут переборке.

Поскольку измерения с помощью низкочастотного датчика велись только на РМК №297 и №336 сравнение и анализ записанных вибрационных спектров проводилось для этих редукторов.

Общий уровень вибраций при обкатке на 800мин^{-1} в низкочастотном спектре РМК №336 (таблица 3) составил

Таблица 2 – Параметры вибраций РМК №297

$n, \text{мин}^{-1}$	№замера	1	2	3	4	5
800	Время замера	15.17	15.21	15.28	15.31	15.37
	СКЗ виброускорений, м/с^2	1,636	1,510	1,636	1,815	1,681
	СКЗ виброскорости, мм/с	0,527	0,566	0,717	0,683	0,673
	СКЗ виброперемещений, $\mu\text{м}$	8,290	7,026	10,921	7,716	9,008
1500	Время замера	15.40	15.43	15.49	15.51	15.54
	СКЗ виброускорений, м/с^2	3,574	3,899	3,750	3,487	3,667
	СКЗ виброскорости, мм/с	1,105	1,203	1,229	1,208	1,274
	СКЗ виброперемещений, $\mu\text{м}$	13,104	16,165	13,092	14,261	11,902

по результатам 3-х замеров в среднем $0,99\text{м/с}^2$, в редукторе №297 (аттестованном как "неудовлетворительный") общий уровень составил $2,1\text{м/с}^2$;

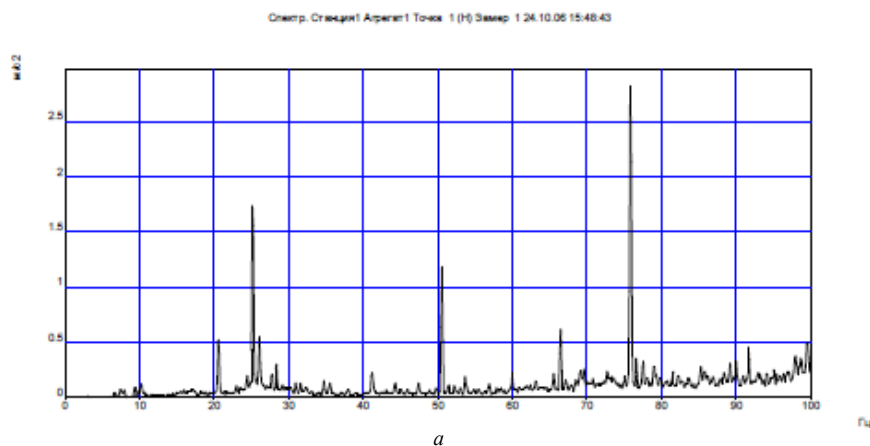
Таблица 3 – Параметры вибраций РМК №336

$n, \text{мин}^{-1}$	№замера	1	2	3	4	5
800	Время замера	14.37	14.42	14.48	14.49	14.55
	СКЗ виброускорений, м/с^2	0,998	1,101	0,895	1,014	0,951
	СКЗ виброскорости, мм/с	0,447	0,466	0,409	0,438	0,432
	СКЗ виброперемещений, мкм	6,290	6,860	6,120	6,560	6,110
1500	Время замера	15.08	15.09	15.18	15.25	15.30
	СКЗ виброускорений, м/с^2	2,474	2,399	2,249	2,272	2,221
	СКЗ виброскорости, мм/с	1,549	1,327	1,219	1,231	1,203
	СКЗ виброперемещений, мкм	8,444	8,265	8,192	8,199	6,902

на режиме 1500мин^{-1} СКЗ вибраций на РМК №336 составил в среднем $2,3\text{м/с}^2$, на РМК №297 (таблица 2) – в среднем $4,8\text{м/с}^2$. Т.е. общий уровень вибраций на частоте до 100Гц на "хорошем" и "плохом" РМК

имеет разницу по величине в два раза. Этот факт уже может служить первым этапом разбраковки РМК.

На спектрах "плохого" РМК №297 на режиме 800 мин^{-1} (рисунок 5,а)



Спектр. Станция1 Аргент1 Точка 1 (H) Замер 124.10.06 15:48:43

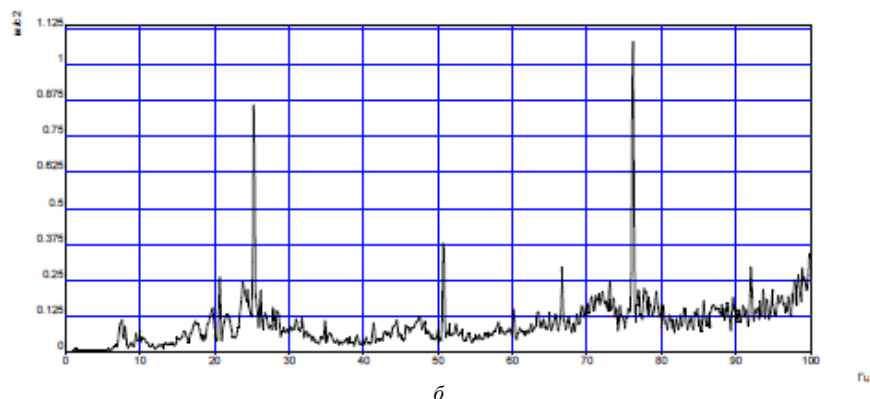
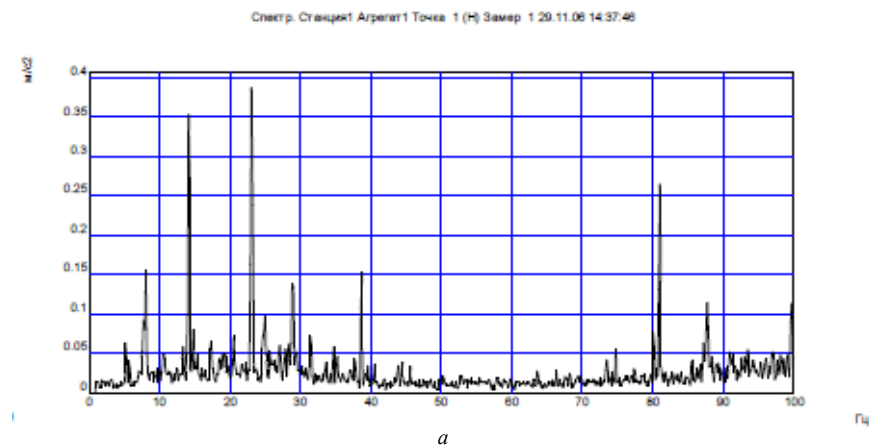


Рисунок 5 – Амплитудно-частотный спектр РМК №297 (низкочастотный датчик):
а – в начале обкатки; б – в конце обкатки

наибольшие амплитуды в спектре имеют частоты, кратные оборотной: 14Гц – оборотная, 28Гц – 2-ая оборотная (имеет определяющую в спектре амплитуду); 42 и 56Гц – соответственно 3 и 4-ая оборотные частоты.

На режиме 1500мин^{-1} (рисунок 5,б) преобладающими частотами опять же являются частоты, кратные оборотной (т.е. оборотная – 25Гц , вторая – 50Гц и третья – 75Гц), но наиболее значимой по мощности уже является 3-я оборотная. Этот результат хорошо согласуется с известными методическими положениями о том, что в случае наличия погрешностей изготовления и монтажа зубчатых колес (что имело место на первой ступени РМК №297) на первый план по мощности в спектре выходят частоты, кратные оборотной.

На спектрах РМК №336 (режим 800 мин^{-1} , рисунок 6,а) частоты, кратные оборотной (14Гц), проявляются незначительно: амплитуда составляющей спектра на частоте 28Гц в 2 раза ниже, чем на оборотной частоте, 3-я оборотная вообще отсутствует.



Спектр. Станция1 Аргент1 Точка 1 (H) Замер 129.11.06 14:37:48

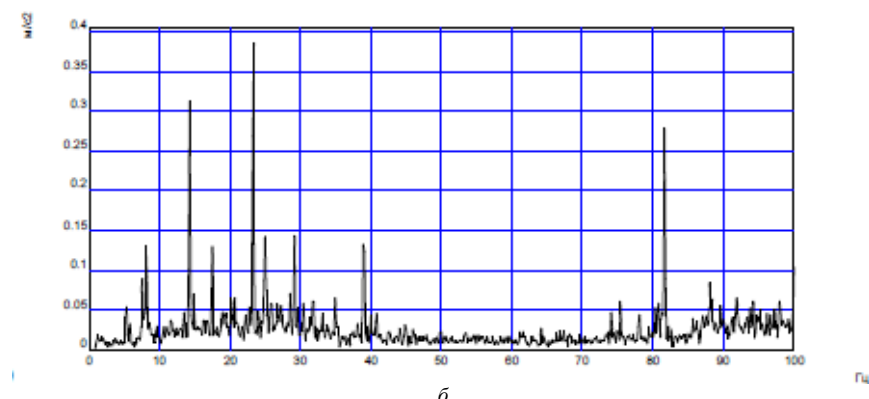


Рисунок 5 – Амплитудно-частотный спектр РМК №336 (низкочастотный датчик):
а – в начале обкатки; б – в конце обкатки

При обкатке на режиме 1500мин^{-1} (рисунок 6,б) на спектре "главенствует" только 1-ая оборотная частота, равная 25Гц, другие частоты практически отсутствуют. Этот факт, при его дальнейшем подтверждении, т.е. при присутствии на спектре только оборотной частоты определенной амплитуды и практическом отсутствии остальных, может быть рекомендован в качестве второго критерия сравнительной оценки качества обкатываемых РМК.

На анализируемых спектрах также четко выделяются повышенные составляющие вибраций на зубцовых 1-го ряда и кратных им гармониках: при частоте вращения входного торсиона 800мин^{-1} – зубцовая частота 1-го ряда 256Гц и ее гармоники 1018Гц (4-я) и 1762Гц (7-я); при частоте вращения торсиона 1500мин^{-1} – зубцовая частота 1-го ряда (475Гц) и ее 2-я – 4-я гармоники (962; 1437; 1893Гц).

После переборки 1-го планетарного ряда и замены коронного колеса редуктор был обкатан и сдан.

Выводы. Отработка методики разбраковки РМК в условиях их цеховой обкатки показала высокую эффективность вибрационной диагностики для ранжирования качества изготовления РМК. Установлено, что в качестве интегрального критерия оценки сборки РМК могут служить величина СКЗ виброускорений в частотном диапазоне 3-100Гц и амплитуда вибраций на оборотной частоте торсионного вала.

Рекомендовано оценивать качество изготовления обкатываемых РМК самосвалов 75131 как:

- удовлетворительное – при регистрации допустимых уровней амплитуд на характерных частотах и регистрируемому минимальному снижению СКЗ по крайней паре одного из контролируемых параметров (виброускорений, вибро-скорости, виброперемещений) в течение обкатки (на 5% и более);
- допустимое – при выявлении тенденции снижения амплитуд вибраций в течение предусмотренного срока обкатки с дополнительным его увеличением на 30-45мин;
- неудовлетворительное – при превышении отдельных амплитуд регистрируемых спектров на характерных частотах, прежде всего оборотных, зубцовых и кратных им, более чем на 20% по сравнению с опорными и отсутствию тенденции к их снижению и уменьшению СКЗ в течение двойного от предусмотренного срока обкатки.

Список литературы: 1. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения: методические рекомендации / О.В. Берестнев, В.Е. Антонович, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.Н. Панов, А.С. Скороходов, Я.О. Берестнев, В.Н. Русецкий, В.С. Александрова, Е.П. Петина. – Минск: БелГИСС, 2009. – 115с. 2. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации. – Издательство стандартов, 2010. – 25с. 3. Разработать алгоритмы работы, программное обеспечение и электронный блок вибромониторинга мотор-колес: отчет о НИР (промежуточный) / Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, рук. темы Н.Н. Ишин. – Мн., 2008. – 68с.

Bibliography (transliterated): 1. Kompleksnyj kontrol' i povyshenie kachestva zubchatyh privodnyh mehanizmov dlja mashinostroenija : metodicheskie rekomendacii / O.V. Berestnev, V.E. Antonjuk, N.N. Ishin, A.M. Goman, A.N. Panov, A.S. Skorohodov, Ja.O. Berestnev, V.N. Ruseckij, V.S. Aleksandrova, E.P. Petina. – Minsk : BelGISS, 2009. – 115p. 2. GOST R ISO 13373-2-2009. Kontrol' sostojanija i diagnostika mashin. Vibracionnyj kontrol' sostojanija mashin. Chast' 2. Obrabotka, analiz i predstavlenie rezul'tatov izmerenij vibracii. Izdatel'stvo standartov, 2010, 25p. 3. Razrabotat' algoritmy raboty, programmnoe obespechenie i jelektronnyj blok vib-romonitoringa motor-koles: otchet o NIR (promezhutochnyj) / Obedinennyj institut mashinostroenija NAN Belarusi, ruk. temy N.N. Ishin. – Minsk, 2008g. – 68p.

Поступила (received) 27.04.2015

С.С. ГУТИРЯ, д.т.н., профессор каф. М і ДМ ОНПУ, Одеса;
В.П. ЯГЛІНСЬКИЙ, д.т.н., профессор каф. М і ДМ ОНПУ;
А.М. ЧАНЧИН, магістр, аспірант каф. М і ДМ ОНПУ

ФОРМИ І КРИТЕРІЙ ПОВ'ЯЗАНІСТІ КОЛИВАНЬ ПЛАНЕТАРНОГО КОЛІСНОГО РЕДУКТОРА

На основі розробленої моделі визначення спектру головних частот планетарного колісного редуктора (ПКР) визначено форми коливань, досліджено пружні зв'язки між парціальними системами. Встановлено суттєве зниження перших двох головних частот при збільшенні числа сателітів, а також за наявності тріщини в епіциклі. Вищі частоти практично не змінюються. Підвищення жорсткості опор сателітів зменшує критерій пов'язаності коливань поступальних парціальних систем сателітів з обертальними удвічі, що сприяє послабленню пружних зв'язків коливальної системи ПКР. Аналогічний, але значно менший, ефект спричиняє зниження куту зачеплення.

Ключові слова: модель коливальної системи, спектр головних частот, парціальні системи, енергія коливань

Вступ. Актуальність задачі. Дослідження механічних коливань планетарних зубчастих передач є складною науковою задачею, перманентно актуальною внаслідок бурхливого зростання питомої потужності машин (на одиницю маси або об'єму) та швидкодії складових передаточних механізмів, а також через жорсткі вимоги споживачів щодо рівня вібрацій та шуму, надійності, стійкості функціонування та керованості всіх об'єктів нової техніки.

Актуальною також є задача вібраційної безрозбірної діагностики технічного стану планетарних колісних редукторів (ПКР) у складі трансмісії автобусів, тролейбусів, кар'єрних самоскидів, позашляховиків, військової техніки та ін. транспортних засобів, рішення якої потребує моделюванні динаміки коливальної системи із врахуванням особливостей прояву типових ушкоджень [1, 2].

Аналіз відомих досліджень. Одними з самих найменш надійних елементів силової трансмісії тролейбусів є планетарні зубчасті редуктори у складі тихохідних провідних мостів, що навантажені крутним моментом, значно перевищуючим момент тягового двигуна. Вплив окремих параметрів розрахункової моделі планетарної передачі на власні частоти крутних та поперечних коливань зубчастих коліс розглянуто у низці сучасних досліджень [3-5]. Розроблені як циклічно симетричні, так і асиметричні динамічні моделі, що враховують змінну жорсткість зубчастих зачеплень, усереднену жорсткість підшипників, нерівномірне колове розташування сателітів та ін. параметри пружної системи. Однак отримані результати та рекомендації безпосередньо не застосовні для цілей вібраційної діагностики технічного стану ПКР, оскільки не враховують елементи самовстановлення конструкції, а також системний вплив змінної жорсткості епіциклу при виникненні втомної тріщини.

Постановка завдання. Метою дослідження є формування математичної моделі коливань системи ПКР з "плаваючою" конструкцією сонячної шестерні, опорами якої є сателіти, з врахуванням поперечних і крутних коливань шестерні, водила, епіциклу і сателітів. Основними завданнями дослідження є визначення спектру головних частот ПКР з врахуванням впливу змінної колової жорсткості епіциклу за наявності пошкоджень, форм коливань та пов'язаності коливань основних парціальних систем.

© С.С. Гутиря, В.П. Ягліньський, А.М. Чанчин, 2015

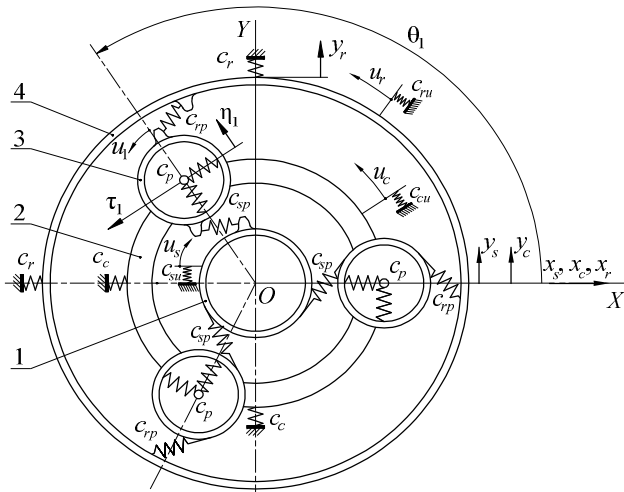


Рисунок 1 – Узагальнена схема розрахункової моделі ПКР:
1 – сонячна шестерня; 2 – водило; 3 – сателіти; 4 – епіцикл

Прийнято наступні позначення: s – (sun) сонячна шестерня; c – (carrier) водило; r – (ring) епіцикл; p – (planet) сателіт; u – колова (зведена крутна) деформація; sp і rp – пружні з'єднання (зачеплення) сонячної шестерні (s) і епіциклу (r) з сателітами (p); $x_s, y_s, x_c, y_c, x_r, y_r, n_i, \tau_i$ ($i=1 \dots N$) – поперечні зміщення осей шестерні, водила, епіциклу та сателітів внаслідок пружних деформацій; N – число сателітів; r_s, r_c, r_r, r_p – радіуси основних кіл шестерні, водила, епіциклу та сателітів відповідно; c_c, c_r, c_p – коефіцієнти жорсткості підшипників опор водила, епіциклу та сателітів; c_{sp}, c_{rp} – коефіцієнти жорсткості зачеплень сонячної шестерні та епіциклу з сателітами; C_{su}, C_{cu}, C_{ru} – коефіцієнти зведених крутних жорсткостей шестерні, водила та епіциклу; $\lambda_c, \lambda_r, \lambda_{p,i}$ – поперечні деформації осей водила, епіциклу та сателітів; $\lambda_{sp,i}, \lambda_{rp,i}$ – деформації зачеплення сателітів з шестернею та епіциклом; u_s, u_c, u_r, u_i – пружні переміщення за дугами основних кіл шестерні, водила, епіциклу та сателітів.

Використовуючи розрахункові схеми пружних переміщень, визначено деформації елементів ПКР у вигляді

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{p,i}^2 &= (y_c \sin \theta_i + x_c \cos \theta_i - n_i)^2 + (y_c \cos \theta_i - x_c \sin \theta_i - \tau_i + u_c)^2; \\ \lambda_{sp,i} &= x_s \sin(\theta_i - \alpha_w) - y_s \cos(\theta_i - \alpha_w) - u_s - u_i + \tau_i \cos \alpha_w + n_i \sin \alpha_w; \\ \lambda_{rp,i} &= x_r \sin(\theta_i + \alpha_w) - y_r \cos(\theta_i + \alpha_w) + u_i - u_r + \tau_i \cos \alpha_w - n_i \sin \alpha_w; \\ \lambda_c^2 &= x_c^2 + y_c^2; \quad \lambda_r^2 = x_r^2 + y_r^2; \quad \theta_i = \theta_1 + (i-1)2\pi/N; \quad i = 1 \dots N, \end{aligned} \right\} (1)$$

де θ_1 та θ_i – кутова орієнтація осі першого та i -го сателітів відносно осі x ; α_w – кут зачеплення.

Визначення спектру головних частот ПКР. Залежно від конструкції передачі та мети дослідження розрахункова динамічна модель коливальної системи ПКР може враховувати як пружні так і демпферні властивості складових елементів та мати від 10 до 20, або більше степенів вільності. Розглянуто узагальнену динамічну модель ПКР, кожна з основних ланок якої має дві поступальні та одну обертальну рухливості (рисунок 1).

У подальшому для узагальнених координат коливальної системи ПКР використано наступні позначення:

$$\left. \begin{aligned} q_1 = x_s; \quad q_2 = y_s; \quad q_3 = x_c; \quad q_4 = y_c; \quad q_5 = x_r; \quad q_6 = y_r; \quad q_7 = u_s; \\ q_8 = u_c; \quad q_9 = u_r; \quad q_{10} = \tau_1; \quad q_{11} = n_1; \quad q_{12} = u_1; \quad q_{13} = \tau_2; \quad q_{14} = n_2; \\ q_{15} = u_2; \quad q_{16} = \tau_3; \quad q_{17} = n_3; \quad q_{18} = u_3; \quad \dots \quad q_{9+3 \cdot N}. \end{aligned} \right\} (2)$$

Підстановкою (1) і (2) у вираз для потенціальної енергії коливань, отримано квадратичну форму у вигляді $\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{9+3 \cdot N} \sum_{j=1}^{9+3 \cdot N} c_{i,j} q_i q_j$, де узагальнені коефіцієнти жорсткості системи $c_{i,j}$ визначено за формулами

$$\left. \begin{aligned} c_{1,10} = c_{sp} k_w s_{3,1}; \quad c_{1,11} = c_{sp} s_w s_{3,1}; \quad c_{1,12} = -c_{sp} s_{3,1}; \quad c_{1,13} = c_{sp} k_w s_{3,2}; \\ c_{1,14} = c_{sp} s_w s_{3,2}; \quad c_{1,15} = -c_{sp} s_{3,2}; \quad c_{1,16} = c_{sp} k_w s_{3,3}; \quad c_{1,17} = c_{sp} s_w s_{3,3}; \quad c_{1,18} = -c_{sp} s_{3,3}; \\ c_{2,10} = -c_{sp} k_w k_{3,1}; \quad c_{2,11} = -c_{sp} s_w k_{3,1}; \quad c_{2,12} = c_{sp} k_{3,1}; \quad c_{2,13} = -c_{sp} k_w k_{3,2}; \\ c_{2,14} = -c_{sp} s_w k_{3,2}; \quad c_{2,15} = c_{sp} k_{3,2}; \quad c_{2,16} = -c_{sp} k_w k_{3,3}; \quad c_{2,17} = -c_{sp} s_w k_{3,3}; \\ c_{2,18} = c_{sp} k_{3,3}; \quad c_{3,10} = c_p s_{2,1}; \quad c_{3,11} = -c_p k_{2,1}; \quad c_{3,13} = c_p s_{2,2}; \quad c_{3,14} = -c_p k_{2,2}; \\ c_{3,16} = c_p s_{2,3}; \quad c_{3,17} = -c_p k_{2,3}; \quad c_{4,10} = -c_p k_{2,1}; \quad c_{4,11} = -c_p s_{2,1}; \\ c_{4,13} = -c_p k_{2,2}; \quad c_{4,14} = -c_p s_{2,2}; \quad c_{4,16} = -c_p k_{2,3}; \quad c_{4,17} = -c_p s_{2,3}, \end{aligned} \right\} (3)$$

$$\left. \begin{aligned} c_{1,1} = 0,5 N c_{sp}; \quad c_{2,2} = c_{1,1}; \quad c_{3,3} = c_c + N c_p; \quad c_{4,4} = c_{3,3}; \quad c_{5,5} = c_r; \quad c_{6,6} = c_{5,5}; \\ c_{7,7} = c_{su} + N c_{sp}; \quad c_{8,8} = c_{cu} + N c_p; \quad c_{9,9} = c_{ru} + N c_{rp}; \quad c_{10,10} = c_p + (c_{sp} + c_{rp}) k_w^2; \\ c_{11,11} = c_p + (c_{sp} + c_{rp}) s_w^2; \quad c_{12,12} = c_{sp} + c_{rp}; \quad c_{13,13} = c_{10,10}; \quad c_{14,14} = c_{11,11}; \\ c_{15,15} = c_{12,12}; \quad c_{16,16} = c_{10,10}; \quad c_{17,17} = c_{11,11}; \quad c_{18,18} = c_{12,12}, \end{aligned} \right\} (4)$$

$$\left. \begin{aligned} c_{5,10} = c_{rp} k_w s_{4,1}; \quad c_{5,11} = -c_{rp} s_w s_{4,1}; \quad c_{5,12} = c_{rp} s_{4,1}; \quad c_{5,13} = c_{rp} k_w s_{4,2}; \quad c_{5,14} = -c_{rp} s_w s_{4,2}; \\ c_{5,15} = c_{rp} s_{4,2}; \quad c_{5,16} = c_{rp} k_w s_{4,3}; \quad c_{5,17} = -c_{rp} s_w s_{4,3}; \quad c_{5,18} = c_{rp} s_{4,3}; \quad c_{6,10} = -c_{rp} k_w k_{4,1}; \\ c_{6,11} = c_{rp} s_w k_{4,1}; \quad c_{6,12} = -c_{rp} k_{4,1}; \quad c_{6,13} = -c_{rp} k_w k_{4,2}; \quad c_{6,14} = c_{rp} s_w k_{4,2}; \quad c_{6,15} = -c_{rp} k_{4,2}; \\ c_{6,16} = -c_{rp} k_w k_{4,3}; \quad c_{6,17} = c_{rp} s_w k_{4,3}; \quad c_{6,18} = -c_{rp} k_{4,3}; \quad c_{7,10} = -c_{sp} k_w; \quad c_{7,11} = -c_{sp} s_w; \\ c_{7,12} = c_{sp}; \quad c_{7,13} = c_{7,10}; \quad c_{7,14} = c_{7,11}; \quad c_{7,15} = c_{7,12}; \quad c_{7,16} = c_{7,10}; \quad c_{7,17} = c_{7,11}; \quad c_{7,18} = c_{7,12}; \\ c_{8,10} = -c_p; \quad c_{8,13} = c_{8,10}; \quad c_{8,16} = c_{8,10}; \quad c_{9,10} = -c_{rp} k_w; \quad c_{9,11} = c_{rp} s_w; \quad c_{9,12} = -c_{rp}; \\ c_{9,13} = c_{9,10}; \quad c_{9,14} = c_{9,11}; \quad c_{9,15} = c_{9,12}; \quad c_{9,16} = c_{9,10}; \quad c_{9,17} = c_{9,11}; \quad c_{9,18} = c_{9,12}; \\ c_{10,11} = s_w k_w (c_{sp} - c_{rp}); \quad c_{10,12} = -k_w (c_{sp} - c_{rp}); \quad c_{11,12} = -s_w (c_{sp} + c_{rp}); \quad c_{13,14} = c_{10,11}; \\ c_{13,15} = c_{10,12}; \quad c_{14,15} = c_{11,12}; \quad c_{16,17} = c_{10,11}; \quad c_{16,18} = c_{10,12}; \quad c_{17,18} = c_{11,12}. \end{aligned} \right\} (5)$$

Для спрощення подальших перетворень у формули (2) і (5) додатково уведено наступні умовні позначення:

$$s_w = \sin \alpha_w; \quad k_w = \cos \alpha_w; \quad s_{2,i} = \sin \theta_i; \quad k_{2,i} = \cos \theta_i; \quad s_{3,i} = \sin(\theta_i - \alpha_w);$$

$$k_{3,i} = \cos(\theta_i - \alpha_w); \quad s_{4,i} = \sin(\theta_i + \alpha_w); \quad k_{4,i} = \cos(\theta_i + \alpha_w).$$

Значення інших елементів матриці узагальнених коефіцієнтів жорсткості $C(c_{i,j})$, що не входять до (3), (4) і (5), дорівнюють нулю.

Елементи діагональної матриці $A(a_{i,j})$ узагальнених коефіцієнтів інерції, що входять до виразу кінетичної енергії системи $T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{9+3 \cdot N} \sum_{j=1}^{9+3 \cdot N} a_{i,j} \dot{q}_i \dot{q}_j$, визначено так

$$\left. \begin{aligned} a_{1,1} &= m_s; a_{2,2} = m_s; a_{3,3} = m_c; a_{4,4} = m_c; a_{5,5} = m_r; a_{6,6} = m_r; a_{7,7} = J_s/r_s^2; \\ a_{8,8} &= J_c/r_c^2; a_{9,9} = J_r/r_r^2; a_{10,10} = m_p; a_{11,11} = m_p; a_{12,12} = J_p/r_p^2; a_{13,13} = m_p; \\ a_{14,14} &= m_p; a_{15,15} = a_{12,12}; a_{16,16} = m_p; a_{17,17} = m_p; a_{18,18} = a_{12,12}; a_{i,j} = 0, i \neq j, \end{aligned} \right\} (6)$$

де \dot{q}_i, \dot{q}_j – узагальнені швидкості відповідно до (2); m_s, m_c, m_r, m_p і J_s, J_c, J_r, J_p – відповідно маси і осеві моменти інерції шестерні, водила, епіциклу та сателітів.

Наведений спектр головних частот, (c^{-1}), системи ПКР визначено як корені частотного рівняння $|C - \omega^2 A| = 0$ з урахуванням формул (3)-(6) та певних параметрів моделі ПКР типу *RABA 118/77* (таблиця 1):

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= 337; \quad \omega_2 = 537; \quad \omega_3 = 1907; \quad \omega_4 = 1907; \quad \omega_5 = 3371; \quad \omega_6 = 3371; \\ \omega_7 &= 5860; \quad \omega_8 = 5860; \quad \omega_9 = 8090; \quad \omega_{10} = 10441; \quad \omega_{11} = 10922; \quad \omega_{12} = 10922; \\ \omega_{13} &= 28625; \quad \omega_{14} = 28625; \quad \omega_{15} = 31760; \quad \omega_{16} = 38128; \quad \omega_{17} = 38128; \quad \omega_{18} = 43336. \end{aligned} \right\} (7)$$

Таблиця 1 – Параметри елементів динамічної моделі ПКР

Параметр	Позначення	Елемент моделі			
		Сонячна шестерня (s)	Епіцикл (r)	Водило (c)	Сателіт (p)
Маса, кг	m	1,9	6,8	13,8	0,85
Зведена маса, кг	I/r^2	1,16	5,36	13,88	0,52
Основний діаметр, мм	d	79,404	195,45	157,5	58,026
Жорсткість зубців, Н/м	$c_{sp}=c_{rp}$	3,0·10 ⁸			
Жорсткість опор, Н/м	$c_p=c_r=c_c$	10 ⁸			
Зведена крутна жорсткість, Н/м	c_{ru}	10 ⁶			
Кут зацеплення, град	α_w	25,28			

коливань рухомих ланок, тобто степінь взаємного впливу коливань одних мас на коливання інших. На етапі проектування уявляється ефективним знизити динамічні навантаження трансмісії за рахунок цільового формування сукупності пружно-інерційних параметрів її елементів, що визначає характер поширення крутильних коливань уздовж трансмісії. Для цього побудовано динамічну модель силової передачі ПКР, визначено пружні та інерційні параметри її ланок та спектр головних частот. Кожній головній (власній) частоті ω_i відповідає вектор v_i , що характеризує форму коливань системи ПКР з цією головною частотою. Вектори $v_1, v_2 \dots v_N$ формують власні форми коливань ПКР. Число

форм коливань дорівнює числу степенів вільності коливальної системи. Спектр головних частот розробленої моделі ПКР з трьома сателітами має 12 різних значень (співпадають – 3 і 4; 5 і 6; 9 і 10; 11 і 12; 13 і 14; 16 і 17) головних частот (7), тому система ПКР має 12 незалежних власних форм коливань, які визначаються з точністю до константи. Форми коливань відрізняються тим, що частина координат змінюється в одній фазі, а друга частина у протифазі. Наприклад, перша форма: координати $(u_1, \tau_1, n_1, u_2, \tau_2, n_2, u_3, \tau_3, n_3, u_s, u_c, u_r, x_s, y_s)$ змінюються в одній фазі (рисунок 2,а). Друга форма: координати (u_1, τ_1, n_1) змінюються у протифазі до координат (u_2, τ_2, n_2) (рисунок 2,б), і так далі.

Система ПКР типу *RABA 318/78* з 5-ма сателітами має 24 степені вільності ($N=24$), через це до узагальнених коефіцієнтів жорсткості (3)-(5) додаються наступні складові:

$$c_{19,19} = c_{11,11}; c_{20,20} = c_{11,11}; c_{21,21} = c_{12,12}; c_{22,22} = c_{10,10}; c_{23,23} = c_{11,11}; c_{24,24} = c_{12,12}, \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} c_{1,19} &= c_{sp}k_w s_{3,4}; c_{1,20} = c_{sp} s_w s_{3,4}; c_{1,21} = -c_{sp} s_{3,4}; c_{1,22} = c_{sp} k_w s_{3,5}; \\ c_{1,23} &= c_{sp} s_w s_{3,5}; c_{1,24} = -c_{sp} s_{3,5}; c_{2,19} = -c_{sp} k_w k_{3,4}; c_{2,20} = -c_{sp} s_w k_{3,4}; \\ c_{2,21} &= c_{sp} k_{3,4}; c_{2,22} = -c_{sp} k_w k_{3,5}; c_{2,23} = -c_{sp} s_w k_{3,5}; c_{2,24} = c_{sp} k_{3,5}; \\ c_{3,19} &= c_p s_{2,4}; c_{3,20} = -c_p k_{2,4}; c_{3,22} = c_p s_{2,5}; c_{3,23} = -c_p k_{2,5}; c_{4,10} = -c_p k_{2,1}; \\ c_{4,11} &= -c_p s_{2,1}; c_{4,19} = -c_p k_{2,4}; c_{4,20} = -c_p s_{2,4}; c_{4,22} = -c_p k_{2,5}; c_{4,23} = -c_p s_{2,5}, \end{aligned} \right\} (9)$$

$$\left. \begin{aligned} c_{5,19} &= c_{rp} k_w s_{4,4}; c_{5,20} = -c_{rp} s_w s_{4,4}; c_{5,21} = c_{rp} s_{4,4}; c_{5,22} = c_{rp} k_w s_{4,5}; \\ c_{5,23} &= -c_{rp} s_w s_{4,5}; c_{5,24} = c_{rp} s_{4,5}; c_{6,19} = -c_{rp} k_w k_{4,4}; c_{6,20} = c_{rp} s_w k_{4,4}; \\ c_{6,21} &= -c_{rp} k_{4,4}; c_{6,22} = -c_{rp} k_w k_{4,5}; c_{6,23} = c_{rp} s_w k_{4,5}; c_{6,24} = -c_{rp} k_{4,5}; \\ c_{7,19} &= c_{7,10}; c_{7,20} = c_{7,11}; c_{7,21} = c_{7,12}; c_{7,22} = c_{7,10}; c_{7,23} = c_{7,11}; \\ c_{7,24} &= c_{7,12}; c_{8,19} = c_{8,10}; c_{8,22} = c_{8,10}; c_{9,19} = c_{9,10}; c_{9,20} = c_{9,11}; \\ c_{9,21} &= c_{9,12}; c_{9,22} = c_{9,10}; c_{9,23} = c_{9,11}; c_{9,24} = c_{9,12}; c_{19,20} = c_{10,11}; \\ c_{19,21} &= c_{10,12}; c_{20,21} = c_{11,12}; c_{22,23} = c_{10,11}; c_{22,24} = c_{10,12}; c_{23,24} = c_{11,12}. \end{aligned} \right\} (10)$$

До узагальнених коефіцієнтів інерції (6) також додаються складові

$$\left. \begin{aligned} a_{19,19} &= m_p; a_{20,20} = m_p; a_{21,21} = J_p/r_p^2; a_{22,22} = m_p; \\ a_{23,23} &= m_p; a_{24,24} = J_p/r_p^2; a_{i,j} = 0, i \neq j. \end{aligned} \right\} (11)$$

Визначено спектр головних частот для моделі ПКР з 5-ма сателітами:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= 325; \quad \omega_2 = 500; \quad \omega_3 = 1860; \quad \omega_4 = 2122; \quad \omega_5 = 3327; \quad \omega_6 = 3397; \\ \omega_7 &= 6929; \quad \omega_8 = 6991; \quad \omega_9 = 9565; \quad \omega_{10} = 10237; \quad \omega_{11} = 10237; \quad \omega_{12} = 10582; \\ \omega_{13} &= 11307; \quad \omega_{14} = 11409; \quad \omega_{15} = 26359; \quad \omega_{16} = 26359; \quad \omega_{17} = 29842; \quad \omega_{18} = 29843; \\ \omega_{19} &= 33987; \quad \omega_{20} = 35992; \quad \omega_{21} = 35992; \quad \omega_{22} = 39685; \quad \omega_{23} = 39685; \quad \omega_{24} = 48437. \end{aligned} \right\} (12)$$

При зменшенні колової жорсткості епіциклу, зокрема, при появі втомної тріщини, друга та особливо перша головні частоти зменшуються (рисунок 3).

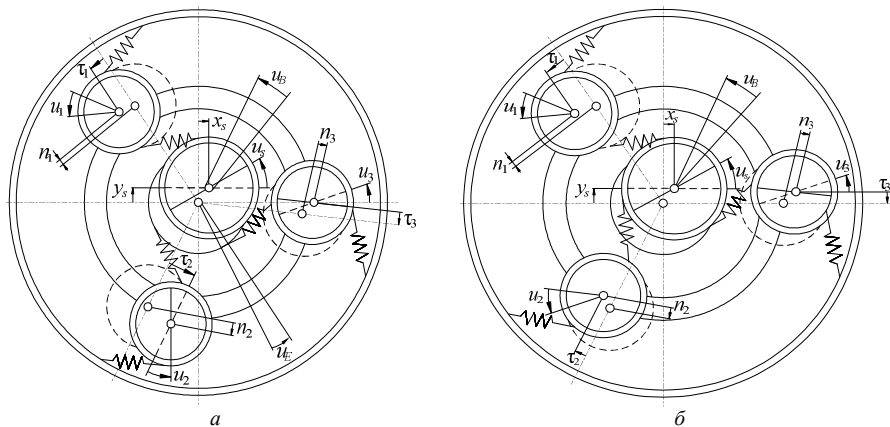


Рисунок 2 – Схеми реалізації форм коливань системи, що відповідають:
а – першій головній частоті ПКР; б – другій головній частоті ПКР

Між парціальними системами (ПС) існує постійний взаємозв'язок у формі обміну кінетичною енергією коливань. Вирізнено та розглянуто три характерні ПС

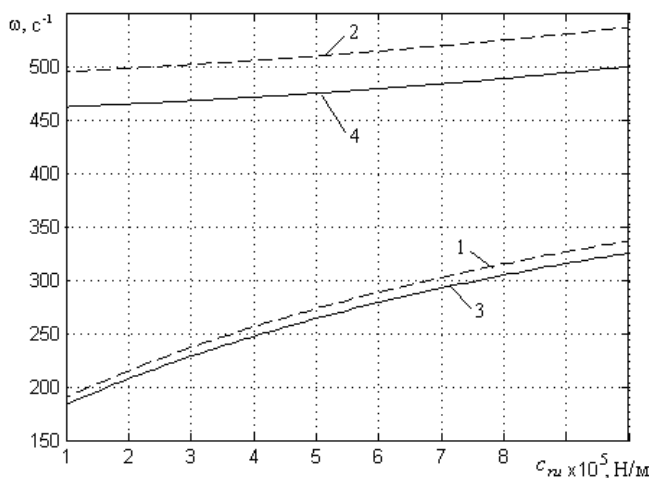


Рисунок 3 – Графіки функцій 1-ї та 2-ї головних частот ПКР від колової жорсткості епіциклу при трьох сателітах (криві 1, 2) та п'яти (криві 3, 4)

Також необхідно враховувати ПС кожного з сателітів, що здійснює 3 рухи за координатами τ_i, n_i, u_i . За певних початкових умов у початковий момент часу кінетична енергія коливань є зосередженою в одній або декількох ПС. Коливання початково збурених ПС відіграють роль зовнішніх сил для інших парціальних систем. Під дією таких сил амплітуди коливань інших ПС можуть зростати, що призводить до зменшення амплітуди коливань у початково збурених ПС. Таким чином ініціюється періодичний процес обміну енергією між різними ПС. Для коливальної системи ПКР матриця узагальнених коефіцієнтів інерції $A(a_{i,j})$ є діагональною, через що відсутня інерційна пов'язаність коливань ПС. Отже параметри коливального процесу залежить від взаємної пов'язаності параметрів жорсткості системи.

Для запису матриці узагальнених коефіцієнтів жорсткості $C(c_{i,j})$ запропоновано наступну структуру:

$$C = \begin{pmatrix} C_T & \vdots & 0 & \vdots & C_{T,P1} & \vdots & C_{T,P2} & \vdots & C_{T,P3} \\ \dots & \vdots & \dots & \vdots & \dots & \vdots & \dots & \vdots & \dots \\ & \vdots & C_R & \vdots & C_{R,P1} & \vdots & C_{R,P2} & \vdots & C_{R,P3} \\ & & \dots & \vdots & \dots & \vdots & \dots & \vdots & \dots \\ & & & \vdots & C_{P1} & \vdots & 0 & \vdots & 0 \\ & & & & \dots & \vdots & \dots & \vdots & \dots \\ & & & & & \vdots & C_{P2} & \vdots & 0 \\ & & & & & & \dots & \vdots & \dots \\ & & & & & & & \vdots & C_{P3} \end{pmatrix}, \quad (13)$$

SYM MET RIC

де прийнято наступні позначення субматриць узагальнених коефіцієнтів жорсткості: C_T – поступальної ПС (*Translation*); C_R – обертальної (*Rotation*); C_{P1}, C_{P2}, C_{P3} – сателітів (*Planeten*); $C_{T,P1}, C_{T,P2}, C_{T,P3}$ – пружного зв'язку між поступальними і сателітними ПС; $C_{R,P1}, C_{R,P2}, C_{R,P3}$ – між обертальними і сателітними ПС.

Нульові елементи в структурі (13) вказують на відсутність пружного зв'язку між поступальними та обертальними ПС, а також між планетарними ПС. Розмірність матриць вказана у дужках: для $C_T \rightarrow (6 \times 6)$; $C_R \rightarrow (3 \times 3)$; $C_{T,P1}, C_{T,P2}, C_{T,P3} \rightarrow (6 \times 3)$; $C_{R,P1}, C_{R,P2}, C_{R,P3} \rightarrow (3 \times 3)$.

Рівень взаємного впливу коливань ПС запропоновано оцінювати за критерієм $\gamma_{i,j}$, що залежить від жорсткості основних елементів системи ПКР, та має вигляд

$$\gamma_{i,j} = \frac{c_{i,j}^2}{c_{i,i}c_{j,j}}, \quad i, j = 1 \dots (N+9). \quad (14)$$

Критерій (14) набуває значень в межах від 0 до 1,0. Якщо його значення близьке до одиниці, то динамічна пов'язаність коливань ланок ПКР є "сильною", тобто, коливання однієї ланки суттєво впливають на коливання інших ланок. Якщо ж критерій $\gamma_{i,j}$ близький до нуля, то динамічна пов'язаність коливань ланок ПКР є "слабкою", тобто кожна ланка здійснює коливання так ніби вона не має зв'язків з іншими ланками. Такі системи ($\gamma_{i,j} \sim 0$) уявляються ідеальними з точки зору ізоляції поширення коливань уздовж силової трансмісії, а також зниження динамічного навантаження усіх ланок і кінематичних пар.

Для певної конструкції ПКР (див. таблицю 1) розрахунками встановлено максимальні значення критерію пов'язаності коливань поступальних ПС $(x_s, y_s, x_c, y_c, x_r, y_r)$ з сателітними (τ_i, n_i, u_i) , а також обертальних ПС (u_s, u_c, u_r) з сателітними ПС (τ_i, n_i, u_i) (таблиця 2).

Розрахункові значення коефіцієнтів пов'язаності визначаються складовими елементами структури (13): $C_{T,P1}, C_{T,P2}, C_{T,P3}$ та $C_{R,P1}, C_{R,P2}, C_{R,P3}$.

Таблиця 2 – Максимальні значення критерію $\gamma_{i,j}$ пов'язаності коливань ПС

$i=1,2,3$	x_s, y_s	x_c, y_c	x_r, y_r	u_s	u_c	u_r	u_i
τ_i	0,277	0,0423	0,2265	0,1383	0,0563	0,1383	0
n_i	0,174	0,1194	0,1425	0,0870	0	0,0870	0,52
u_i	0,333	0	0,2727	0,1665	0	0,1665	0

Аналіз результатів розрахунків свідчить, що коефіцієнти пружної пов'язаності колової координати епіциклу ($q_9 = u_r$) (див. таблицю 2 передостанній стовпець) з коловими координатами сателітів (τ_i, n_i, u_i) не перевищують значення 0,17. Найбільш значна передача енергії пружних коливань ($\gamma_{11,12} = 0,52$) для дослідженого ПКР здійснюється через пов'язаність коливань поступальних ПС кожного із сателітів (за координатами n_i) з обертальними (за координатами u_i). Аналіз діаграми пов'язаності коливань ПС (рисунок 4) вказує, що значення критерію $\gamma_{11,12}$ для поступальних і обертальних ПС усіх сателітів є практично однаковим.

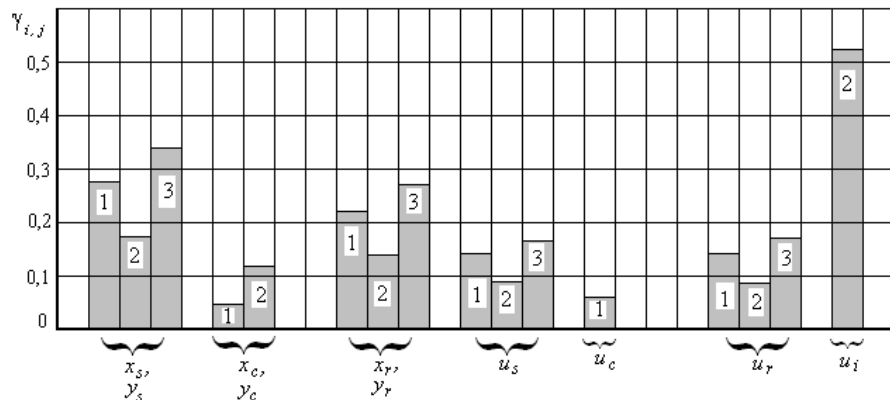


Рисунок 4 – Діаграма пов'язаності коливань парціальних систем ПКР: (стовбці з цифрами 1, 2, 3 відповідають сателітним ПС за координатами τ_i, n_i, u_i)

З урахуванням формул (3) і (5) критерій (14) отримав наступний вираз:

$$\gamma_{11,12} = \frac{c_{11,12}^2}{c_{11,11} \cdot c_{12,12}} = \frac{[-s_w(c_{sp} + c_{rp})]^2}{[c_p + (c_{sp} + c_{rp})s_w^2] \cdot (c_{sp} + c_{rp})} = \frac{1}{1 + \frac{c_p}{(c_{sp} + c_{rp})s_w^2}} \quad (15)$$

Послабленню пружного зв'язку між ПС за критерієм (15) сприяє підвищення жорсткості опор сателітів, зменшення жорсткості усіх зубчастих зачеплень, а також зменшення кута зачеплення α_w (рисунок 5).

Висновки:

1. Збільшення числа сателітів від 3 до 5 (за умови незмінності інших параметрів коливальної системи ПКР) зменшує перші дві головні частоти на 11%. Інші частоти залишаються практично незмінними.
2. Зниження крутної жорсткості епіциклу у діапазоні значень ($10^6 \dots 10^5$) Н/м внаслідок розвитку утомної тріщини спричиняє зниження першої головної частоти ПКР вдвічі (з 380 до 190) s^{-1} . Вищі частоти практично не змінюються.

3. Підвищення жорсткості опор сателітів у діапазоні значень ($10^8 \dots 3 \cdot 10^8$) Н/м зменшує критерій пов'язаності коливань поступальних ПС сателітів з обертальними ($\gamma_{11,12} = 0,52$) удвічі, що сприяє послабленню пружних зв'язків коливальної системи ПКР. Аналогічний, але значно менший, ефект спричиняє зниження кута зачеплення α_w .

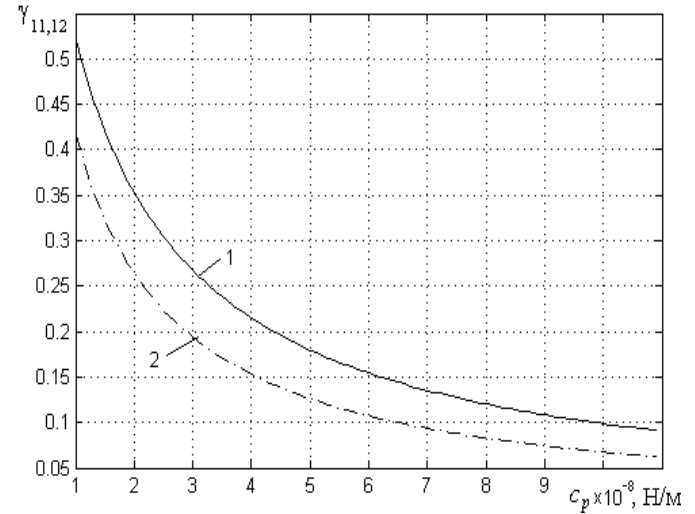


Рисунок 5 – Графіки функцій критерію $\gamma_{11,12}$ коливань ПС сателітів від жорсткості їх опор c_p та кута зачеплення α_w (крива 1 при $\alpha_w=25,28^\circ$; 2 – $20,28^\circ$)

Список літератури: 1. Gutyrya, S. Diagnostics of damages in trolleybus wheel reduction gears / S. Gutyrya D. Bordeniuk // Motrol, Tom 10a. – Lublin, 2008. – P.65-71. 2. Борденюк Д.М. Стенд для вібродіагностики планетарних колісних редукторів / Д.М. Борденюк // Серія Механіка, енергетика, екологія: Збірник наукових праць. – Севастополь: СевНТУ. – Вип.120. – 2011. – С. 322-328. 3. Samue D. Paul. Planetary Transmission Diagnostics / Paul D. Samue, Joseph K. Conroy, Darryll J. Pines // Glenn Research Center, NASA/CR – 2004-213068 82, 2004. – 83p. 4. Ambarisha, Vijaya Kumar. Non-linear dynamics of planetary gears using analytical and finite elements models / Vijaya Kumar Ambarisha, Robert G. Parker // Journal of sound and vibration. – 302(2007). – P.577-595. 5. Гутыря, С.С. Частотні характеристики планетарних колісних редукторів троллейбусів / С.С. Гутыря, В.П. Ягліньскій, А.М. Чанчін // Вісник СевНТУ. Серія Механіка, енергетика, екологія: Збірник наукових праць. – Севастополь: СевНТУ. – Вип.133. – 2012. – С.340-345. 6. Гутыря, С.С. Моделювання частотних характеристик планетарного колісного редуктора / С.С. Гутыря, В.П. Ягліньскій, А.М. Чанчін // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Машинознавство та САПР. – X. НТУ "ХПІ", 2013. – №1(975). – С.35-43.

Bibliography (transliterated): 1. Gutyrya, S. Diagnostics of damages in trolleybus wheel reduction gears / S. Gutyrya, D. Bordeniuk // Motrol, Tom 10a. – Lublin, 2008. – P.65-71. 2. Bordeniuk, D.M. Stend dly vibrodiagnostiki planetarnykh kolesnykh reduktorov / D.M. Bordeniuk // Seria Mehanika, energetika, ekologiya, Zbirnyk naukovykh prach. – Sevastopol, SevNTU. – No120. – 2011. – P.322-328. 3. Samue, D. Paul. Planetary Transmission Diagnostics / Paul D. Samue, Joseph K. Conroy, Darryll J. Pines // Glenn Research Center, NASA/CR – 2004-213068 82, 2004, 83p. 4. Ambarisha, Vijaya Kumar. Non-linear dynamics of planetary gears using analytical and finite elements models / Vijaya Kumar Ambarisha, Robert G. Parker // Journal of sound and vibration. – 302(2007). – P.577-595. 5. Gutyrya, S.S. Chastotni charakteristyky planetarnykh kolesnykh reduktoriv troleybysiv / S.S. Gutyrya, V.P. Yaglinsky, A.M. Chanchin // SevNTU. Seria Mehanika, energetika, ekologiya: Zbirnyk naukovykh prach. – Sevastopol, SevNTU. – No133. – 2012. – P.340-345. 6. Gutyrya, S.S. Modeliuvannya chastotnykh charakteristik planetarnykh kolesnykh reduktoriv / S.S. Gutyrya, V.P. Yaglinsky, A.M. Chanchin // Visnyk Nationalnogo Technichnogo Universitetu "KhPI". Zbirnyk naukovykh prach. Seriya: Mashynoznavstvo y CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2013. – No1(975). – P.35-43.

Надійшло (received) 20.05.2015

В.Н. ЖУРАВЛЁВ, д.т.н., зам. нач. управления информационных технологий ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье;
А.Б. ЕДИНОВИЧ, ведущий конструктор отдела зубчатых передач НИО ГП "Ивченко-Прогресс";
А.В. ПАПЧЁНКОВ, зам. технического директора по новым изделиям АО "Мотор Сич", Запорожье;
А.В. КОРНЕЙЧУК, начальник бригады отдела зубчатых передач НИО ГП "Ивченко-Прогресс"

ВИБРОКИНЕМАТОМЕТРИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Решена задача вибродиагностики зубчатых передач, в том числе, газотурбинных двигателей, методом кинематометрии. Разработана и апробирована математическая модель фазовой модуляции сигнала вибраций зубчатой передачи, параметры которой чувствительны к величине линейной деформации зуба в процессе передачи крутящего момента. Адекватность модели проверялась в процессе анализа сигнала датчика поперечных горизонтальных вибраций ведущей шестерни заднего редуктора двигателя ТВЗ – 117ВМА – СБМ1. Результаты экспериментальных исследований позволяют прогнозировать адекватность математической модели не хуже 0,9.

Ключевые слова. Газотурбинные двигатели, вибродиагностика, зубчатые передачи, кинематическая погрешность.

1. Введение. Постановка задачи. Эффективным направлением эксплуатационного технического диагностирования наиболее напряжённых узлов – зубчатых передач редукторов газотурбинных двигателей (ГТД), являются методы анализа сигнала вибраций корпуса двигателя. Традиционные методы вибродиагностики преимущественно основываются на спектральном разложении сигналов с информационным анализом амплитудного спектра преобразования Фурье либо спектральной плотности мощности [1]. Операции интегрирования (либо свёртки) нестационарного сигнала вибраций на интервале длительности окна анализа определяют большую дисперсию информационных параметров во временной и частотной областях. Вследствие этого, при решении задачи диагностирования, наблюдается неудовлетворительная чувствительность спектральных моделей к сигналам зарождающихся дефектов зубьев, которые имеют малую амплитуду и большую скважность на временном интервале анализа. Статистические методы обработки, применяемые для анализа дефектов зубчатых передач редукторов вертолётов [2], не локализованы в спектральной области, что определяет их пороговую чувствительность к зарождающимся дефектам и неудовлетворительную чувствительность к помехам на интервале окна анализа.

Таким образом, важной и актуальной задачей современного двигателестроения является разработка эффективных методов эксплуатационного диагностирования зубчатых передач [3], позволяющих более надёжно выделить в сигнале вибраций корпуса двигателя признаки отклонения характеристик деталей редуктора от штатного состояния и дополнить автоматическую систему анализа технического состояния роторных деталей ГТД пятого и шестого поколений. Своевременная локализация и устранение отклонений характеристик деталей позволят увеличить надёжность, уменьшить затраты на ремонты и улучшить акустические параметры ГТД.

© В.Н. Журавлёв, А.Б. Единович, А.В. Папчёнков, А.В. Корнейчук, 2015

2. Анализ физической и математической модели процесса вибраций зубчатых передач. В приложении к авиационным редукторам традиционно [4] предполагается, что зубья, которые перекатываются по эвольвенте профиля поверхности, не создают существенных локализаций контактных нагрузок, и сигнал $s_z(t)$ зубцовых вибраций описывается гармонической моделью $s_z(t) = A \cos(\omega_z t + \varphi_0)$, где: A – амплитуда колебаний виброперемещения, ω_z – круговая зубцовая частота, φ_0 – в общем случае начальная фаза. Как ограниченная модели принимается, что роторная частота постоянна $\omega_r = \text{const}$, вследствие этого постоянна и зубцовая $\omega_z = \text{const}$ частота. Редуцируемый момент не изменяется во времени $A_z = \text{const}$, начальная фаза принимается равной нулю $\varphi_0 = 0$. Дополним анализ физического процесса передачи крутящего момента парой зубьев и параметров поверхностей с максимальной контактной нагрузкой [5].

В течение одного цикла перезацепления жесткость пары зубьев, участвующих в передаче крутящего момента, изменяется несколько раз, при этом происходит изгибная деформация зубьев в упругой области с соответствующим изменением шагов зацепления. Это, в свою очередь, может привести к пластической деформации в зоне двухпарного зацепления. В процессе деформации в течение времени фронта нарастания деформации t_ϕ происходит изменение мгновенной частоты $\Delta\omega_z(t), t \in t_\phi$, что приводит к изменению кинетической энергии шестерни $\Delta E_\omega = J\Delta\omega_r^2 / 2$, где J – приведённый момент инерции шестерни, и инициирует момент импульса $M = J\Delta\omega_r$. Последний порождает импульс вибрации $\bar{P} = m\langle\Delta\bar{v}\rangle$ с энергией $\Delta E_v = m\langle\Delta v\rangle^2 / 2$, где: m – активная масса шестерни, $\langle v \rangle$ – усреднённая на интервале t_ϕ скорость деформации зуба. Сигнал $s_z(t) \approx \Delta E_v(t)$ пропорциональный энергии пересопряжения передаётся на опору вала и распространяется по корпусным деталям двигателя до чувствительного элемента датчика вибраций. В случае эксплуатационного дефекта зуба, трещины, выкрашивания, изменения массы (износа, изменения геометрии поверхности) будет изменяться функция линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ в пространстве времени, влияющая на энергию вибраций $\Delta E_v(t)$.

Анализ динамики процесса передачи крутящего момента парой зубьев на интервале времени передачи ими крутящего момента позволяет сделать вывод о негармоническом характере сигнала зубцовой частоты $s_z(t)$, который имеет, как минимум, два максимума – при входе и выходе из зацепления. Традиционная математическая модель в спектральной области представляет собой сумму сигналов:

$$s_z(t) = \sum_{i=1}^k A_{z_i}(t) \sin[\omega_{z_i}(t)t + \varphi_{z_i}(t)]; t \in [Ta], Ta \in [Tr], \quad (1)$$

где k – количество спектральных составляющих сигнала; t_r – период роторной частоты.

На основании теоретических исследований физической модели можно сделать вывод, что основной функцией, которая характеризует энергетическую эффективность передачи крутящего момента и является чувствительной к зарождающимся дефектам зубьев шестерён, можно считать девиацию параметра первой производной угловой скорости пересопряжения зубьев

$\Delta\varphi_z(t) = d\omega_z(t)/dt, t \in [Ta]$ на интервале времени Ta , – которая является функцией динамической кинематической погрешности в пространстве времени.

Функция динамической кинематической погрешности [4] зацепления может определяться путем прямого измерения, например, тензометрированием зубьев, так и косвенного, например, вибрографированием или кинематометрированием. Прямое тензометрированием, с одной стороны, может дать наиболее точную картину процесса изменения нагрузки зуба, но с другой стороны, имеет ряд недостатков, ограничивающих применение этого метода. В первую очередь, это – значительная трудоемкость подготовительных работ, что не дает возможности произвести экспресс-анализ работы произвольной передачи и, тем более, в эксплуатационном режиме ГТД. Поскольку кинематометрирование передачи производится при эксплуатационной нагрузке, то, соответственно, все параметры зацепления определяются с учетом деформации всех элементов передачи. Недостатком традиционной кинематометрии является необходимость применения высокоточных датчиков частоты и фазы вращения ротора, что в условиях реальных ГТД не всегда возможно. В связи с этим, кинематометрирование используется пока только при доводке передач, обычно параллельно с тензометрированием.

С целью адаптации выражения (1) к параметрам динамической кинематической погрешности представим его в виде математической модели фазовой модуляции $Md_\varphi[*]$ несущего сигнала с зубцовой частотой ω_z , усредненное значение которой на интервале времени одного периода Tr роторной частоты ω_r не изменяется $\omega_z(t) = \text{const}, t \in [Tr]$:

$$s_z(t) = Md_\varphi[\varphi_z(t), \Delta L_z(t), \Delta v_z(t)]; t \in [Ta], Ta \in [Tr], \quad (2)$$

а функцию полной фазы $\Delta\varphi_z(t)$, как результат фазовой демодуляции сигнала $s_z(t)$ (2):

$$\varphi_z(t) = \arg\{Hil[s_z(t)]\}, t \in [Ta], Ta \in [Tr], \quad (3)$$

где: $Hil[*]$ – преобразование Гильберта; $\arg\{*\}$ – аргумент функции.

3. Анализ результатов экспериментальных исследований. Адекватность модели (2, 3) проверялась в процессе анализа сигнала датчика поперечных горизонтальных вибраций ведущей шестерни заднего редуктора двигателя ТВЗ – 117ВМА – СБМ1, который проходил стендовые испытания на ОАО "Мотор Сич". В результате нештатной работы системы управления камерой сгорания, двигатель имел повышенные вибрации заднего редуктора более – 100g, при статочном максимуме не хуже – 80g и статистической норме – 28g. Анализируемый сигнал вибраций $s(t)$, который содержит сигнал зубцовой частоты $s_z(t)$ (файл $z_{zr}317mp$), интервалом 1с, был записан приблизительно в середине режима двигателя "взлётный", длительность которого 5мин. Можно полагать, что модель (2) была минимизирована в части погрешности от ограничения $\omega_z(t) = \text{const}, t \in [Tr]$.

Датчик вибраций имеет линейную фазовую характеристику преобразования до частоты 20000Гц и расположен на расстоянии порядка 100мм от ведущей шестерни. Сигнал датчика фиксировался в цифровом представлении измерительным комплексом MIC300 с параметрами аналого-цифрового преобразователя: $f_d = 216000$ Гц – частота дискретизации и $n=2^{16}$ – количество уровней квантования амплитуды вибраций. На этом этапе исследований будем по-

лагать, что интервал дискретизации Δt_d и величина уровня квантования амплитуды Δx_v , аналого-цифрового преобразователя позволят с инженерной точностью идентифицировать параметры первой производной угловой скорости пересопряжения зубьев $\Delta\varphi_z(t) = d\omega_z(t)/dt, t \in [Ta]$.

Результаты экспериментальных исследований модели анализа виброкинematометрии зубчатой пары на зубцовой частоте $f_z = 10222,6$ Гц представлены на рисунке. Исследуемый сигнал вибраций $s(t)$ на интервале анализа Ta , который соответствует одному периоду роторной частоты $Ta = Tr = 1/f_r = 0,0040093$ с ведущей шестерни, представлен на верхнем графике; функция параметра линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ – на среднем графике; амплитуда зубцовых виброускорений $A_{vz}(t)$ – на нижнем графике. Над нижними графиками приведены параметры, которые базируются на гипотезе случайности и нормальности распределения амплитуд сигнала $s_z(t, \Delta t_d)$, и имеют определяющее значение в части прогноза остаточного ресурса редуктора ГТД: пик-фактор модуля линейной деформации $Pf_z = \max|\Delta L_z(t)|$, а так же минимальный набор статистических моментов – математическое ожидание $M[*]$ и дисперсия $D[*]$.

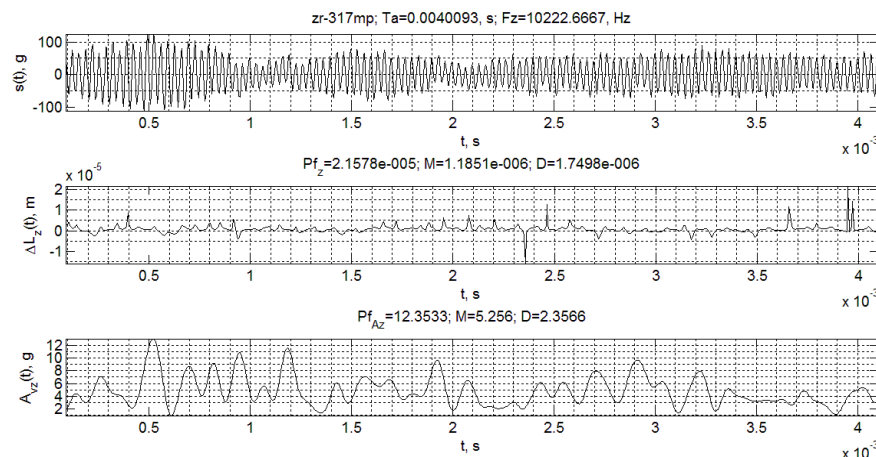


Рисунок – Результаты анализа параметров виброкинematометрии зубчатой пары редуктора на зубцовой частоте $f_z = 10222,6$ Гц

Анализ функции параметра линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ позволяет сделать вывод о её информационной идентичности экспериментальным данным лабораторных исследований, приведённым в монографии [4]. На графике можно анализировать двойной сигнал от каждого зуба шестерни (41 зуб), однако в некоторых случаях сигнал имеет трудноразличимую амплитуду, что может свидетельствовать об узком частотном либо динамическом диапазоне датчика вибраций. Амплитуда деформации, принимая во внимание её номинальное расчетное значение $\Delta L_{zn} \approx 20 \times 10^{-6}$ м при постоянном крутящем моменте 1190Н·м и статистической нормы вибраций 28g, с учётом перегрузок вследствие нештатной работы системы управления, соответствует реальным значениям в пределах инже-

нерной точности. Форма огибающей графика позволяет прогнозировать возможный дисбаланс входного вала редуктора либо свидетельствует об изменении знака первой производной крутящего момента на интервале времени $(2 \div 2,5) \times 10^{-3} \text{ с}$. Совместный анализ функций амплитуды зубцовых вибраций $A_{vz}(t)$ и входного сигнала позволяет сделать вывод о вибрационном качестве зубчатой пары и количественном составе помех в исходном сигнале корпуса двигателя.

Выводы. Решена задача эксплуатационной виброкинематометрии зубчатых передач, в том числе, редукторов ГТД. Разработана математическая модель и метод анализа сигналов вибраций, который работает в пространстве времени и позволяет рассчитывать фазовую функцию информационного сигнала зубчатой передачи. Показано, что основной функцией, которая характеризует энергетическую эффективность передачи крутящего момента и является чувствительной к зарождающимся дефектам зубьев шестерён, является девиация первой производной угловой скорости пересопрежения зубьев $\Delta\omega_z(t) = d\omega_z(t)/dt$, $t \in [Ta]$ на интервале времени Ta , т.е. функция динамической кинематической погрешности. Искомыми параметрами, функции которых при эксплуатационной нагрузке определяют потери энергии в процессе передаче крутящего момента зубчатой парой, есть величина линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$. Экспериментальные исследования модели позволяют прогнозировать её адекватность не хуже 0,9.

Программное обеспечение, реализующее алгоритм расчёта модели, работает с сигналом штатного датчика вибраций корпуса ГТД и может дополнять бортовую (либо стендовую) автоматическую систему анализа технического состояния зубчатых передач ГТД пятого и шестого поколений.

Список литературы: 1. Журавлёв В.Н. Методическая адекватность спектральной модели в задаче технического диагностирования роторных деталей редукторов ГТД [Текст] / В.Н. Журавлёв, А.В. Папченко, С.А. Борзов // Вестник двигателестроения – Запорожье: АО "Мотор Сич", 2014. – №2. – С.221-228. 2. Harry J. Decker. Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears [Text] / Harry J. Decker U.S. Army Research Laboratory Glenn Research Center, Cleveland, Ohio/National Aeronautics and Space Administration. NASA/TM – 2002-211492. Prepared for the International 58th Annual Forum and Technology Display sponsored by the American Helicopter Society. – Montreal, Quebec, Canada, June 11-13, 2002. 3. Дорофеев В.Л. Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и малошумящих зубчатых передач [Текст] / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев // Вісник НТУ "ХП" – Харьков, 2013. – №40(1013). – С.39-48. 4. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник [Текст] / Под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. – 374с. 5. Кравченко И.Ф. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений [Текст] / И.Ф. Кравченко, А.Б. Единолич, В.А. Яковлев, В.Л. Дорофеев // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2008. – №8. – С.129-134.

Bibliography (transliterated): 1. Zhuravljov V.N. Metodicheskaja adekvatnost' spektral'noj modeli v zadache tehnicheskogo diagnostirovanija rotornyh detaliej reduktorov GTD [Tekst] / V.N. Zhuravljov, A.V. Papchenkov, S.A. Borzov // "Vestnik dvigatelestroenija" – Zaporozh'e, AO "Motor Sich", 2014. – No2. – P.221-228. 2. Harry J. Decker. Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears [Text] / Harry J. Decker / U.S. Army Research Laboratory Glenn Research Center, Cleveland, Ohio/National Aeronautics and Space Administration. NASA/TM–2002-211492. Prepared for the International 58th Annual Forum and Technology Display sponsored by the American Helicopter Society. – Montreal, Quebec, Canada, June 11-13, 2002. 3. Dorofeev V.L. Sistema modelirovanija "AEROFLANK" & prjamoj sintez iznosostojkih i maloshumjashhh zubchatyh peredach [Tekst] / V.L. Dorofeev, V.V. Golovanov, D.V. Dorofeev // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. Visnik NTU "KhPI" – Kharkov, 2013. – No40(1013). – P.39-48. 4. Aviacionnye zubchatye peredachi i reduktory: Spravochnik [Tekst] / Pod red. Je.B. Vulgakova. – Moscow: Mashinostroenie, 1981. – 374p. 5. Kravchenko I.F. Jeksperimental'nye i teoreticheskie rezultaty issledovanija aviaci-onnyh zubchatyh peredach dlja dvigatelej pjatogo i shestogo pokolenij [Tekst] / I.F. Kravchenko, A.B. Edinovich, V.A. Jakovlev, V.L. Dorofeev // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – Kharkov, 2008. – No8. – P.129-134.

Поступила (received) 26.05.2015

Р.О. КАЙДАЛОВ, к.т.н., докторант Национальной академии Национальной гвардии Украины, Харьков;
С.В. ДУНЬ, к.т.н., заместитель технического директора по перспективной технике ПАО "АвтоКрАЗ", Кременчуг;
П.Н. КАЛИНИН, к.т.н., доцент каф. ИМ Национальной академии Национальной гвардии Украины, Харьков

АНАЛИЗ ПУТЕЙ УЛУЧШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВODНЫХ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ ПАО "АвтоКРАЗ"

В работе приведены результаты оценки эксплуатационных характеристик основных элементов приводных агрегатов автомобилей повышенной проходимости на примере зубчатых передач, вала и подшипников раздаточной коробки автомобиля КрАЗ-6322. Проведен анализ напряженного состояния этих элементов раздаточной коробки и сделаны выводы о их резервах к повышению энергонасыщенности автомобиля и увеличению пробега до регламентированных уровней. Показано, что, используя разработанный программный комплекс, можно диагностировать эксплуатационные характеристики зубчатых колес, валов и подшипников приводных агрегатов автомобилей с целью их улучшения.

Ключевые слова: зубчатая передача, подшипник, автомобиль, трансмиссия, раздаточная коробка, напряжение, прочность, усталость, напряженное состояние.

Ведение. Актуальность и постановка проблемы. Автомобили повышенной проходимости играют значительную роль в различных отраслях промышленного производства как Украины, так и других стран. Область их применения распространяется на перевозку различных грузов в труднопроходимых условиях, на дорогах с плохим покрытием, грунтовыми дорогам, бездорожью. Автомобили повышенной проходимости незаменимы в карьерах, на лесозаготовках, в сфере нефтегазоразведки и добычи, а также в воинских подразделениях и пр.

Из всей линейки модельного ряда автомобилей, выпускаемых ПАО "АвтоКрАЗ", значительную часть выпускаемых моделей составляют автомобили КрАЗ повышенной проходимости: их выпуск в настоящее время на предприятии достигает 80 % от выпускаемой продукции.

В современном семействе полноприводных автомобилей применена более совершенная трансмиссия проходного типа. Именно эта трансмиссия была реализована на автомобилях повышенной проходимости КрАЗ-6322 и КрАЗ-5233BE, которые сейчас приняты на вооружение в подразделениях как Национальной гвардии так и Вооружённых сил Украины.

В соответствии с требованиями пользователей автомобилей, ужесточением нормативных требований по управляемости и эффективности тормозной системы, увеличением грузоподъемности автомобилей и максимальной скорости их движения, применением двигателей большей мощности, увеличением ресурса до капитального ремонта автомобилей или их агрегатов и многих других факторов конструкторами предприятия постоянно проводится работа по улучшению надежности и эксплуатационных показателей агрегатов трансмиссии и их элементов.

© Р.О. Кайдалов, В.С. Дунь, П.Н. Калинин, 2015

За последние годы, в частности, с целью повышения надежности конструкции и увеличения ресурса трансмиссии автомобилей КраЗ повышенной проходимости на предприятии выполнены следующие работы:

- ужесточена конструкция раздаточной коробки путем изменения материала картера и крышки шестерен раздаточной коробки из СЧ 20 ГОСТ 1412-83 на ВЧ 45 ДСТУ 3925-90;
- применены подшипники в узлах раздаточной коробки и редукторов мостов шестого класса точности;
- введены обжимные конусные втулки на шпильках крепления редукторов на балках среднего и заднего мостов;
- введено штифтование чашек межколесных дифференциалов;
- изменены режимы термообработки отдельных деталей трансмиссии;
- внедрены в производство обрабатывающие центры для изготовления ответственных и высоконагруженных деталей (чашек дифференциалов, крестовин дифференциалов, шестерен и зубчатых колес).

Однако, в условиях современной тенденции к повышению энергонасыщенности автомобилей, нагруженность элементов трансмиссии автомобиля постоянно возрастает и, безусловно, повышение надежности и долговечности работы автомобиля в значительной степени зависит от технического состояния основных элементов трансмиссии, в частности, зубчатых колес, валов, подшипников и т.д. Вопросы оценки нагруженности элементов трансмиссии, как фактора существенно влияющего на долговечность автомобиля, выработка мероприятий по конструктивному усовершенствованию этих элементов или усовершенствование технологии их производства приобретает все большее значение.

Цель работы – оценить уровень нагруженности основных элементов приводных агрегатов автомобиля повышенной проходимости КраЗ-6322 для определения путей улучшения их эксплуатационных характеристик.

Основная часть. Одним из ответственных узлов трансмиссии автомобиля, который в условиях работы с возросшими мощностями и скоростями становится наиболее уязвимым, является раздаточная коробка (РК).

Поставленная в статье задача решается на примере РК автомобиля повышенной проходимости КраЗ-6322. В качестве инструмента решения задачи используется компьютерная программа ДМ-РК, построенная на основе разработанной в НАНГ Украины системы диагностирования элементов трансмиссии автомобиля [1].

РК автомобиля КраЗ-6322 (см. рисунок) представляет собой трехвальный редуктор с косозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами и обеспечивает два режима работы: на нижней (РК-Н) и высшей (РК-В) передачах. На ведущем валу 6 свободно установлены шестерни 1 и 4, которые находятся в постоянном зацеплении с колесами 2 и 5, соответственно. Для переключения режимов работы РК используется зубчатая муфта 10 и зубчатый венец вала 6. Крутящий момент с вала 6 на промежуточный вал 7 передается или через зубчатую пару 1-2 (режим РК-Н) или пару 4-5 (режим РК-В). Далее с вала 7 крутящий момент через зубчатую пару 2-3 передается на водило дифференциала с последующим его разделением в соотношении 1:2 между передним (через вал 8) и задними (через вал 9) мостами.

Все зубчатые колеса 1-5 РК (см. таблицу 1) имеют одинаковый модуль ($m_n = 5,5\text{мм}$), одинаковую ширину венца ($b_w = 46\text{мм}$) и изготовлены из стали

15ХГН2Т с цементацией зубьев до твердости 57...64HRC.

Переменный режим нагружения элементов РК связан с различными режимами работы восьмиступенчатой механической коробки переключения передач (КПП) ЯМЗ-238ВМ, передаточные числа которой: 7,30; 4,86; 3,50; 2,48; 2,09; 1,39; 1,0; 0,71.

Важнейшим фактором, определяющим нагруженность элементов РК является также распределение α времени работы КПП на разных передачах. В работе принято $\alpha = 0,3; 0,7; 1,2; 2,4; 5,4; 12; 25; 53$ (%).

Передаточное число главной передачи автомобиля $i_{GP} = 8,173$.

Реализованная в компьютерной программе ДМ-РК методика оценки напряженного состояния основных элементов РК основана на общепринятых критериях работоспособности. В частности, методика оценки напряженного состояния зубчатых передач основана на ГОСТ 21354-87 [2], а целесообразность такого подхода для данного класса задач показана в [3].

Использование ЭВМ позволило получить информацию о нагруженности элементов РК, в частности, зубчатых пар РК с учетом действительного характера их нагружения, т.е. проверочные расчеты выполнялись с учетом нагрузок на всех возможных режимах работы КПП и РК.

В таблице 2 представлены результаты определения контактных σ_H и изгибных σ_{F1} (для шестерни) и σ_{F2} (для колеса) зубчатых пар 1-2 (для режима РК-Н) и пары 4-5 (для режима РК-В) для восьми режимов работы КПП. Допускаемые контактные σ_{HP} и изгибные σ_{FP} напряжения определены для гаран-

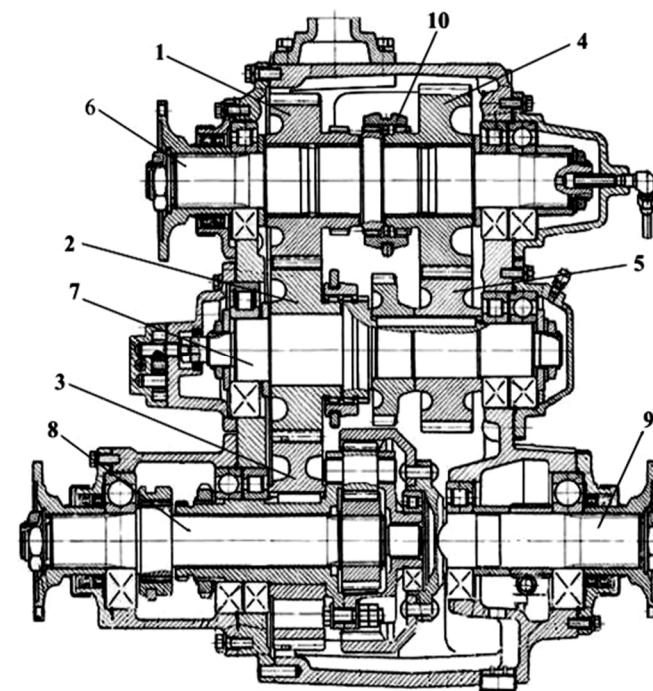


Рисунок – Раздаточная коробка автомобиля КраЗ-6322

Таблица 1 – параметры раздаточной коробки автомобиля КраЗ-6322

Колесо	Параметр		
	z	β	x
1	29	23°33'23"	+0,5735
2	32	23°33'23"	0
3	38	23°33'23"	0
4	34	21°20'16"	0
5	29	21°20'16"	0

Таблица 2 – Напряженность зубчатых колес раздаточной коробки КрАЗ-6322, МПа

Режим работы РК	Параметр	Режим работы КПП							
		1	2	3	4	5	6	7	8
РК-Н	σ_H	1888	1555	1334	1142	1059	892	750	642
	σ_{F1}	709	477	348	251	215	149	98	69
	σ_{F2}	812	546+	399	288	246	170	112	80
	$\sigma'_{HP}{}^1)$	1967	1967	1967	1967	1984	2025	2167	2046
	$\sigma'_{FP1}{}^1)$	1172	1172	1172	1136	1019	891	792	719
	$\sigma'_{FP2}{}^1)$	937	937	937	899	806	705	626	575
	$\sigma''_{HP}{}^2)$	1967	1967	1967	1967	1984	1997	1790	1517
	$\sigma''_{FP1}{}^2)$	1172	1151	1045	931	834	730	719	719
	$\sigma''_{FP2}{}^2)$	937	910	827	737	661	578	575	575
	$\sigma'''_{HP}{}^3)$	1967	1967	1967	1967	1984	1734	1554	1318
	$\sigma'''_{FP1}{}^3)$	1172	1047	951	847	760	719	719	719
	$\sigma'''_{FP2}{}^3)$	937	829	753	671	601	575	575	575
	$N_{11} \cdot 10^{6^4)}$	0,067	0,235	0,56	1,58	4,23	14,1	40,8	122
	РК-В	σ_H	1755	1448	1245	1068	992	813	699
σ_{F1}		839	566	414	300	256	160	115	71
σ_{F2}		856	577	422	306	262	163	117	72
$\sigma'_{HP}{}^1)$		1967	1967	1967	1981	1998	1846	1572	1333
$\sigma'_{FP1}{}^1)$		1172	1039	943	840	754	719	719	719
$\sigma'_{FP2}{}^1)$		1172	1057	960	856	767	719	719	719
$\sigma''_{HP}{}^2)$		1967	1967	1967	1820	1559	1370	1198	1154
$\sigma''_{FP1}{}^2)$		979	851	773	719	719	719	719	719
$\sigma''_{FP2}{}^2)$		996	866	787	719	719	719	719	719
$\sigma'''_{HP}{}^3)$		1967	1967	1865	1580	1353	1192	1149	1106
$\sigma'''_{FP1}{}^3)$		891	775	719	719	719	719	719	719
$\sigma'''_{FP2}{}^3)$		906	789	719	719	719	719	719	719
$N_{11} \cdot 10^{6^4)}$		0,604	2,12	5,04	14,2	38	127	367	1100

^{1), 2), 3)} – допустимые напряжения при гарантированном пробеге L_S автомобиля: $L'_S=50000$ км, $L''_S=300000$ км, $L'''_S=700000$ км;

⁴⁾ $N_{11} (N_{41})$ – число циклов нагружения зуба шестерни 1 (шестерни 4) раздаточной коробки на 1 км пробега автомобиля, млн. цикл.

режимов работы на усталостную прочность зубьев [2], оцениваем ресурс зубчатых колес РК по увеличению крутящего момента в $r = \min(0,9\sigma_{HPi} / \sigma_{Hi})^2 = (0,9 \cdot 1865 / 1245)^2 = 1,81$ раза.

Оценка напряженного состояния подшипников ведущего вала РК проводилась по критерию динамической грузоподъемности в соответствии с ГОСТ 18855-82. Учитывая переменный режим нагружения подшипников вала, тре-

тированных изготовителем пробегов L_S автомобиля: 50000км, 300000км и 700000км.

В расчетах было принято, что РК работает в режиме РК-Н примерно (10...15)% времени, а в режиме РК-В – (90...85)% времени [4].

Оценка на основе ГОСТ 21354-87 напряженного состояния рассмотренных зубчатых пар РК на всех режимах работы показывает, что они являются работоспособными и по условиям выносливости и по условиям прочности, также они имеют ресурсы к повышению энергонасыщенности автомобиля.

Учитывая малую цикличность нагружения зубьев шестерен РК при работе на 1-й и 2-й передачах КПП (например, число циклов нагружения зубьев шестерни 4 в режиме КПП-2 при $L_S=700000$ км составляет всего $N_4=N_{41} \cdot L_S = 2,12 \cdot 10^{-6} \cdot 700000 = 1,48$ млн.циклов, что менее $0,03 \cdot N_{Hlim}$), и, соответственно, слабое влияние этих режимов работы на усталостную прочность зубьев [2], оцениваем ресурс зубчатых колес РК по увеличению крутящего момента в $r = \min(0,9\sigma_{HPi} / \sigma_{Hi})^2 = (0,9 \cdot 1865 / 1245)^2 = 1,81$ раза.

буемая динамическая грузоподъемность подшипника оценивалась по формуле $C = P_E \cdot \sqrt[3]{(L/a_1/a_{23})}$. Здесь L – общее число циклов нагружения подшипника за требуемый срок L_S службы; a_1, a_{23} – коэффициенты долговечности и условий работы; P_E – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипнике, учитывающая долю работы подшипника на всех режимах нагружения [5]:

$P_E = \sqrt[3]{\left(\sum_1^8 P_i^p \cdot L_i\right) / \left(\sum_1^8 L_i\right)}$, где P_i, L_i – динамическая нагрузка на подшипник и число циклов нагружения подшипника при его работе в i -м режиме нагружения.

С учетом 90% вероятности не разрушения подшипника ($a_1=1$) и с учетом реальных условий эксплуатации роликового подшипника ($a_{23}=0,6$ и $a_{23}=0,8$) получены следующие результаты (таблица 3).

Используемый в исследуемой РК на ведущем валу подшипник 2312 ГОСТ 8228-75 имеет грузоподъемность 150кН и может быть использован при пробеге автомобиля $L_S=300000$ км

Таблица 3 – Требуемая грузоподъемность C подшипников РК

Гарантированный L_S пробег автомобиля, км	Грузоподъемность C подшипников, кН	
	При достаточной смазке ($a_{23}=0,8$)	При обычной смазке ($a_{23}=0,6$)
50000	59,3	79,1
300000	102,1	136,1
500000	119,2	158,9
700000	132,0	176,0

при обычных условиях смазки. Ресурс подшипника по нагрузке оценивается в 1,47 раза. При увеличении пробега до $L_S=700000$ км и в условиях не обеспечения достаточной для образования гидродинамической пленки между кольцами и телами качения количества смазки желательнее на ведущем перейти на подшипник 2612 ГОСТ 8228-75, динамическая грузоподъемность которого $C=224$ кН [6], а ресурс по нагрузке составит 1,27 раза. При этом следует учесть, что при неизменном наружном диаметре, подшипник №2612 имеет увеличенную до 46мм ширину.

Важным элементом РК являются валы, регламентирующими критериями работоспособности которых являются статическая прочность и жесткость [4].

Расчет на статическую прочность вала по пределу текучести сводится к проверке условия $s_T = s_{\sigma T} \cdot s_{\tau T} / \sqrt{s_{\sigma T}^2 + s_{\tau T}^2} \geq [s_T]$. Расчет выполненный с учетом максимальной нагрузки на ведущий вал РК показал, что запас прочности ведущего вала в опасном сечении (под зубчатым колесом 1) составляет $s_T = 3,5$. При допустимом значении $[s_T] = 1,2...1,5$ полученный результат свидетельствует о достаточном нагрузочном ресурсе исследуемого вала РК. Ведущий вал РК обладает также высокой жесткостью: максимальный прогиб (под зубчатым колесом 1) составляет $y=0,018$ мм, что меньше допустимого $[y]=0,05$ мм [4, 5]. Таким образом, исходя их жесткости оцениваем нагрузочный ресурс вала в 2,78 раза.

Анализ значений коэффициентов перекрытия исследуемых зубчатых пар РК показывает, что зубчатые зацепления имеют резервы по уровню шума, которые можно использовать путем изменения геометрии зацепления [7].

Таким образом, проведенный на примере элементов РК, анализ эксплуатационных характеристик элементов привода автомобиля КрАЗ-6322 показал, что элементы РК имеют определенные ресурсы по нагрузочной способности.

Уровень выявленных ресурсов свидетельствует о хорошей конструкции РК и высоком уровне ее проектирования. Безусловно, принятие окончательного решения по использованию выявленных ресурсов надо увязать с анализом ресурсов других элементов кинематической цепи привода автомобиля, требованиями унификации модернизированных конструкций агрегатов и, следовательно, решать задачу оптимально-рационального проектирования приводных агрегатов с большим количеством противоречивых условий [8].

Выводы:

1. Выполнен анализ условий контактной и изгибной выносливости, а также контактной и изгибной прочности при действии максимального крутящего момента для ведущих зубчатых колес РК и сделан вывод о их работоспособности.
2. Получены оценки ресурсов по нагрузочной способности зубчатых колес, первичного вала и подшипников РК автомобиля КрАЗ-6322.
3. Разработанный программный комплекс ДМ-РК может быть использован для поиска оптимально-рациональных проектных решений для основных элементов РК автомобиля КрАЗ-6322.

Список литературы: 1. *Калинін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. – Харків, 2008. – Вип.28. – С.116-20. 2. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчеты на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 3. *Чернявский И.С., Устиненко А.В.* Анализ контактной и изгибной выносливости зубчатых колес трансмиссии трактора Т-150К / Вісник НТУ "ХПІ" Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2013. – №40(1013). – С.182-186. 4. Автомобили: Конструкция и элементы расчета / *В.К. Вахламов.* – М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 480с. 5. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Расчет агрегатов и систем / Под общ. ред. *Н.Ф. Бочарова, А.Ф. Жеглова.* – Л.: Машиностроение, 1994. – 404с. 6. *Курмаз Л.В., Курмаз О.Л.* Конструирование узлов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие. М.: Высш.шк., 2007. – 435с. 7. *Калинін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Про можливість і методи забезпечення плавності зацеплення приводних зубчастих передач // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. – Харків, 2010. – Вип.27. – С.81-88. 8. *Калинін П.М.* Оптимально-раціональне проектування зубчастих редукторів трансмісії автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. – Харків, 2012. – Вип.35. – С.51-58.

Bibliography (transliterated): 1. *Kalinin P.N., Kurmaz L.V., Zherezhon-Zajchenko Yu.V.* Systema ekspres diahnostuvannya pratsездatnosti elementiv holovnoyi perezadachi avtomobilya // Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prats'. – Kharkiv, 2008. – No28. – P.116-120. 2. GOST 21354-87. Peredachi zubchatye cilindricheskie jevolventnye vneshnego zacepleniya. Raschety na prochnost'. – Vveden 01.01.1989. – Moscow: Izd-vo standartov, 1989. – 76p. 3. *Chernjavskij I.S., Ustinenko A.V.* Analiz kontaktnoj i izgibnoj vynoslivosti zubchatyh koles transmissii traktora T-150K / Visnyk NTU "KhPI" Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu. Kharkiv: NTU "KhPI". – 2013. – No40(1013). – P.182-186. 4. Avtomobili: Konstrukcija i jelementy rascheta / *V.K. Vahlamov.* – Moscow: Izdatel'skij centr "Akademija", 2006. – 480p. 5. Konstruivovanye u raschet kolesnykh mashyn vysokoy prokhdymosty. Pod obshch. Red. *N.F. Bocharova, Y.S. Tsytovycha* – Moscow: Mashynostroeny, 1983. – 299p. 6. *Kurmaz L.V., Kurmaz O.L.* Konstruivovanye uzlov i detalej mashin: Spravochnoe uchebno-metodicheskoe posobie. – Moscow: Vyssh.shk., 2007. – 435p. 7. *Kalinin P.N., Kurmaz L.V., Zherezhon-Zajchenko Ju.V.* Pro mozhlyvosti i metody zabezpechennja plavnosti zacheplenniya privodnih zubchastih perezadch // Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. – Kharkiv, 2010. – No27. – P.81-88. 8. *Kalinin P.M.* Optymal'no-ratsional'ne proektuvannja zubchastykh reduktoriv transmissiyi avtomobilya // Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prats'. – Kharkiv, 2012. – No35. – P.51-58.

Поступила (received) 27.05.2015

УДК 621.894

П.В. КАПЛУН, к.т.н., доцент каф. ЗНМ Хмельницького національного університета

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И КОНТАКТНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

Изложены результаты экспериментальных исследований износостойкости и контактной выносливости образцов из различных сталей после упрочнения методами термической обработки и ионного азотирования в водородных и безводородных средах, при трении качения с проскальзыванием. Отмечена важность влияния градиента свойств полученных композиций на эксплуатационные характеристики. Предложены способы повышения контактной выносливости и износостойкости зубчатых колес.

Ключевые слова: износостойкость, контактная выносливость, трение качения, проскальзывание.

Введение. Актуальность задачи. Зубчатые передачи имеют широкое применение в технике. Их долговечность и надежность часто определяют надежность и долговечность машин в целом. Опыт эксплуатации зубчатых колес свидетельствует, что подавляющее большинство выходов их из строя происходит в результате разрушения поверхности контакта в закрытых передачах и поломки зубьев от сгиба в открытых передачах. В настоящее время существует много способов повышения износостойкости и долговечности зубчатых передач, но проблема не решена до конца и является актуальной.

Анализ литературы. Поверхностные слои в процессе эксплуатации зубчатых колес разрушаются в результате циклического действия контактных напряжений, величина которых достигает 3570МПа [1], и изнашиваются в результате проскальзывания контактирующих поверхностей шестерни и колеса. Максимальные напряжения изгиба возникают в момент, когда вся нагрузка воспринимается одной парой зубцов, а точка его приложения находится в положении, наиболее удаленная от корня зуба. При этом максимальные напряжения изгиба концентрируются в основе зуба, и в зоне выкружки возникает концентрация напряжений. Для прямозубых зубчатых колес коробок передач максимальные напряжения изгиба достигают 850МПа [2], а для цементируемых тяжело нагруженных зубчатых колес – до 2500МПа [1].

В зубчатых парах, совместное качение происходит лишь в полюсе. Поскольку направление перемещений контактных линий шестерни и колеса противоположные, то между ними происходит проскальзывание. Скорость скольжения равна разности скоростей качения шестерни и колеса, и увеличивается с увеличением передаточного числа. Проскальзывания поверхностей контактирующих зубьев вызывает трение в зоне контакта и износ материала.

На напряженно-деформированное состояние материала зубцов большое влияние оказывает скорость приложения нагрузок. Как показали исследования [3, 4] контакт между двумя зубцами происходил в течение 10^{-3} - 10^{-4} с. Расчеты показывают, что даже в тихоходных зубчатых передачах приложение нагрузки в контакте происходит ударом [3]. При совместном действии нормальных и касательных напряжений в тонком поверхностном слое материала создается объемное напряженное состояние, которое способствует возникновению пластических деформаций. Высокие контактные напряжения и пластическая де-

© П.В. Каплун, 2015

формация вызывают в точках фактического контакта мгновенные температуры, достигающие 700-800°C, которые быстро снижаются на протяжении цикла [3]. Таким образом, поверхность контактирующих зубьев воспринимает циклическое температурное воздействие. В результате силового и температурного воздействий в микрообъемах происходит быстрая диффузия элементов к поверхности контакта.

Таким образом, анализ условий эксплуатации зубчатых колес показывает, что долговечность работы зубчатых передач в значительной степени зависит от детального изучения условий работы зацепления, характера напряженно-деформированного состояния различных зон зубчатых колес, правильного подбора материалов и методов укрепления этих зон, в соответствии с величиной и характером напряженного состояния. Решить эту проблему с помощью только одной технологии трудно. Необходимо применение комбинации нескольких технологий упрочнения рабочей поверхности и сердцевины зубчатого колеса, которые бы обеспечили оптимальные свойства, как на поверхности, так и по глубине в каждой из зон в соответствии с величиной и характером нагрузки. Такими технологиями могут быть: термическая и химико-термическая обработки материала; нанесение на поверхность покрытий с заранее заданными свойствами, в соответствии с напряженным состоянием в поверхностных слоях зубчатых колес.

В настоящее время для упрочнения зубчатых передач широко применяются цементация и нитроцементация малоуглеродистых сталей с последующей термической обработкой материала, обеспечивающие значительное увеличение их износостойкости и долговечности. Однако, эти технологии проводятся в средах содержащих большое количество водорода, который вредно влияет на прочность сталей.

Согласно современным представлениям [6-9], водород длительное время может находиться в стали в виде ионов и молекул. Небольшое количество водорода в стали не вызывает заметных изменений её свойств. Повышение концентрации водорода в стали выше некоторого предела, зависящего от качества стали, изменяет её физические и механические свойства и может вызвать появление дефектов, влияющих на прочность. Водород в стали меняет её механические свойства при кратко-временном и длительном статическом нагружении, а также при повторно-переменном и ударном нагружении [6-9].

Перспективной технологией упрочнения поверхности материалов является ионное азотирование в безводородных насыщающих средах (смесях азота с аргонном) [10], применение которой исключает вредное влияние водорода на металл.

Постановка задачи. Исследование влияния ионного азотирования на характеристики прочности и остаточные напряжения в сталях, а также определение влияния твердости покрытий и основы на контактную выносливость образцов при качении с проскальзыванием.

Результаты исследований. С целью выявления влияния водорода на металл при ионном азотировании проведены экспериментальные исследования физико-механических и эксплуатационных характеристик азотированных образцов различных сталей в водородсодержащих и безводородных насыщающих средах при растяжении, изгибе и циклическом контактном нагружении.

Исследование прочности и пластичности при растяжении проводились на плоских образцах из сталей Ст.3, 40Х, 65Г и 12Х18Н10Т, изготовленных по

ГОСТ 9651-73, которые подвергались ионному азотированию по различным технологическим режимам. Образцы имели длину 75мм и рабочее сечение 3×3мм. Исследования проводились на установке ИМАШ 20-78. В процессе экспериментов исследовались следующие характеристики: предел прочности σ_b , предел текучести σ_t , предел пропорциональности $\sigma_{пл}$, относительное удлинение δ , относительное сужение ψ , удельная работа разрушения A , а также проводились фактографические исследования процесса разрушения. В процессе исследований замерялись размеры сечения образцов до и после испытаний, осуществлялась запись диаграммы растяжения и видеозапись процесса разрушения. Все опыты проводились при комнатной температуре при скорости передвижения подвижного захвата 0,1мм/мин. и повторялись 3 раза.

В таблице 1 приведены результаты исследований характеристик прочности и пластичности сталей Ст.3, 40Х, 65Г и 12Х18Н10Т при испытании на растяжение. Образцы из данных сталей подвергались ионному азотированию в водородсодержащей среде (75об.% N₂ + 25об.% H₂) и безводородной среде (75об.% N₂ + 25об.% Ar) по следующему режиму: температура азотирования T=580°C; давление среды p=240Па, продолжительность азотирования $\tau=4$ часа.

Исследования показали, что процесс ионного азотирования оказывает существенное влияние на прочностные и пластические свойства сталей, повышая прочностные характеристики и снижая пластические свойства. При ионном азотировании в безводородной среде предел прочности образцов из исследуемых сталей повысился на 4-11%, при этом их пластические характеристики снизились в 1,1-3 раза. Наблюдается большее влияние ионного азотирования на менее легированные стали. Так, если для стали 12Х18Н10Т увеличение предела прочности образцов составляло 4%, а снижение относительного удлинения и относительного сужения – около 10%, то для стали Ст.3 предел прочности образцов увеличился на 11%, пластические характеристики δ и ψ уменьшились более чем в 3 раза.

Таблица 1 – Физико-механические характеристики образцов из различных сталей при испытаниях на растяжение до и после ионного азотирования (режим азотирования: T=580°C, p=240Па, $\tau=4$ часа)

№ п/п	Марка стали	Среда ионного азотирования	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Относительное удлинение δ , %	Относительное сужение ψ , %	Удельная работа деформации A , МПа
1	Ст.3	не азотиров.	500	247	30,0	60,0	105,0
		75 об.% N ₂ + 25 об.% Ar	557	295	10,0	25,0	51,0
		75 об.% N ₂ + 25 об.% H ₂	474	338	6,0	18,0	25,0
2	40Х	не азотиров.	560	380	10,0	30,0	41,1
		75 об.% N ₂ + 25 об.% Ar	623	551	5,65	21,4	28,9
		75 об.% N ₂ + 25 об.% H ₂	605	566	3,12	6,87	15,2
3	65Г	не азотиров.	700	320	9,0	25,0	59,8
		75 об.% N ₂ + 25 об.% Ar	744	587	3,83	14,9	29,4
		75 об.% N ₂ + 25 об.% H ₂	661	544	2,67	10,8	16,5
4	12Х18Н10Т	не азотиров.	520	280	40,5	55,2	182,3
		75 об.% N ₂ + 25 об.% Ar	551	321	37,5	49,4	170,2
		75 об.% N ₂ + 25 об.% H ₂	546	318	36,1	45,2	156,7

Сопоставление характеристик прочности и пластичности после ионного азотирования в водородсодержащих и безводородных средах (таблица 1) показывает, что присутствие водорода в насыщающей среде приводит к значительному снижению этих характеристик малолегированных конструкционных сталей. Так, временное сопротивление образцов из сталей Ст.3 и 65Г после ионного азотирования в водородсодержащей среде снизилось на 17,7% и 12,5% соответственно, по сравнению с его значением после ионного азотирования в безводородной среде. Результаты оказались даже ниже, чем у не азотированных сталей. Еще большее влияние при ионном азотировании оказывает водородсодержащая среда на снижение пластичности сталей. Так, для сталей Ст.3, 40Х и 65Г, азотированных в водородсодержащей среде, относительное удлинение δ уменьшилось соответственно на 40, 45 и 31%, а относительное сужение ψ на 28, 68 и 27,5% по сравнению с их значениями при азотировании в безводородной среде (таблица 1). Это обусловлено вредным влиянием водорода на сталь, связанным с водородным охрупчиванием и водородной коррозией металла, что подтверждает теоретические концепции, выдвинутые в работах [6-9].

Вредное влияние водорода на пластические свойства сталей наглядно видно по удельной работе деформации, представляющей собой площадь диаграммы растяжения в системе координат σ , δ . Расчеты показали, что удельная работа деформации сталей Ст.3, 40Х, 65Г и 12Х18Н10Т, азотированных в водородсодержащей среде меньше соответственно в 2,1; 1,9; 1,8 и 1,05 раза по сравнению с ее значениями при азотировании в безводородной среде (таблица 1). Из приведенных данных видно, что с увеличением степени легирования стали уменьшается вредное влияние водорода на ее механические свойства.

Исследования на многоцикловую усталость при изгибе проводились на гладких цилиндрических образцах диаметром 5 мм на машине ИМА-5 при чистом изгибе с вращением (частота 50 Гц), в среде 3%-ного раствора NaCl и в воздухе. Образцы изготавливались из Ст.45, часть из которых подвергалась ионному азотированию в водородсодержащей (60 об. % N_2 + 40 об. % H_2) и безводородной (60 об. % N_2 + 40 об. % Ar) средах при постоянстве остальных технологических параметров ($T=540^\circ C$, $p=80 Pa$, $t=240 min$).

Результаты этих исследований (рисунок 1,а) показывают, что предел выносливости образцов, подвергавшихся ионному азотированию в безводородной среде при испытаниях в воздухе повысился в 1,75 раза (с 210 до 370 МПа), а при испытаниях в 3%-ном растворе NaCl в 3,6 раза (с 30 до 110 МПа), по сравнению с его значениями для не азотированных образцов. Предел выносливости образцов, азотированных в водородсодержащей среде (кривая 3), при испытаниях в 3%-ном растворе NaCl на 25 % ниже по сравнению с образцами, азотированными по аналогичному режиму в безводородной среде. Причиной такого снижения предела выносливости стали является вредное влияние водорода, вызывающее: декогерцию кристаллической решетки металла; взаимодействие атомов водорода в металле с дислокациями; давлением молекулярного водорода в микрополостях стали; химическое взаимодействие водорода с компонентами сплава и выделением водородсодержащих фаз [6].

Значительное повышение многоциклового усталости образцов после ионного азотирования обусловлено образованием нитридных фаз на поверхности металла и возникновением в азотированных слоях остаточных напряжений сжатия. Величина напряжений сжатия при ионном азотировании достигает 800 МПа и может изменяться в широких пределах с помощью изменения технологических парамет-

ров процесса диффузионного насыщения (рисунок 1,б). Максимальный эффект от остаточных напряжений сжатия достигается при их оптимальном значении.

Исследование контактной выносливости сталей при трении качения с проскальзыванием проводилось на специальной установке трения качения [12], что монтировалась на базе сверлильного станка с вертикальным шпинделем. По круговой дорожке плоских образцов перекачивались шарики или цилиндрические ролики с коэффициентом проскальзывания 0,4 и 17,7 % соответственно. Нагрузки на тела качения 50, 100, 160, 250 Н (максимальное давление p_0 2075; 2615; 3057; 3180 МПа соответственно), частота вращения шпинделя 900 min^{-1} . Исследовались образцы из различных сталей после ионного азотирования в водородных и безводородных средах с различной термической обработкой и покрытиями хрома и нитрида титана.

Результаты сравнительных исследований износостойкости и контактной выносливости образцов приведены в таблицах 2 и 3 и на рисунке 2.

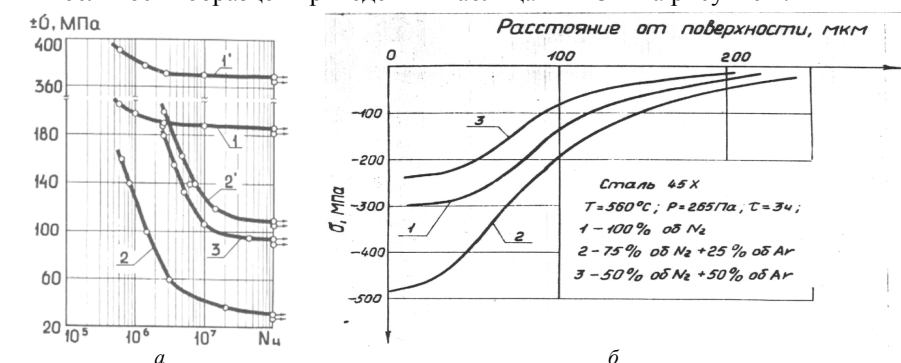


Рисунок 1 – Результаты сравнительных исследований износостойкости и контактной выносливости образцов:

а – кривые усталости в воздухе (1 и 1') и в 3%-ном растворе NaCl (2, 2', 3) стали 45X при испытаниях на чистый изгиб цилиндрических образцов без химико-термической обработки (1 и 2), азотированных в тлеющем разряде в безводородной (60 об. % N_2 + 40 об. % Ar) среде (1' и 2') и водородсодержащей (60 об. % N_2 + 40 об. % H_2) среде (3) при постоянстве остальных технологических параметров; б – распределение остаточных напряжений в азотированном слое стали 45X после ионного азотирования в различных средах при постоянстве остальных факторов ($T=560^\circ C$; $p=265 Pa$; $t=3ч$)

Контактная выносливость образцов после ионного азотирования в безводородной среде в 1,4-1,5 раз больше по сравнению с не азотированными образцами и на 14-25% выше по сравнению с азотированием в водородной среде. Снижение контактной выносливости образцов, которые азотировались в водородной среде, объясняется вредным воздействием водорода на металл. Образцы из стали 45 после закалки с последующим азотированием имели на порядок выше контактную выносливость и износостойкость по сравнению с не упрочненными образцами. Это объясняется высокой твердостью основы, на которую опирался азотированный слой. При малой жесткости основы покрытие, имеющее более высокую твердость, быстро разрушаются в связи с большой пластической деформацией основания. При этом резко увеличивается величина суммарного износа (пластическая деформация + износ от проскальзывания), что наглядно видно из таблицы 2 и 3.

На рисунке 2 показана кинетика износа стали 20Х13 при различных нагрузках на шарик в процессе трения качения с частичным проскальзыванием.

Таблица 2 – Физико-механические и трибологические характеристики образцов после ионного азотирования и термической обработки и их долговечность при испытаниях на трение качения в смазке И-20, нагрузка на шарик 150Н ($p_0=3180\text{МПа}$)

№ п/п	Марка стали	Вид термообработки, технология, покрытие	Микротвердость H_{100} , МПа			Толщина покрытия, мкм	Интенсивность изнашивания, $I \cdot 10^{-11}$	Долговечность до появления питтинга, $N \cdot 10^6$ циклов
			Поверхности	Основы	Дорожки качения после испытаний			
1	20X13	без термообработки	2550	2370	3460	–	620	0,58
2	20X13	ионное азотирование в среде 60% Ar + 40% N ₂	7380	2370	3650	260	570	0,88
3	45	без термообработки	3200	2450	3290	–	600	0,60
4	45	ионное азотирование в среде 60%Ar + 40% N ₂	7440	2450	4100	280	452	0,96
5	45	закалка	5100	5100	5230	–	21,2	9,1
6	45	закалка + ионное азотирование в среде 60%Ar + 40% N ₂	7460	4400	7200	290	16,1	12,9
7	45	ионное азотирование в среде 60%Ar + 40% H ₂	8420	2450	4050	290	440	0,75
8	45	закалка + ионное азотирование в среде 60%Ar + 40% H ₂	8560	4410	8210	300	15,4	11,2
9	20X13	ионное азотирование в среде 60%Ar + 40% H ₂	7640	2370	3670	280	580	0,70

Из рисунка видно, что в суммарной величине износа пластическая деформация занимает преобладающую долю, резко возрастает с увеличением нагрузки на шарик. Износ от проскальзывания шариков незначительный в связи малым коэффициентом проскальзывания (0,4%). При применении в качестве тел качения цилиндрических роликов коэффициент проскальзывания составлял 17,7% и износ от трения скольжения до начала возникновения питтинга был преобладающим по сравнению с пластической деформацией поверхностного слоя. При этом контактная выносливость образцов была на 25-30% меньше. Это объясняется тем, что при точечном контакте материала с шариками имеет место более выгодное объемное напряженно-деформированное состояние по сравнению с линейным контактом цилиндрических роликов.

Исследования многих авторов [1-5] показывают, что максимальные напряжения при контактных нагрузках и изгибе возникают в поверхностных слоях, что приводит к возникновению микротрещин и разрушению, как поверхности, так и конструкции в целом в результате развития и распространения микротрещин с поверхности в сердцевину. Поэтому для повышения износостойкости и долговечности конструктивных элементов и, в частности, зубчатых колес следует укреплять как поверхность, так и сердцевину, но с различными физико-механическими характеристиками – большими поверхностями и меньшими в сердцевине. То есть, конструкция поверхностных слоев должна иметь градиентную структуру в соответствии с напряженно-деформированным состоянием, возникающим в детали.

Модельные исследования напряженно-деформированного состояния пластины с многослойными покрытиями при контактной распределенной нагрузке на площадке контакта с нормальными силами, изменяющимися по параболическому закону, показали [11], что повышение прочности и долговечности композиции "покрытие-основа" можно достичь путем:

- нанесения упрочняющих покрытий с высоким модулем упругости и плавным градиентом изменения свойств по глубине от поверхности до основания (диффузных покрытий);

- уменьшением градиента свойств по глубине, за счет увеличения толщины покрытия и повышения жесткости основания;

- нанесения на поверхность покрытия тонких низко модульной пленок, обеспечивающих увеличение площади контакта и антифрикционные свойства.

Эти рекомендации наглядно подтверждаются результатами экспериментальных исследований (таблица 3), в частности: нанесение укрепляющего высоко модульного покрытия нитрида титана и хрома на твердую основу; получение диффузных азотированных слоев с плавным градиентом изменения твердости по толщине; нанесение окислительных пленок на азотированные слои; получение оптимального соотношения твердости покрытия и основы при нитрозакалке существенно повышают износостойкость и контактную выносливость материалов при качении с проскальзыванием.

Таблица 3 – Физико-механические и трибологические характеристики и долговечность образцов после ионного азотирования, термической обработки и других покрытий при испытаниях на трение качения в смазке И-20, нагрузка на шарик 150Н ($p_0=3180\text{МПа}$)

№ п/п	Марка стали	Вид термообработки, технология, покрытие	Микротвердость H_{100} , МПа			Толщина покрытия, мкм	Интенсивность изнашивания, $I \cdot 10^{-11}$	Долговечность до появления питтинга, $N \cdot 10^6$ циклов
			Поверхности	Основы	Дорожки качения после испытаний			
1	ШХ15	без термообработки	3840	3340	3340	–	594	0,70
2	ШХ15	без термообработки + ионное азотирование	9180	2680	5400	300	312	1,08
3	ШХ15	без термообработки + оксид азотирование	6140	2680	5420	300	210	1,25
4	ШХ15	закалка	7210	7210	7130	–	8,0	25,1
5	ШХ15	закалка + ионное азотирование	9180	4970	7160	300	8,4	24,2
6	ШХ15	закалка + ионное азотирование	7660	5800	7300	290	7,5	26,4
7	ШХ15	закалка + ионное азотирование	7860	5900	6350	120	13,0	22,8
8	ШХ15	закалка + TiN, метод КИБ	14000	5120	5200	5	15,0	22,0
9	ШХ15	без термообработки + TiN, метод КИБ	14000	2680	3350	5	564	0,75
10	ШХ15	закалка + гальваническое нанесение Cr	12000	7210	7140	5	7,6	28,4
11	ШХ15	закалка + гальваническое нанесение Cr	12000	7210	7300	10	7,0	30,1
12	ШХ15	нитрозакалка режим 1	8700	7200	7630	330	3,6	40,8
13	ШХ15	нитрозакалка режим 2	7700	7200	7420	350	3,2	48,8
14	ШХ15	нитрозакалка режим 3	7300	7200	7380	410	3,8	38,4
15	ШХ15	нитрозакалка режим 4	8300	7200	7410	320	3,7	38,7

В зоне контакта при воздействии нагрузки возникают нормальные напряжения с максимумом на поверхности в центре площадки контакта и касательные напряжения с максимумом на определенной глубине. Наличие сил трения вызывает перемещение максимума касательных напряжений с глубины к по-

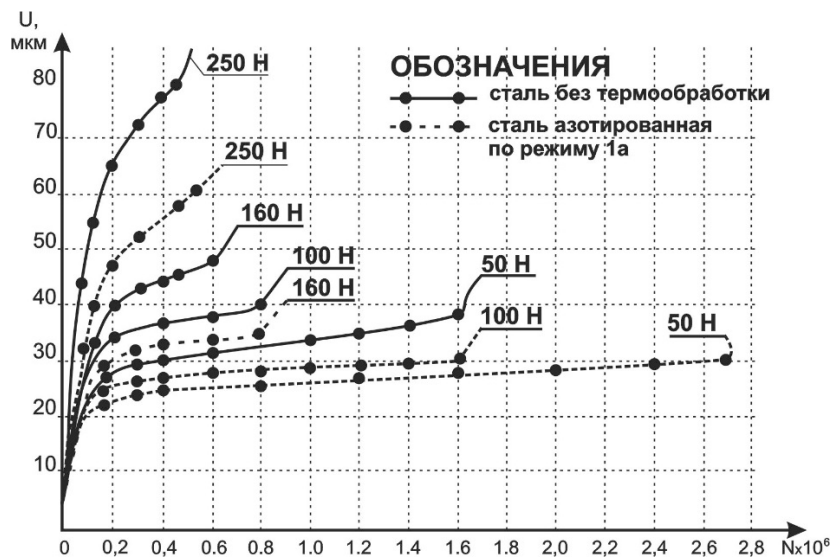


Рисунок 2 – Зависимость износа стали 20Х13 при трении качения с проскальзыванием от количества циклов при различных нагрузках на шарик: $N=50; 100; 160$ и 250 Н

верхности, и при коэффициенте трения 0,4 они выходят на поверхность. Многие исследователи считают, что касательные силы на площадке контакта вызывают растягивающие напряжения, которые способствуют образованию микротрещин. Остаточные напряжения сжатия в поверхностном слое уменьшают напряжение растяжения и способствуют повышению трещиностойкости материала.

Выводы. Таким образом, анализ условий эксплуатации и напряженно-деформированного состояния зубьев зубчатых колес показали, что разные участки поверхности зубьев принимают различные по величине и виду напряжения. Наиболее опасными участками поверхности есть ножка, впадина между зубцами и средний участок поверхности зуба, расположенной у полюса зацепления. Поэтому очевидно, что для этих участков поверхности необходимы различные свойства поверхностного слоя. Достичь данной цели можно укреплением поверхности зубьев и в первую очередь на опасных участках за счет нанесения упрочняющих покрытий с градиентной структурой по глубине; созданием в поверхностных слоях остаточных напряжений сжатия с оптимальным значением; укреплением сердцевины зуба. Для этого следует использовать термическую обработку материала зуба с повышением твердости сердцевины, наносить укрепляющие покрытия с применением химико-термической обработки в безводородных средах с управлением физико-механическими характеристиками и фазовым составом покрытий в зависимости от условий эксплуатации и напряженно-деформированного состояния зубчатых колес.

Список литературы: 1. Александров В.И., Соболев А.С. Материалы зубчатых колес грузовых автомобилей. – Минск: АНБССР Институт проблем надежности и долговечности машин, 1978. – 58с. 2. Дымшиц И.И. Коробки передач. – М.: Mashgiz, 1960. – 360с. 3. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Mashgiz, 1962. – 404с. 4. Копф И.А., Корнилов В.В., Ефимов Е.В. Нестационарная термическая модель заедания и износа эвольвентных зубчатых передач // Техника машиностроения. – 1998. – №1(15). – С.54-59. 5. Зинченко В.М. Инженерия поверхности зубчатых

колес методами химико-термической обработки. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 303с. 6. Механика разрушения и прочность металлов: Справочное пособие: В 4 т. / Под общ. ред. В.В. Панасюка. – Киев: Наук. думка, 1988. – Т.1: Основы механики разрушения / В.В. Панасюк, А.А. Андрейков, В.З. Партон. – 1988. – 488с. 7. Калачев В.А. Водородная хрупкость металлов. – М.: Metallurgija, 1985. – 217с. 8. Водород в металлах / Под ред. Г.Альфельда и И.Фелькля. – М.: Мир, 1981. – Т.2 – 430с. 9. Карпенко Г.В. Влияние водорода на свойства стали / Г.В. Карпенко, Р.И. Крипкевич. – М.: Metallurgizdat, 1962. – 198с. 10. Каплун В.Г., Пастух И.М. Энерго и ресурсосберегающая экологична чиста технология та обладнання для зміцнення деталей машин // Машинознавство. – №2. – 2002. – С.49-51. 11. Каплун П.В. Дослідження напружено-деформованого стану пластини з покриттями при контактному навантаженні // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах – 1999. – №4. – С.179-182. 12. Каплун П.В. Кинетика износа сталей с диффузионными покрытиями при контактном циклическом нагружении // Проблемы трибологии. – Хмельницький, 2001. – №1. – С.199-124.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov V.I., Sobolev A.S. Materialy zubchatykh koles gruzovykh avtomobilej. – Minsk: ANBSSR Institut problem nadezhnosti i dolgovechnosti mashin, 1978. – 58p. 2. Dymshic I.I. Korobki peredach. – Moscow: Mashgiz, 1960. – 360p. 3. Trubin G.K. Kontaktnaja ustalost' materialov dlja zubchatykh koles. – Moscow: Mashgiz, 1962. – 404p. 4. Kopf I.A., Kornilov V.V., Efimov E.V. Nestationarnaja termicheskaia model' zaedaniia i iznosa jevol'ventnykh zubchatykh peredach // Tehnika mashinostroeniia. – 1998. – No1(15). – P.54-59. 5. Zinchenko V.M. Inzheneriia poverhnosti zubchatykh koles metodami himiko-termicheskoj obrabotki. – Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2001. – 303p. 6. Mehanika razrusheniia i prochnost' metallov: Spravochnoe posobie: V 4 vol. / Pod obshh. red. V.V. Panasyuka. – Kiev: Nauk. dumka, 1988. – T.1: Osnovy mehaniki razrusheniia / V.V. Panasyuk, A.A. Andrejkov, V.Z. Parton. – 1988. – 488p. 7. Kalachev V.A. Vodorodnaja hrupkost' metallov. – Moscow: Metallurgija, 1985. – 217p. 8. Vodorod v metallah / Pod red. G.Al'fel'da i I.Fel'klja. – Moscow: Mir, 1981. – Vol.2. – 430p. 9. Karpenko G.V. Vlijanie vodoroda na svojstva stali / G.V. Karpenko, R.I. Kripjakevich – Moscow: Metallurgizdat, 1962. – 198p. 10. Kaplun V.G., Pastuh I.M. Energo i resursosberigajucha ekologichna chista tehnologija ta obladnannja dlja zmicnennja detaliej mashin // Mashinoznavstvo. – No2. – 2002. – P.49-51. 11. Kaplun P.V. Doslidzhennja napruzheno-deformovanogo stanu plastini z pokrittjami pri kontaktnomu navantazheni // Vimirjuval'na ta obchisljuval'na tehnika v tehnologichnih procesah – 1999 – No4. – P.179-182. 12. Kaplun P.V. Kinetika iznosa stalej s diffuzionnymi pokryttjami pri kontaktnom ciklicheskom nagruzenii // Zhurnal "Problemi tribologii". – Hmel'nic'kij, 2001. – No1. – P.199-124.

Поступила (received) 29.04.2015

УДК 621.833.22

А.В. КУЗНЕЦОВА, к.т.н., доцент каф. ПМиКП ДонНТУ, Красноармейск;
А.Н. ГНИТЬКО, к.т.н., доц., заведующий каф. ГМиМСМ ДонНТУ;
В.П. ОНИЩЕНКО, д.т.н., профессор каф. ПМиКП ДонНТУ

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМИ ЗУБЬЯМИ НА ИХ РЕСУРС

В статье проведена оценка влияния параметров зацепления конических передач с двояковыпукловогнутыми зубьями на их ресурс. Разработана методика прогнозирования ресурса конических зубчатых передач с двояковыпукловогнутыми зубьями путем выбора рациональных параметров зацепления на основании моделирования изнашивания зубьев. Методика основывается на двух математических моделях: модели зацепления зубьев и имитационной численной модели изнашивания зубьев.

Ключевые слова: двояковыпукловогнутые зубья, износ, ресурс, коническая передача, модуль, число зубьев, контактные напряжения.

Введение. Актуальность задачи. В современных серийных конструкциях приводов горных и транспортных машин используются конические передачи с двояковыпукловогнутыми (ДВВ) зубьями, которые имеют ресурс в

© А.В. Кузнецова, А.Н. Гнидько, В.П. Онищенко, 2015

пределах одного-двух межремонтных сроков, то есть выходят из строя через 8...16 месяцев эксплуатации. По статистическим данным в среднем за год в Украине происходит свыше 250 тыс. отказов приводов, вследствие чего простои технологического оборудования составляют более 1 млн. часов, а соответствующие ремонтные затраты – свыше 7,5 млрд. гривен.

Одним из перспективных путей повышения ресурса конических передач с ДВВ зубьями является выбор рациональных параметров зацепления (коэффициентов смещения, модуля, количества зубьев шестерни и колеса и ширины зубчатого венца) на стадии проектирования передачи на основании моделирования изнашивания рабочих поверхностей зубьев. Поскольку указанные факторы существенно влияют на ресурс конических передач с ДВВ зубьями, то соответствующие научные исследования являются актуальными, а задача повышения ресурса конических передач с ДВВ зубьями выбором рациональных параметров зацепления на основании моделирования изнашивания рабочих поверхностей зубьев имеет практическую ценность.

Анализ последних исследований и литературы. Проблемой износа зубьев зубчатых передач занимались многие исследователи. На основе анализа большого количества изношенных зубчатых колес приводов горных машин Молдавским Л.А. [1] установлен факт тесной взаимосвязи между различными видами поврежденных зубьев. На основе анализа этого статистического материала было доказано, что искажение профиля зуба в результате износа приводит к уменьшению приведенных радиусов кривизны, повышению контактных напряжений и, как следствие, к ускоренному развитию выкрашивания, а также появлению заедания рабочих поверхностей и др. Мыга Дж.Р. [2] экспериментально доказал, что искажение профилей закаленных зубьев в результате их износа существенно влияет на динамические нагрузки в зацеплении. А. Вилк, Дж.Н. Куанг и А.Д. Лин [3] ввели в динамическую модель профили изношенных колес, используя упрощенную модель профилей изношенных зубьев и считая передаточное отношение постоянным. Ю. Войнаровски и Онищенко В.П. [4] провели аналитические и экспериментальные исследования влияния деформации и износа зубьев на динамику зубчатых колес. Результаты экспериментов показали, что изменение профиля зубьев во время износа следует учитывать при расчетах на долговечность зубчатых передач.

Целью статьи является оценка влияния параметров зацепления конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями на их ресурс на основании моделирования изнашивания рабочих поверхностей зубьев.

Постановка задачи. Для оценки влияния параметров зацепления конических передач с ДВВ зубьями на их ресурс был разработан комплекс математических моделей. Комплекс включает в себя математическое описание теоретического профиля и профиля изношенного зуба, модель зацепления изношенных зубьев и модель износа зубьев в контактной точке. По введенной исходной форме профилей зубьев модель позволяет установить форму профилей зубьев по истечению заданного периода времени, оценить степень изменения передаточного числа, контактных напряжений, скорости скольжения и других параметров качества передачи. Путем варьирования входными параметрами можно спроектировать зубчатую передачу с наиболее рациональными показателями.

Общая блок-схема модели прогнозирования формы профилей зубьев

представлена на рисунке 1.

Блок ввода исходных данных содержит исходные данные для прогнозирования ресурса. В качестве управляемых параметров используются коэффициенты смещения исходного контура x_1, x_2 для шестерни и колеса; m_{nm} – нормальный модуль в среднем сечении зуба; z_1, z_2 – количество зубьев соответственно шестерни и колеса; ширина зубчатого венца b . Также исходным параметром является максимальный по условиям эксплуатации ресурс L_n передачи с ДВВ зубьями (определяемых варьированием коэффициентов смещения исходного контура x_1, x_2 , модуля m_{nm} , количества зубьев z_1, z_2 и ширины зубчатого венца b).

В **блоке модели зацепления зубьев** выполняется математическое описание профиля боковых поверхностей ДВВ зубьев шестерни и колеса, формируется матрица координат точек профиля боковой поверхности зубьев шестерни и колеса, выполняется построение аппроксимирующей кривой рабочей поверхности зубьев. Определяются координаты контактной точки, мгновенное передаточное число, скорости перемещения контактной точки по профилям зубьев, а также скорость скольжения, нормальная сила и контактные напряжения.

Блок износа зуба в контактной точке определяет значение износа контактирующих поверхностей с учетом максимально возможного числа факторов. Производится распределение износа между зубьями шестерни и колеса. Далее выполняется сравнение полученных значений износа в контактных точках профиля и критического значения износа, которое принимается равным 80% толщины цементационного слоя зубьев шестерни и колеса.

Блок синтеза изношенного профиля по величине износа в отдельных точках профиля формирует новый профиль, сглаживая профильные кривые только в зонах износа и сохраняя в зонах отсутствия контакта прежние координаты не затронутой износом части профиля. Далее повторно (в цикле) используются блок модели зацепления зубьев и блок модели износа зубьев. Если износ зубьев, после n -ого цикла, становится большим, либо равным значению критического износа, то зубья колес считаются изношенными и работа программы прекращается.

Блок расчета ресурса переводит условные циклы изнашивания в ресурс передачи.

Для автоматизации расчетов согласно приведенной методике разработано и реализовано соответствующее программное обеспечение в среде Mathcad.

С помощью разработанной программы выполнен анализ влияния коэффициентов смещения, модуля и количества зубьев шестерни и колеса, ширины зубчатого колеса на ресурс L_n .

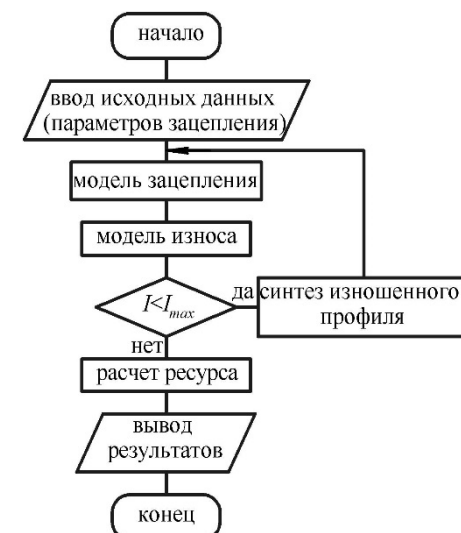


Рисунок 1 – Блок-схема прогнозирования ресурса конических передач с ДВВ зубьями

Из анализа графиков (рисунок 2) следует:

- изменение ресурса в зависимости от модуля имеет нелинейный характер; с увеличением модуля ДВВ зубьев в 1,8 раза значение ресурса возрастает в 1,2 раза при прочих равных условиях;
- изменение ресурса в зависимости от количества зубьев шестерни имеет характер близкий к линейному; с увеличением z_1 в 3 раза значение L_h возрастает в 2 раза при прочих равных условиях;
- изменение ресурса в зависимости от количества зубьев колеса имеет нелинейный характер; с увеличением z_2 в 3,6 раза значение L_h возрастает в 1,4 раза при прочих равных условиях;
- изменение ресурса в зависимости от ширины зубчатого венца имеет нелинейный характер; с увеличением b в 2,33 раза значение L_h возрастает в 1,16 раза при прочих равных условиях.

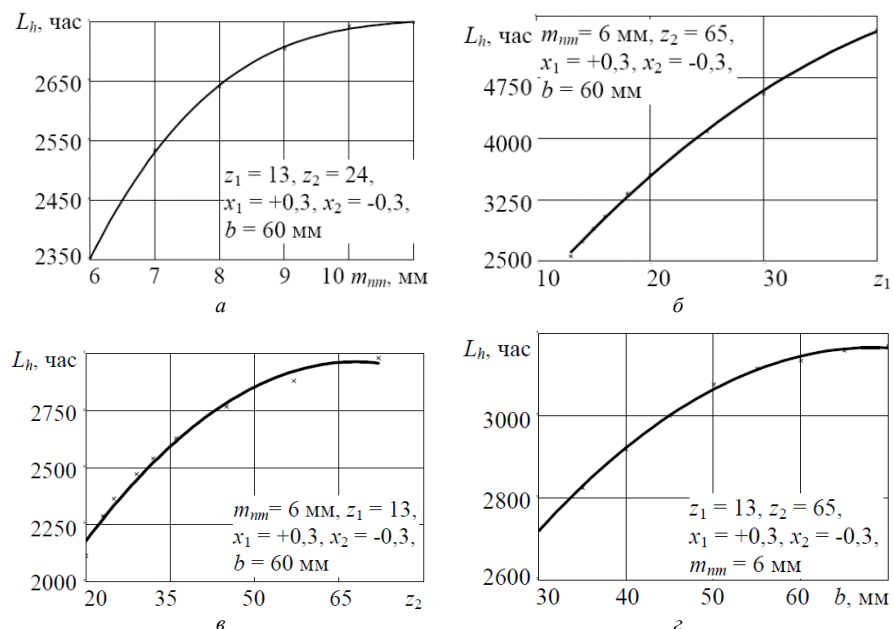


Рисунок 2 – График зависимости ресурса L_h конической передачи с ДВВ зубьями: а – от модуля m_{nm} ; б – от количества зубьев шестерни z_1 ; в – от количества зубьев колеса z_2 ; з – от ширины зубчатого венца b

Результаты расчета при помощи разработанной программы показали, что варьирование коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 при высотной коррекции незначительно влияет на изменение значений ресурса L_h ДВВ зубьев конической передачи. Так, при изменении x_1 и x_2 от 0 до $\pm 0,45$ (x_1 выбиралось положительным, x_2 – отрицательным, а их значения равны по модулю) значение ресурса изменилось от 2300 часов до 2351 часов (при прочих равных условиях – $z_1=13, z_2=24, m_{nm}=6$ мм, $b=60$ мм). При варьировании коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 в рамках угловой коррекции значение ресурса увеличилось на 9,94% от 2717 часов до 2987 часов (при $z_1=13, z_2=24, m_{nm}=13$ мм, $b=70$ мм).

Для определения максимальной по условиям эксплуатации долговечности L_h передачи с ДВВ зубьями необходимо оптимизировать значения коэффициентов смещения исходного контура x_1, x_2 , модуля m_{nm} , количества зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 , ширины зубчатого венца.

Выводы. На основе анализа влияния параметров зацепления конических передач с ДВВ зубьями на их ресурс с помощью разработанной программы установлено:

- варьирование коэффициентов смещения шестерни и колеса (высотная коррекция) в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями практически не влияет на изменение значений ресурса зубчатой пары (параметры исследуемой передачи – $z_1=13, z_2=24, m_{nm}=6$ мм, $b=60$ мм);
- угловая коррекция (увеличение суммарного коэффициента смещения) конических передач с ДВВ зубьями в рамках блокирующих контуров увеличивает значение ресурса примерно на 10 % в сравнении с зацеплением, выполненным без смещения исходного контура (параметры исследуемой передачи – $z_1=13, z_2=24, m_{nm}=13$ мм, $b=70$ мм);
- с увеличением модуля в 1,8 раза значение ресурса возрастает на 12 % в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями (параметры исследуемой передачи – $z_1=13, z_2=24, x_1=+0,3, x_2=-0,3, b=60$ мм);
- увеличение количества зубьев шестерни и колеса ДВВ зубьев конических передач приводит к возрастанию ресурса зубчатой пары в 2 раза в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями. Причем увеличение количества зубьев шестерни вызывает примерно в 1,55 раза больший рост ресурса, чем увеличение количества зубьев колеса (параметры исследуемой передачи – $z_1=13, z_2=65, x_1=+0,3, x_2=-0,3, m_{nm}=6$ мм, $b=60$ мм);
- с увеличением ширины в 2,3 раза значение ресурса возрастает на 16 % в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями (параметры исследуемой передачи – $z_1=13, z_2=65, x_1=+0,3, x_2=-0,3, m_{nm}=6$ мм).

Список литературы: 1. Молдавский Л.А. Виды повреждений и долговечность трансмиссий горных машин / Л.А. Молдавский, З.Л. Финкельштейн, Б.А. Верклов. – М.: Изд-во "Недра", 1981. – 190с. 2. Myga J.R. Wplyw zuzycia zęba na wielkość sił dynamicznych: praca doktorska / Myga J.R. – Politechnika Śląska, Gliwice, 1976. – 355s. 3. Kuang J.H. The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair / J.H. Kuang, A.D. Lin // Journal of Sound and Vibration. – Transaction of ASME, Vol. 123, 2001. – pp.311-317. 4. Wojnarowski J. Tooth wear effects on spur gear dynamics / J. Wojnarowski, V. Onishchenko // Mechanism and Machine Theory. – Vol.38, 2003, pp.161-178.

Bibliography (transliterated): 1. Moldavskij L.A. Vidy povrezhdenij i dolgovechnost' transmissij gornyh mashin / L.A. Moldavskij, Z.L. Finkel'shtejn, B.A. Verklov. – Moscow: Izd-vo "Nedra", 1981. – 190p. 2. Myga J.R. Wplyw zuzycia zęba na wielkość sił dynamicznych: praca doktorska / Myga J.R. – Politechnika Śląska, Gliwice, 1976. – 355p. 3. Kuang J.H. The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair / J.H. Kuang, A.D. Lin // Journal of Sound and Vibration. – Transaction of ASME, Vol.123, 2001. – Pp.311-317. 4. Wojnarowski J. Tooth wear effects on spur gear dynamics / J. Wojnarowski, V. Onishchenko // Mechanism and Machine Theory. – Vol. 38, 2003, pp. 161-178.

Поступила (received) 18.05.2015

В.В. КУРИЛЯК, аспірант каф. метрології, стандартизації, сертифікації Київського національного університету технологій та дизайну;
Г.І. ХІМІЧЕВА, д.т.н., професор каф. метрології, стандартизації, сертифікації Київського національного університету технологій та дизайну

КВАЛІМЕТРИЧНИЙ ПІДХІД ДО ОЦІНКИ ФАКТОРІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ЕКСПЛУАТАЦІЮ ЗУБЧАТИХ КОЛІС СУДНОВИХ РЕДУКТОРІВ

У статті розглянутий кваліметричний підхід до дослідження факторів, які впливають на експлуатаційний ресурс зубчатих коліс суднових редукторів, вузлів та агрегатів. Поставлена задача систематизації дефектів, виявлених в процесі ремонтування зубчатих передач. Проаналізовані технічні причини, які призводять до появи характерних дефектів з ціллю визначення раціонально-ефективного застосування різного типу зміцнюючих засобів. Також запропонована методика видалення конденсату з зони роботи редуктора за допомогою технічного силікагелю.

Ключові слова: довговічність, ресурс, зубчаті колеса, дефекти, аналіз, систематизація інформації, конденсат, осушення, силікагель.

Вступ. Забезпечення якості і безпечності роботи судових редукторів є важливою задачею сучасного машинобудування та ремонту, оскільки передаточний механізм від головного двигуна на гребний гвинт забезпечує зниження кількості обертів, які передаються на рушій. В залежності від обертів головних двигунів існують зубчаті і електричні передачі. На сьогоднішній день перевага надається зубчатій передачі (редуктору), тому що механізм з безпосередньою передачею найбільш економічний і у нього відсутні втрати в найвищій передачі. Такого типу механізм має високий ККД, надійний в роботі і разом з тим економічний.

Актуальність задачі. Встановлення і продовження ресурсних показників зубчатих коліс, підшипникових вузлів, валопроводної системи є актуальною проблемою для конструкторів, технологів, виробників, експлуататорів та ремонтників. В центрі науково-практичної задачі поставлено дослідження причинно-наслідкових зв'язків результатів експлуатації виробів і технологій виробництва та ремонту.

По-перше повинні аналізуватися статистичні дані по видам дефектів зубчатих коліс судових редукторів, виявлених при експлуатації чи при певних видах ремонту. Так як значна кількість дефектів деталей виявляється і досліджується тільки при ремонті на заводі, що обумовлено саме несправністю модуля чи агрегата суднового редуктора в експлуатації.

По-друге досліджуються і аналізуються причини заміни вузла чи агрегата до виробітку ними встановленого міжремонтного або призначеного ресурсу. Отже, для вивчення причин появи відмов і розробки конструкторсько-технологічних заходів по їх попередженню велике значення має збір та аналіз інформації про дефекти виявлені при ремонті агрегатів та вузлів редуктора. Такого типу аналіз допоможе підвищити ресурс суднового редуктора, а це в свою чергу забезпечує економічність, конкурентоспроможність і безпечність у перевезенні мореплавних засобів.

Аналіз літератури та останніх досліджень. Огляд різного типу літературних даних показує, що в останній час частково намітилася тенденція до до-

© В.В. Куриляк, Г.І. Хімичева, 2015

сліджень, пов'язаних з підвищенням довговічності майже всіх деталей як при виготовленні так і при ремонті. Це спонукає звернутися до економічних аспектів довговічності виробів, що в свою чергу призвело до такого поняття як оптимальна довговічність. Забезпечення якої комплексно вирішується як при виготовленні так і при ремонті, однією організацією виконавцем [1].

Прагнення до підвищення довговічності судових передаточних механізмів за рахунок подальшого підвищення вимог до точності геометричних параметрів поєднання деталей мало афективно, так як призводить до суттєвого зросту технологічних труднощів і витрат на виготовлення. Застосування нових високоміцних матеріалів для виготовлення відповідальних деталей для судових механізмів хоча й сприяє зросту статичної міцності, але в той же час супроводжується суттєвим зростом технологічної собівартості виробів. Найбільш ефективно у наш час підвищення експлуатаційних властивостей деталей за рахунок технологічних методів [2].

Найбільш небезпечним чинником, який призводить до зниження ресурсу роботи суднового редуктора є потрапляння води та чужорідних частинок у мастильний матеріал. Для вирішення цієї проблеми встановлюються різного типу фільтри. Але конденсат який утворюється під час роботи редуктора майже неможливо вловити сучасними фільтрами. І його присутність в мастильному матеріалі не тільки підсилює зношення деталей редуктора, але й призводить до його пошкодження [3].

По фізико-хімічним показникам (в'язкості та температурі спалаху, кислотному числу і вмісту механічних домішок, води та палива) визначається необхідність заміни мастила в редукторі. Ці показники називаються бракувальними. Для кожного редуктора вони мають своє конкретне та строго індивідуальне значення. Орієнтовно мастило замінюють, якщо в результаті аналізу було встановлено, що в'язкість і температура спалаху знизилась на 20%, кислотне число перевищує 2,5мг на 1г мастила. А загальний вміст механічних домішок не більше 3%. Аварійними вважаються показники з вмістом води в мастилі до 0,5% і палива до 3%. Отже, існує нагальна необхідність видалення із мастильного матеріалу конденсату води, палива та кислот які випаровуються і додатково погіршують мастильні якості масла та викликають корозію деталей редуктора [4].

Таким чином можна сказати, що питання про підвищення довговічності зубчатих коліс актуально і представляє собою інтерес для майбутніх досліджень.

Ціль статті. Підвищення якості зубчатих коліс суднових редукторів за рахунок систематизації та аналізу інформації про дефекти, які відкриваються під час ремонту цих механізмів. Дослідження причинно-наслідкових зв'язків результатів експлуатації редукторних агрегатів і технологій їх виробництва. А також запропонування методики усунення конденсату із зони роботи валопровідного відсіку з ціллю якого є захист мастильного матеріалу редуктора від конденсату, внаслідок чого продовжується експлуатаційний термін зубчатих коліс.

Постановка задачі. Отже завданням дослідження стає виявлення, систематизація та аналіз дефектів зубчатих коліс суднових редукторів на усіх етапах виготовлення, випробовування, експлуатації до дефектації і ремонту. А також розробка методики по видаленню конденсату із зони роботи суднового редуктора із подальшим запобіганням його потрапляння в мастильний матеріал зубчатих коліс.

Результати даних досліджень будуть слугувати кінцево-вихідними даними для розглядання питання про закономірність підвищення ефективності

зміцнюючих технологій виготовлення та ремонту зубчатих коліс суднових редукторів.

Матеріали досліджень. Під час наукових досліджень були визначені та систематизовані наступні види дефектів зубчатих коліс судового передаточного редуктора. На працездатність зубчатих передач впливають, як зовнішні фактори, які залежать від крутних моментів і характеру обертання зубчатих коліс, так і від внутрішніх, які залежать від технічного стану редуктора. Взаємодія зовнішніх і внутрішніх факторів створює різноманіття можливих пошкоджень редуктора. Не дивлячись на незмінність в процесі експлуатації передаточного відношення зубчатої передачі, дані фактори змінюються, призводячи до переважання певного виду зносу і пошкодження. При визначенні причин пошкодження необхідно розглянути зубчате колесо, як деталь, яка має посадочну поверхню, несучі елементи і контактну взаємодіючу поверхню.

Аналіз пошкоджень зубчатих коліс показує, що передчасний вихід із ладу зумовлений головним чином процесами в поверхневих шарах зубів. Теоретичне дослідження і виробничий досвід привели до розуміння того, що працездатність зубчатих передач залежить від поверхневого шару деталей, котрий формується при їх виготовленні [5].

Руйнування зубчатих коліс, один із небезпечних і значних дефектів, які призводять до несправності і відмови вузлів та агрегатів судових енергетичних установок. У ряді випадків поява тріщин і полумок зубчатих коліс пов'язана з місцевим підвищенням напруги в так названих зонах концентраторних напружень. Неправильний вибір допусків і посадок і є причиною місцевих концентрацій напружень. Причиною руйнування в більшості випадків є невірні вибрані методи обробки деталі. Так, наприклад при появі припикання відбувається структурно фазова зміна поверхневого шару матеріалу деталі, і в наслідок цього опір сталості деталі знижується на 20-25%. Руйнуються зубчаті колеса внаслідок місцевого ослаблення міцності деталей із-за недостатньо продуманого способу виробничого контролю [5].

Втомне (осповидне) зношування, яке виникає при терті кочення, є наслідком втомленості поверхневих шарів металів, а також виступів мікронерівностей, при повторному навантаженні одних і тих же мікро об'ємів поверхневого шару. Яке з часом призводить до накопичення пошкоджень і в результаті виражається в стомлюючому викришуванні поверхонь зубів, тобто до руйнування. Основною причиною в наслідок якої активно проявляється втомне викришування поверхневого шару зубів є не забезпечення належної якості поверхневого шару деталі: шорсткості, хвилястості, фізико-механічних властивостей, мікроструктури металу і залишкових напружень [6].

Абразивне зношування – це такий вид зношування, при якому окремі частини поверхні за рахунок мікро прорізання матеріалу поверхневого шару зубчатого колеса нерівностями або твердими структурами, що складають матеріал спряженого зубчатого колеса, або мікро подряпання, які з'явилися внаслідок абразивних частинок та знаходяться між поверхнями на яких відбувається тертя. Причиною такого виду зносу є поява твердих частинок в робочому повітрі, паливі, мастильному матеріалі, охолоджуючих рідинах та забруднення окремих порожнин редуктора. Також вагомою причиною абразивного зношування є незадовільна якість обробки робочих поверхонь тертя зубів [7].

Заїдання зубів полягає у тому, що в місцевому молекулярному зчепленні

контактуючих поверхонь зубчатих коліс в умовах руйнування мастильної плівки, яке характеризується місцевим налипанням і відокремленням частинок на поверхні тертя (адгезивний відрив). Зношування такого виду виникає при високому тиску і величезних швидкостях відносно ковзання, як правило має високу інтенсивність. Переважною причиною заїдання зубів може бути витискування, зношування мастильної плівки або пониження в'язкості і захисної здатності мастила від нагріву, тобто в зоні тертя виникає теплове зношування внаслідок неправильної збірки зубчатого зчеплення, вузла. Заїданню найбільш схильні зуби з не загартованими поверхнями із однорідних матеріалів, але це явище спостерігається також у різномірних матеріалів і при загартованих поверхнях.

Фретінг-корозія є різновидом корозійно-механічного зносу. Вона відбувається під дією окиснювальних процесів і абразивного зношування металу зубчатих коліс. Пластично деформований і насичений киснем поверхневий шар зубчатих коліс з присутністю в області тертя продуктів зносу, руйнується під дією багаторазового повторення навантажень. Після чого в процес вступають нові нижні шари металів. В результаті чого на поверхнях взаємного ковзання з'являються язви і продукти корозії в вигляді нальоту, плям і порошку. Причинами корозійно-механічного зносу є: шорсткість поверхні, напрямки нерівностей, хвилястість зумовлені методами та режимами механічної обробки, а також фізичної природи металу. Суттєве значення для протікання процесу фретінг-корозії має окиснення поверхонь, яке виникає внаслідок вібрацій або деформації під навантаженнями.

Механічне пошкодження торців і робочих поверхонь зубів трапляється по наступним причинам, очевидно із яких є порушення технологічного процесу збірки, а саме використання непередбаченого технологічним процесом інструмента та невиконання технологічних вимог і умов збірки. Також попадання в зону контакту зубів або інших поверхонь, по сторонніх металічних і абразивних частинок в процесі збірки або експлуатації. Сторонні механічні і абразивні частинки при потрапінні в зазори пар, які мають тертя і приймають участь в сприйнятті навантажень і можуть в залежності від місцевих умов впресовуватися в поверхні тертя, роздавлюються на більш мілкіші фракції, ковзаючи по поверхні і викликаючи дефекти поверхневого шару зубчатого колеса. Приробіток робочих поверхонь зубів, цапф, шліців є первісним зношуванням, котрий відбувається по фізичним процесам зносу.

В результаті пластичної деформації поверхневих шарів на контактних поверхнях зубів відбувається наклеп. При наклепі зменшується пластичність і ударна в'язкість, підвищується твердість і міцність. Очевидною причиною наклепу на профілі зубів в процесі роботи зубчатих передач є мікротвердість, яка перевищує оптимальну мікротвердість поверхневого шару після виготовлення деталі та призводить до подальшого над наклепу. Також суттєвою причиною може бути і менша ніж оптимальна мікротвердість деталі. В цьому випадку в процесі роботи на зубчатих колесах відбувається інтенсивне зношування, до тих пір доки пластична деформація поверхневого шару не перевищить його мікротвердість до величини оптимальної.

Молекулярно-механічне зношування проявляється як заїдання при високих тисках в зоні, де нема масляної плівки. Спряженні поверхні зубів зчіплюються настільки сильно, що частинки поверхні більш м'якшого зуба приварюються до поверхні зуба з твердішою основою. З'являються нарости, які наносять на робочі поверхні інших зубів маленькі канавки. Заїдання особливо інтенсивно трапляється в вакуумі із-за відсутності окисних плівок, а також часто

трапляється коли робочі поверхні зуба підлягають високому тиску. Заїдання виключають шляхом підвищення твердості і зниженням шорсткості поверхонь, правильним підбором проти задиристих мастил [5].

Корозійне руйнування поверхонь зубчатих коліс в результаті хімічного впливу середовища проявляється в руйнуванні поверхні металу. Інтенсивність цього процесу залежить від фізичної природи металу, параметрів поверхневого шару і умов експлуатації [8]. Корозія сприяє процесу кавітаційного руйнування та фретінг-корозії металу.

Кавітаційне зношування, яке виникає під час кавітації, при цьому поверхня металу починає наклепуватися на малу глибину, з'являються лінії зсуву з виявленням границь окремих зерен. Процес кавітації викликає зниження міцності, пере наклеп матеріалу на окремих мікрочастинках, яке супроводжується виникненням осередків руйнування в вигляді тріщин і пітінгу. Руйнування може відбуватися в межах зерен або по їх границям. Виникнення кавітації пов'язано з наявністю допоміжного розрядження внаслідок високого гідроопору, яке має місце по конструктивним причинам.

Характер прикладеного силового навантаження пов'язаний з постійною або не постійною частотою обертання, зміною напрямку обертання, значенням динамічної складової. Динамічні удари часто призводять до зламу зубів. При збільшенні частоти обертання збільшується вимоги до точності виготовлення і встановлення зубчатих передач, в іншому випадку збільшується зношування зубів. Це може бути причиною помилок виготовлення або монтажу. Наприклад із-за малого бокового зазору на зворотній поверхні зуба з'являються сліди контакту.

Зношення зубів – причина виходу із ладу переважно відкритих передач, недостатньо захищення від потрапляння абразивних частинок: пилюки, продуктів зносу і т.д. Спотворення профілю в результаті зносу призводить до збільшення динамічних навантажень, зазорів у зчепленні, зменшенню поперечного перетину зубів і, як наслідок до збільшення згину, і як правило до пошкодження зуба.

Відсутність змазування між контактуючими поверхнями призводить до підвищення температури, руйнування поверхневих твердих плівок окисів і виникненню адгезійних зв'язків між контактуючими зубами. Сили на площадках контактів повинні бути достатніми для руйнування твердих плівок окисів. Для важко навантажених високо швидкісних зубчатих передач найбільш характерна поява виривів металу на вершинах зубів. Для їх попередження рекомендують забезпечити постійне змащування контактуючих поверхонь. В тому числі і шляхом правильного вибору мастильного матеріалу. Такі пошкодження порушують характер зчеплення зубів і збільшують швидкість зношення створюючи при цьому концентратори напруг на поверхні зубів, які сприяють розвитку стомлюючих тріщин і відколів [9].

Відхилення в розташуванні валів і зубчатих коліс призводять до порушення рівномірності впливу доданих сил. Це може проявлятися в нерівномірному розподіленні сил по довжині зуба і в рівномірному по колу зубчатого колеса. Нерівномірне розподілення сил по колу зубчатого колеса призводить до появи локальних відколів в обмеженому секторі.

Пластичний зсув спостерігається у важко навантажених тихохідних зубчатих колесах, виконаних із м'якої сталі. Внаслідок сил тертя на поверхні зубів з'являються пластичні деформування з наступним зсувом частинок матеріалу в напрямку ковзання, які з часом призводять до утворення хребта поблизу полюсної лінії зубів веденого колеса і канавки у зубів ведучого. Це порушує пра-

вильність зчеплення і призводить до руйнування зубів. Пластичний зсув можливо усунути підвищенням твердості робочих поверхонь зубів [10].

Деформація і виробіток зубчатих коліс має місце при зниженій твердості на поверхні. Це може бути викликано при порушенні технології цементації і нітроцементації або неякісною термообробкою. Не виконання режимів термообробки призводить до пониженої твердості і в результаті до інтенсивного зносу, деформації і передчасному руйнуванню деталей редуктора.

Миттєва поломка із-за перенавантаження є дуже небезпечним видом руйнування зубчатих коліс. В процесі експлуатації зуби коліс можуть підлягати статистичному вигину при максимальному одноразовому навантаженні (різке гальмування, заклинювання, прикладання максимального крутного моменту). Напруга при цьому може значно перевищити тимчасовий опір сталі і призвести до миттєвого руйнування. Для запобігання раптових поломок необхідно слідкувати за правильністю монтажу зубчатих з'єднань і звести до мінімуму перенавантаження в процесі експлуатації.

Присутність в маслі механічних домішок, а також невеликих частинок металу від зносу деталей викликає погіршення його мастильних якостей, сприяє збільшенню нагріву і високому зносу поверхонь, які відчувують тертя. Під час експлуатації в турбінному маслі, крім механічних домішок, накопляються органічні кислоти, вода і інші продукти старіння мастила, що потребує періодичної його очистки або повної заміни.

Після аналізу існуючих причин, які призводять до пошкоджень редукторів ми детально розглянемо невелику, але суттєву причину, яка теж призводить до пошкоджень зубів – потрапляння конденсату в мастильний матеріал суднового редуктора. Зі слів С.Ю. Котова, Г.Я. Беляєва: "навіть незначна кількість конденсату в мастилі призводить до суттєвого погіршення властивостей мастильного матеріалу, а це в свою чергу породжує зниження експлуатаційних характеристик деталей редуктора. Так, наприклад збільшення вологості в мастилі з 0,01 до 0,1% призводить до п'ятикратного зменшення середньої довговічності підшипників [11].

Для того, щоб захистити деталі суднового редуктора від навколишнього середовища, а саме від вологи, пару, кислот, газів, які негативно впливають на працездатність деталей і на якість мастильного матеріалу, виробники вмонтовують в редуктор різного типу ущільнення і встановлюють фільтри. Але не зважаючи на це конденсати водяних парів і різного типу хімічні з'єднання потрапляють під час роботи в складові редуктора [12].

Одним із методів вирішення даної проблеми може бути силікагель. Силікагель – висушений гель кремнієвої кислоти пористої будови з сильно розвинутою внутрішньою поверхнею. Наявність гідрофільних якостей і розвинутої внутрішньої поверхні робить силікагель незамінним абсорбентом і каталізатором при суцці повітря в приміщенні. Степінь і характер пористості силікагелю обумовлює ефективність його застосування в різних процесах.

В машинобудівній промисловості силікагель слугує в якості вологопоглинача для зберігання деталей від вологи і корозії. Завдяки наявним абсорбційним якостям силікагель слугує осушувачем при консервації обладнання для обертання його від корозії [13]. Отже, застосування силікагелю для осушування зони в якій працює редуктор. Зробити це можливо наступними методами: перше це помістити невеликі контейнери з силікагелем безпосередньо біля редукторної установки на відстані 1 метра; другий метод включає в себе підвішування паперових пакетів з абсорбентом над редуктором на спеціальні кріючки.

Для осушування повітря в зоні роботи редуктора рекомендується технічний силікагель ГОСТ 3956-76. Це гранульований мілко пористий силікагель марки КСМГ-10,5. Основні якості цієї марки це – скловидні прозорі або матові овальної, сферичної чи неправильної форми. Виготовлюється з різних кольорів з темними включеннями [14].

Необхідно відмітити, що при відносному вологовмісту оточуючого середовища (ϕ) до 55...60% максимальною абсорбційною здатністю до парів води володіє мілко пористий силікагель (насіпна щільність порядку 700кг/м³). В інтервалі $\phi=70...80\%$ необхідно віддати перевагу середньо пористому силікагелю. Переваги крупнозернистого силікагелю ($\rho_c \sim 400...500$ кг/м³) реалізується при $\phi > 90\%$. Так як вологість всередині судна складає від 50 до 90%, а температура коливається від 15 до 34°C. Отже, нам підходить крупнозернистий силікагель. Отож для розрахунку вологості повітря в валопроводному відсіку необхідно використати наступні формули:

$$I = C_{c.в.} \cdot t (R + C_{п.} \cdot t) \cdot d / 100, \quad (1)$$

де I – ентальпія повітря, кДж/кг; $C_{c.в.}$ – питома теплоємність сухого повітря, кДж/кг°C; $C_{c.в.}=1,006$; t – температура вологого повітря °C; R – теплота пароутворення в валопроводному відсіку судна, розраховується як: $R=2,362 \cdot t+2501$; $C_{п.}=1,86$; d – вологовміст повітря кг/кг;

$$P_{н} = e^{((1500,3+23.5 \cdot i))}, \quad (2)$$

де $P_{н}$ – парціальний тиск насиченого пару, Па;

$$d = 622 \cdot P_{п} / (P_{б} - P_{п}), \quad (3)$$

де $P_{п}$ – парціальний тиск водяного пару, Па; $P_{б}$ – барометричний тиск повітря, Па; $P_{б}=101\,325$ Па;

$$\phi = \frac{P_{п}}{P_{н}}, \quad (4)$$

де ϕ – відносна вологість повітря, %.

Після визначення вологості повітря в валопроводному відсіку є необхідність визначити кількість силікагелю, котрого необхідно буде для осушення розрахункового об'єму приміщення. Згідно ГОСТ 3956-76 закладка складає – 1кг/м³. Використання силікагелю на мореплавних засобах різного типу пов'язано з рядом переваг, якими володіє цей абсорбент. Ці переваги включають високу абсорбційну властивість, вибірковість при поглинанні, володіє властивістю багаторазової регенерації. При цьому не втрачаються поглинаюча активність зерен, а також наявність міцної конструкції зерен, термостійкість і т.і. [15].

Також силікагель пожежно- і вибухобезпечний, по степені небезпечності для людського організму відноситься до третього класу небезпечних речовин. Але, так як присутність людини в валопроводному відсіку обмежена і потребує присутності тільки під час планових оглядів та ремонту вузлів редуктора, то ця речовина допустима для використання.

Результати досліджень. В результаті проведених досліджень були виявлені, систематизовані і попередньо проаналізовані характерні види дефектів зубчатих коліс суднових редукторів після експлуатації.

Очевидно, по-перше, що використання діючих зміцнюючих технологій не допомагає уникнути появи дефектів у поверхневому шарі зубчатих коліс, і як наслідок збільшити міжремонтний час вузлів і агрегатів редукторної установки.

По-друге, із вище сказаного не має можливості зменшити об'єм і термін робіт, вироблених під час ремонту даного типу деталей, і як наслідок заощадити матеріальні кошти, які витрачаються на відновлення чи виготовлення (замість забракованих після експлуатації) зубчатих коліс.

По-третє застосування силікагелю може в деякій мірі попередити появу паро водяних конденсатів в мастильному матеріалі шляхом вбирання їх в робочій зоні редуктора і тим самим заощадити кошти на передчасній заміні і регенерації мастильного матеріалу.

Висновки. Підводячи підсумок даного етапу дослідження, можна сказати, що необхідно знати характер впливу параметрів якості поверхневого шару зубчатих коліс, на схильність до того чи іншого виду експлуатаційних дефектів. А в перспективі для виявлення раціональних областей ефективного застосування засобів зміцнення. Також необхідно відмітити, що існуючі ущільнювачі на редукторах і підшипникових вузлах не можуть повністю попередити попадання різного типу парів всередину агрегату, тому рішення цієї проблеми може бути в використанні силікагелю. Це недорогий матеріал з відновлюючими властивостями. Абсорбент дозволяє власникам зберегти кошти на передчасній заміні мастильного матеріалу.

Список літератури: 1. *Суслов А.Г.* Направление работ Брянской технологической школы по решению проблемы "Обеспечение и повышение качества изделий машиностроения и технологической оснастки". – Москва: Машиностроение, 2004. – 111с. 2. *Киричек А.В.* Повышение эффективности упрочняющих технологий. – Москва: Машиностроение, 2004. – 136с. 3. *Дайхес М.А.* Ремонт судовых двигателей внутреннего сгорания. – Москва: Судостроение, 1980. – 248с. 4. *Возницкий И.В.* Морская книга. – Петербург: Судостроение, 2007. – 127с. 5. *Петрина Ю.Д.* Підвищення довговічності деталей насосів і компресорів нафтогазової промисловості ультразвуковим зміцненням. – Київ: НТУУНГ, 2005. – 160с. 6. *Роцин Г.И.* Детали машин и основы конструирования. – Москва: Дрофа, 2006. – 415с. 7. *Овчинников И.Н.* Судовые системы и трубопроводы. – Ленинград: Судостроение, 1976. – 328с. 8. *Болотин В.В.* Ресурс машин и конструкций. – Москва: Машиностроение, 1990. – 224с. 9. *Папшев Д.Д.* Упрочняющая технология в машиностроении (методы поверхностного пластического деформирования). – Москва: Машиностроение, 1986. – 160с. 10. *Геллер Ю.А.* Материаловедение. – Москва: Металлургия, 1975. – 328с. 11. *Котов С.Ю.* Влияние вакуумно-плазменного упрочнения сферических подложек покрытием во время возникновения первых очагов коррозии. – Москва: Гомель, 2014. – 126с. 12. *Дунаев П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин. – Москва: Машиностроение, 1978. – 351с. 13. *Кольцов С.И.* Алесковский В. Б. Силикагель, его строение и химические свойства. – Ленинград: "Техиздат", 1963. – 416с. 14. ГОСТ 3956-76. Силикагель технический. – М: ИПК, 1980. – 100с. 15. *Нестеренко А.В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – Москва: Термодинамика, 1971. – 459с.

Bibliography (transliterated): 1. *Suslov A.G.* Napravlenie rabot Bryanskoj tehnologicheskoi shkoly po resheniyu problemy "Obespechenie i povyshenie kachestva izdelij mashinostroeniya i tehnologicheskoi osnastki". – Moscow: Mashinostroenie, 2004. – 111p. 2. *Kirichek A.V.* Povyshenie effektivnosti uprochnyayushhih tehnologij. – Moscow: Mashinostroenie, 2004. – 136p. 3. *Dajhes M.A.* Remont sudovyh dvigatelej vnutrennego zgoraniya. – Moscow: Sudostroenie, 1980. – 248p. 4. *Voznickij I.V.* Morskaya kniga. – Peterburg: Sudostroenie, 2007. – 127p. 5. *Petrina Yu.D.* Pidvishennya dovgovichnosti detalej nasosiv i kompresoriv naftogazovoyi promislivosti ul'trazvukovim zmichnenniyam. – Kyiv: NTUNG, 2005. – 160p. 6. *Roshhin G.I.* Detali mashin i osnovy konstruirovaniya. – Moscow: Drofa, 2006. – 415p. 7. *Ovchinnikov I.N.* Sudovye sistemy i truboprovody. – Leningrad: Sudostroenie, 1976. – 328p. 8. *Bolotin V.V.* Resurs mashin i konstrukcij. – Moscow: Mashinostroenie, 1990. – 224p. 9. *Papshv D.D.* Uprochnyayushhaya tehnologiya v mashinostroenii (metody poverhnostnogo plasticheskogo deformirovaniya). – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 160p. 10. *Geller Yu.A.* Materialovedenie. – Moscow: Metallurgiya, 1975. – 328p. 11. *Kotov S.Yu.* Vliyaniye vakuumno-plazmennogo uprochneniya sfericheskikh podlozhek pokrytiem vo vremya vozniknoveniya pervykh ochagov korrozii. – Moscow: Gomeľ, 2014. – 126p. 12. *Dunaev P.F.* Konstruirovaniye uzlov i detalej mashin. – Moscow: Mashinostroenie, 1978. – 351p. 13. *Kol'cov S.I.* Aleskovskij V.B. Silikagel', ego stroeniye i himicheskie svoystva. – Leningrad: "Tehizdat", 1963. – 416p. 14. GOST 3956-76. Silikagel' tehnikeskij. – Moscow: IPK, 1980. – 100p. 15. *Nesterenko A.V.* Osnovy termodynamicheskikh raschetov ventilyacii i kondicionirovaniya vozduha. – Moscow: Termodinamika, 1971. – 459p.

Поступила (received) 27.05.2015

Р.А. МАЦЕЙ, к.т.н., доцент каф. подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин ОГАСА, Одесса;

ТОМАС ШТЕЛЕ, доктор-инженер, главный инженер, руководитель отдела исследований института станков в университете Штутгарта, Германия;

А.Г. ДОБРНСКИЙ, к.т.н., научный сотрудник отдела исследований института станков в университете Штутгарта;

А.В. КОВРА, инженер, старший преподаватель каф. автомобильного транспорта, ОНПУ, Одесса

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЭВОЛЬВЕНТНАЯ ПЕРЕДАЧА С АРОЧНО-ВИНТОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

В статье рассмотрено повышение нагрузочной способности цилиндрического эвольвентного зацепления с арочными зубьями за счет оптимизации геометро-кинематических и прочностных характеристик. Поставленная цель достигается за счет того, что вдоль ширины венца колеса арочная часть зуба, расположенная в средней части ширины венца, сопряжена с косозубыми полувенцами, что увеличивает толщину и прочность зубьев на торцах и снижает концентрацию контактных напряжений и виброактивность зацепления под действием внешней нагрузки.

Ключевые слова: цилиндрическая эвольвентная передача, арочные зубья, геометро-кинематические характеристики, нарезание зубьев пальцевой фрезой.

Введение. Актуальность задачи. Современное машиностроение требует постоянного совершенствования существующих, а также создания качественно новых типов передач зацеплением повышенной нагрузочной способности и эксплуатационной надежности. Анализ работ в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации зубчатых передач позволяет выделить три основных направления их совершенствования за счет: улучшения физико-механических характеристик материала зубчатых колес, повышения точности изготовления, улучшения геометро-кинематических характеристик зацепления. Возможности первых двух направлений ограничены ввиду повышенной стоимости и дефицитности высококачественных материалов, а также больших затрат, связанных с увеличением точности изготовления зубчатых колес. Ужесточение допусков на точностные показатели зацепления и положение валов во многих случаях не гарантирует нормальную работу привода в целом ввиду упругих перемещений его деталей под нагрузкой. Последнее приводит к нарушению номинального относительного положения контактирующих зубьев, которое изменяется в зависимости от режима внешней нагрузки. Вследствие этого геометрические условия в области контакта, независимо от точности изготовления деталей передачи за счет деформационных погрешностей, отличаются от оптимальных.

Наиболее экономичным является повышение нагрузочной способности зацепления за счет оптимизации геометро-кинематических характеристик.

В этой связи использование цилиндрических эвольвентных зацеплений с модифицированными арочными зубьями представляет одно из целесообразных направлений конструирования передач с улучшенными показателями.

Анализ литературы. Оптимальный выбор геометрических, конструктивных и технологических параметров зацепления, влияющих на качественные показатели, является многокритериальной задачей и зависит от конкретного вида и назначения передачи.

© Р.А. Мацей, Томас Штеле, А.Г. Добринский, А.В. Ковра, 2015

В исследовании геометрии цилиндрических эвольвентных зацеплений с арочными зубьями и способов их нарезания достигнуты значительные успехи [1-4]. Однако цилиндрическим передачам, зубья которых имеют арочную форму вдоль ширины венца колеса и эвольвентный профиль в сечениях, плоскостями параллельными торцу, присущи следующие недостатки. Область существования цилиндрических эвольвентных передач, арочные зубья которых нарезаются лезвийным инструментом, существенно ограничена в связи с отсутствием возможности нарезания арочных зубьев с необходимым смещением исходной производящей поверхности, что не позволяет на стадии проектирования передачи варьировать за счет смещения инструмента качественными показателями зубчатого зацепления [1-3]. Кроме этого, способ нарезания лезвийным инструментом имеет технологические ограничения на величину радиуса резцовой головки. При нарезании колес резцовыми головками с малыми радиусами вращения лезвийного инструмента возникает обратное резание, что не позволяет достичь больших коэффициентов осевого перекрытия в передаче.

В случае нарезания арочных зубьев пальцевой фрезой [4] с такой же геометрией, как и при нарезании лезвийным инструментом, зубчатая передача, при больших коэффициентах осевого перекрытия вблизи торцов, имеет пониженную изгибную выносливость арочных зубьев, т.к. основная толщина зубьев в сечениях в направлении действия распределенной контактной нагрузки в зацеплении вблизи торцов, существенно уменьшается по сравнению с их основной толщиной в сечениях плоскостями перпендикулярными осям вращения колес.

В ряде случаев, улучшение качественных характеристик таких передач может быть достигнуто за счет использования арочно-винтовой формы зубьев с продольной и профильной модификацией, позволяющей увеличить коэффициент осевого перекрытия и толщину зубьев на торцах в направлении действия распределенной контактной нагрузки, снизить концентрацию нагрузки в зацеплении, что обеспечит повышение контактной и изгибной прочности, с учетом влияния на нагрузочную способность технологических и деформационных погрешностей зацепления (рисунок 1).

Постановка задачи. В основу предлагаемой цилиндрической эвольвентной передачи внешнего зацепления с арочно-винтовыми зубьями, формообразование рабочих и переходных поверхностей которых осуществляется пальцевой фрезой, поставлена задача разработать такую геометрию зубчатого зацепления, которая:

- позволит на стадии проектирования передачи использовать уже имеющиеся блокирующие контуры, разработанные для эвольвентных прямозубых и косозубых

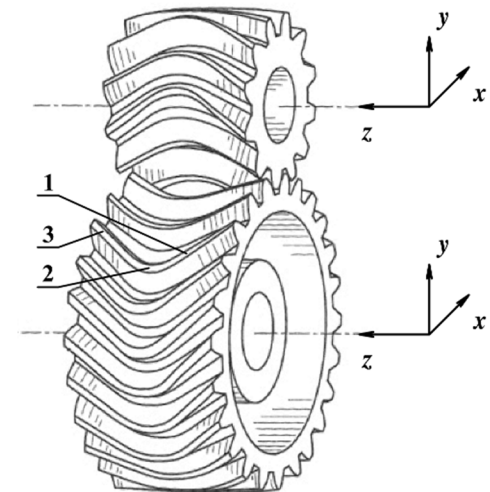


Рисунок 1 – Цилиндрическая эвольвентная передача с арочно-винтовыми зубьями: 1,3 – косозубые участки; 2 – арочный участок зуба

колес, и варьировать в определенных пределах, как выбором рабочих участков эвольвентного профиля, так и геометрией зуба вдоль ширины венца колеса, влияя тем самым на качественные показатели зубчатой передачи с эвольвентными арочно-винтовыми зубьями с целью оптимизации ее геометро-кинематических и прочностных характеристик;

- обеспечит возможность проектирования и изготовления цилиндрических эвольвентных передач с арочно-винтовыми зубьями, имеющих большие значения коэффициентов осевого перекрытия по сравнению с арочными зубьями, нарезаемыми лезвийным инструментом, а, следовательно, уменьшит удельную контактную нагрузку в зацеплении и повысит плавность работы передачи за счет более равномерного перераспределения суммарной жесткости и удельной контактной нагрузки в процессе цикла пересопряжения зубьев в зацеплении;

- обеспечит достижение значительных величин коэффициента осевого перекрытия передачи, независимо от технологических ограничений, регламентируемых величиной радиуса вращения лезвийного инструмента резцовой головки;

- для передач с большим коэффициентом осевого перекрытия эвольвентных арочных зубьев, колеса которых нарезаются пальцевой фрезой, исключит уменьшение толщины арочного зуба на торцах в сечениях в направлении действия удельной контактной нагрузки, увеличив на этих участках изгибную выносливость зубьев за счет использования на основном цилиндре формообразующей винтовой линии с постоянным шагом, формирующей косоугольные участки арочного зуба вблизи торцов;

- в зависимости от целевого назначения передачи и принятых при проектировании качественных критериев, учитывая технологические ограничения, обеспечит на основном цилиндре, вдоль ширины венца колеса, возможность различного сочетания длин сопряженных участков теоретической винтовой линии арочно-винтового зуба, имеющей на участках вблизи торцов постоянный, а в средней части основного цилиндра – переменный шаг винтовой линии.

Поставленная задача достигается за счет того, что в параметрическом виде пространственная форма боковых, выпуклой и вогнутой поверхностей арочно-винтовых зубьев цилиндрической эвольвентной передачи, образуется путем двух, кинематически связанных – поступательного и вращательного движений – жестко связанных между собой двух плоских кривых, каждая из которых состоит из сопряженных эвольвентного и переходного участков.

Плоские кривые представляют собой одноименный и разноименный профили плоского сечения арочно-винтового зуба плоскостью, параллельной торцу. На рисунке 2 показана развертка с основного цилиндра винтовых линий 1, 2 с переменным на всей длине шагом на плоскость зацепления, являющихся основаниями эвольвентных боковых, выпуклой и вогнутой поверхностей арочного зуба для передач с большими коэффициентами осевого перекрытия.

На рисунке 3 показана развертка двух винтовых линий с основного цилиндра на плоскость зацепления, каждая из которых включает прямолинейные 1, 3 и криволинейный 2 участки на боковой поверхности арочно-винтового зуба в сечении плоскостью зацепления.

На рисунке 4 показана развертка винтовой линии с основного цилиндра на плоскость зацепления, являющаяся контактной линией сопрягающейся пары арочно-винтовых зубьев. Здесь: $as, a's'$ – прямолинейные участки; ss' – криволинейный участок; r_i – радиус криволинейного участка; b_w – ширина

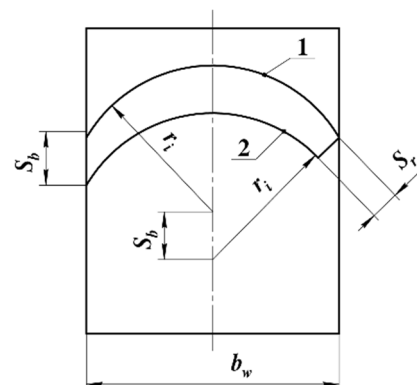


Рисунок 2 – Развертка с основного цилиндра винтовых линий 1, 2 с переменным на всей длине шагом на плоскость зацепления:
 r_i – радиус; S_b – толщина зуба в торцевом сечении; S_r – толщина зуба в радиальном направлении действия контактной нагрузки; b_w – ширина венца колеса

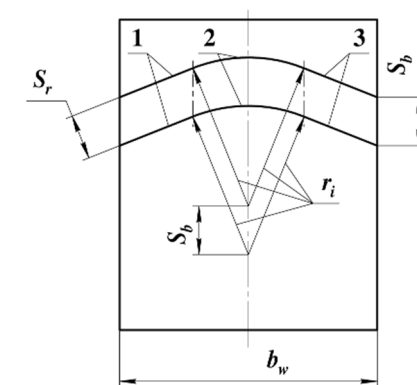


Рисунок 3 – Развертка двух винтовых линий с основного цилиндра на плоскость зацепления:
 1, 3 – прямолинейные участки; 2 – криволинейный участок; r_i – радиус; S_b – толщина зуба в торцевом сечении; S_r – толщина зуба в радиальном направлении действия контактной нагрузки; b_w – ширина венца колеса

венца колеса; s, s' – точки сопряжения прямолинейных и криволинейного участка; \hat{z}_t, \bar{z}_t – текущие координаты контактной линии, в рассматриваемом сечении, плоскостью зацепления относительно перпендикулярной ей плоскости симметрии cc' соответственно для криволинейного и прямолинейного участка; z_s – расстояние точки сопряжения s прямолинейного и криволинейного участков от плоскости симметрии cc' .

На рисунке 5 показано произвольно расположенное плоское сечение арочно-винтового зуба плоскостью, перпендикулярной оси вращения колеса, включающее одноименный 1 и разноименный 2 эвольвентные профили.

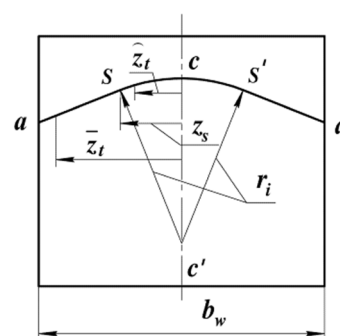


Рисунок 4 – Развертка винтовой линии с основного цилиндра на плоскость зацепления, представляющей собой контактную линию сопрягающейся пары арочно-винтовых зубьев

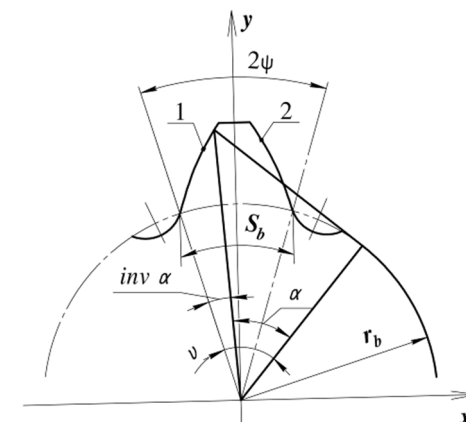


Рисунок 5 – Плоское сечение арочно-винтового зуба плоскостью, перпендикулярной оси вращения колеса

Жестко связанные разноименный и одноименный профили 1, 2 плоского сечения (рисунок 5), совершая одновременно поступательное, вдоль оси вращения колеса, и вращательное движения вокруг этой оси, описывают выпуклую и вогнутую боковые поверхности арочно-винтового зуба. Взаимосвязь поступательного и вращательного движений плоского сечения обусловлена формой винтовой линии, лежащей на основном цилиндре, при этом на участках, вблизи торцов, шаг винтовых линий постоянный, а между этими участками, в средней части ширины венца колеса, шаг винтовой линии переменный. Развертка с основного цилиндра винтовой линии теоретического основания эвольвентной поверхности арочно-винтового зуба на плоскость рабочего зацепления представляет собой контактную линию переспрягающихся в зацеплении арочно-винтовых зубьев, состоящую из двух прямолинейных и криволинейного (в частности дугового) участков, сопряженных между собой в точках сопряжения s, s' (рисунок 4). Величина и соотношение длин прямолинейных as, as' и криволинейного ss' участков контактной линии (рисунок 4) устанавливается так, чтобы наилучшим образом удовлетворить принятым, при проектировании зубчатой передачи, критериям, зависящим от ее целевого назначения, учитывая при этом технологические и геометро-кинематические ограничения.

При описании пространственных боковых, выпуклых и вогнутых эвольвентных рабочих поверхностей арочно-винтового зуба в координатной форме, в параметрическом виде, в качестве двух независимых параметров выбраны: v – угол развернутости эвольвенты плоского одноименного и разноименного эвольвентного профиля (рисунок 5) и положение плоского сечения арочно-винтового зуба \bar{z}_t или \bar{z}_t относительно плоскости симметрии cc' , расположенной на середине ширины венца колеса и перпендикулярной оси его вращения (рисунок 4). Здесь \bar{z}_t – координата рассматриваемого сечения на дуговой части контактной линии, а \bar{z}_t – координата рассматриваемого сечения на прямолинейной части контактной линии. Система уравнений, описывающая координаты профилей 1, 2 плоского сечения (рисунок 5), рассматриваемого арочно-винтового зуба в плоской системе координат x, y , как функции параметра v , имеет вид

$$x_{1,2} = \text{sign} \cdot r_b \cdot [\cos(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) - \sin(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)]; \quad (1)$$

$$y_{1,2} = r_b \cdot [\sin(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) + \cos(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)], \quad (2)$$

где sign – константа, которой присваивается значение +1 или -1, в зависимости от рассматриваемого профиля 1 или 2 (рисунок 5); r_b – радиус основной окружности эвольвентного профиля; 2ψ – центральный угол, соответствующий основной окружной толщине плоского сечения арочно-винтового зуба, в любом сечении вдоль ширины венца колеса, плоскостью, параллельной торцу).

Одновременное поступательное движение вдоль оси вращения колеса, характеризующееся координатой \bar{z}_t или \bar{z}_t , в зависимости от рассматриваемого участка (рисунок 4), и вращательное движение Δ (угол поворота) плоского сечения зуба, ограниченного двумя боковыми эвольвентными профилями, вокруг оси вращения колеса, образуют пространственную боковую, эвольвентную, выпуклую и вогнутую поверхность арочно-винтового зуба и связаны между собой следующими соотношениями, вытекающими из рассмотрения геометрии контактной линии, включающей прямолинейный as и криволинейный участок sc (рисунок 4).

На дуговом участке sc контактной линии

$$\widehat{\Delta}(\bar{z}_t) = r_i \cdot \left\{ 1 - \left[1 - \left(\bar{z}_t / r_i \right)^2 \right]^{0,5} \right\} / r_b, \quad (3)$$

где \bar{z}_t – текущая координата рассматриваемого сечения на дуговой части контактной линии; r_i – радиус дуговой части контактной линии; r_b – радиус основной окружности эвольвентных профилей плоского сечения арочно-винтового зуба.

На прямолинейном участке контактной линии as :

$$\bar{\Delta}(\bar{z}_t) = \left\{ (\bar{z}_t - z_s) \cdot z_s / \left\{ r_i \cdot \left[1 - \left(z_s / r_i \right)^2 \right]^{0,5} \right\} + r_i \cdot \left\{ 1 - \left[1 - \left(z_s / r_i \right)^2 \right]^{0,5} \right\} \right\} / r_b, \quad (4)$$

где \bar{z}_t – текущая координата рассматриваемого сечения на прямолинейной части контактной линии; z_s – координата точки сопряжения прямолинейного и криволинейного участков, отсчитываемая от плоскости симметрии cc' по направлению к торцу.

Следовательно, система уравнений, описывающая координаты эвольвентной, боковой, выпуклой и вогнутой пространственной поверхности пространственного арочно-винтового зуба на дуговом участке контактной линии $0 \leq \bar{z}_t \leq z_s$ выразятся следующими соотношениями:

$$\widehat{x}_\Delta = x_{1,2} \cdot \cos \widehat{\Delta}(\bar{z}_t) + y_{1,2} \cdot \sin \widehat{\Delta}(\bar{z}_t); \quad (5)$$

$$\widehat{y}_\Delta = -x_{1,2} \cdot \sin \widehat{\Delta}(\bar{z}_t) + y_{1,2} \cdot \cos \widehat{\Delta}(\bar{z}_t); \quad (6)$$

$$\widehat{z}_\Delta = \bar{z}_t, \quad (7)$$

а на прямолинейном участке контактной линии $z_s \leq \bar{z}_t \leq 0,5 \cdot b_w$ в следующем виде:

$$\bar{x}_\Delta = x_{1,2} \cdot \cos \bar{\Delta}(\bar{z}_t) + y_{1,2} \cdot \sin \bar{\Delta}(\bar{z}_t); \quad (8)$$

$$\bar{y}_\Delta = -x_{1,2} \cdot \sin \bar{\Delta}(\bar{z}_t) + y_{1,2} \cdot \cos \bar{\Delta}(\bar{z}_t); \quad (9)$$

$$\bar{z}_\Delta = \bar{z}_t. \quad (10)$$

На технологическо-экспериментальном этапе исследовательского проекта, финансируемого немецким научным обществом DFG, были проведены работы по изготовлению опытного образца шестеренного насоса с цилиндрическим эвольвентным зацеплением с арочной формой зубьев (рисунки 6,7).

Операция фрезерования арочных зубьев производилась на 5-ти координатном фрезерном обрабатывающем центре типа DMU 85 monoBlock с программным управлением (производитель фирма DMG MORI SEIKI), с использованием программного пакета "gear Mill" фирмы DMG, обеспечивающих точность изготовления цилиндрических зубчатых колес от 1 до 6 степени точности по стандарту DIN (в зависимости от диаметра делительной окружности) с твердостью 60-65HRC.

Фрезерная обработка рабочих и переходных поверхностей арочных зубьев шестеренного насоса выполнялась стандартными цилиндрическими твердосплавными фрезами с различными формами режущих поверхностей. Заготовки колес предварительно прошли термическую обработку – улучшение до твердости 45HRC.

После завершения всего цикла зубообработки, проводился контроль геометрии зубчатого венца измерительной системой обрабатывающего центра

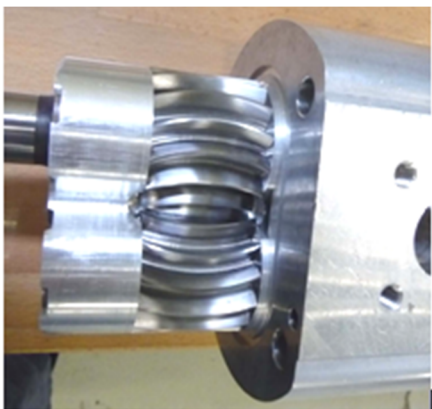


Рисунок 6 – Сборка шестеренного насоса



Рисунок 7 – Черновое фрезерование арочных зубьев

DMU85. Измерения шероховатости рабочих поверхностей зубьев на приборе Talysurf фирмы Taylor Hobson составили 0,18-0,20 единиц по шкале Ra .

Измерения точности геометрии зуба производились на трехкоординатной измерительной машине Carl Zeiss Prismo и показали, что погрешность эвольвентного профиля и погрешность формы и расположения контактной линии арочного зуба лежит в интервале 0,002...0,009мм, что соответствует допускам IT5-IT6 по стандарту DIN и ISO 286.

Увеличение контактной и изгибной выносливости, коэффициента осевого перекрытия, плавности пересопряжения, снижение виброактивности зубчатого зацепления за счет вариации углов наклона полушевронных, величины и соотношения сопряженных длин шевронных и арочной частей арочно-винтового зуба зависит от целевого назначения и выбранных при проектировании качественных критериев передачи.

Сравнивая различные подходы повышения долговечности зубчатых зацеплений видим, что повышение точности эффективно в случае, когда деформационные погрешности невелики, использование высококачественных материалов при изготовлении зубчатых колес, влияющих на соотношение – прирост долговечности/стоимость, в большинстве случаев экономически неоправданно. Наиболее целесообразным является оптимизация формы и размеров пятна контакта за счет модификации зубьев, снижающей концентрацию контактных напряжений и виброактивность зацепления под действием внешней нагрузки, что оказывает существенное влияние на увеличение ресурса передачи. В этой связи отметим, что при нарезании зубьев пальцевой фрезой малая производительность указанного способа компенсируется универсальностью получения геометрии рабочих поверхностей зубьев с любой пространственной модификацией без использования дополнительных инструментов. Технология изготовления передач с арочно-винтовыми зубьями на станке модели DMU 85 может быть оправдана при создании энергонасыщенных редукторных механизмов, выпускающихся в небольшом количестве, например, в редукторах вертолета, обладающих повышенной податливостью, влияющей на геометрические условия в контакте, а, следовательно, и концентрацию нагрузки в зацеплениях, зубья которых необходимо модифицировать [5], где соотношение масса/передаваемая мощность является одним из основных критериев.

Выводы:

1. Для цилиндрических эвольвентных передач с арочными зубьями, нарезаемых пальцевой фрезой, предложена геометрия и выведены уравнения боковых поверхностей зубьев, позволяющая при увеличении коэффициента осевого перекрытия повысить изгибную прочность эвольвентных арочных зубьев у торцов.

2. За счет возможного увеличения коэффициента осевого перекрытия увеличивается суммарная длина контактных линий, следовательно, снижается удельная контактная нагрузка в зацеплении и улучшается плавность пересопряжения зубьев.

Список литературы: 1. Сидоренко А.К. Зубчатая передача "70-НКМЗ". – М.: Машиностроение, 1984. – 78с. 2. Мачей П.А. Исследование цилиндрического эвольвентного зацепления с арочными зубьями // Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Расчет, проектирование, изготовление: Тез. докл. зонального семинара. – Курган, 1983. – 21с. 3. Беляев А.И., Емельянов Ю.В. Тяговая арочная эвольвентная цилиндрическая передача локомотивов // Вестник ВНИИЖТ. – 1994. – №2. – С.41-45. 4. Плахтин В.Д., Давыдов А.П., Паршин А.Н. Изготовление зубчатых колес с арочными зубьями с применением пальцевых фрез // Технология машиностроения. – 2008. – №6. – С.12-15. 5. Калинин Д.В., Ананьев В.М., Кожаринов Е.В. Обоснование выбора параметров продольной модификации косозубых передач в трансмиссиях вертолетов // Вестник двигателестроения. – 2013. – №2. – С.17-19.

Bibliography (transliterated): 1. Sidorenko A.K. Zubchataya peredacha "70-NKMZ". – Moscow: Mashinostroenie, 1984. – 78p. 2. Macej P.A. Issledovanie cilindricheskogo jevol'ventnogo zacepleniya s archnymi zub'jami // Cilindricheskie peredachi s archnymi zub'jami. Raschet, proektirovanie, izgotovlenie: Tез. dokl. zonal'nogo seminara. – Kurgan, 1983. – 21p. 3. Beljaev A.I., Emel'janov Ju.V. Tjagovaja archnaja jevol'ventnaja cilindricheskaja peredacha lokomotivov // Vestnik VNIIZhT. – 1994. – No2. – P.41-45. 4. Plahatin V.D., Davydov A.P., Parshin A.N. Izgotovlenie zubchatyh koles s archnymi zub'jami s primeneniem pal'cevuyh frez // Tehnologija mashinostroeniya. – 2008. – No6. – P.12-15. 5. Kalinin D.V., Anan'ev V.M., Kozharinov E.V. Obosnovanie vybora parametrov prodol'noj modifikacii kosozubuyh peredach v transmissijah vertoletov // Vestnik dvigatelistroeniya. – 2013. – No2. – P.17-19.

Посмунла (received) 30.04.2015

УДК 621.833

А.И. МИРОНЕНКО, начальник отдела редукторов ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект", Николаев;
В.Е. СПИЦЫН, к.т.н., зам. генерального конструктора ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект";
Е.А. ГАМЗА, ведущий инженер-конструктор отдела редукторов ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект";
Д.В. МАТВЕЕВСКИЙ, ведущий инженер-конструктор отдела редукторов ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект";
С.А. ДЗЯТКО, ведущий инженер-конструктор отдела редукторов ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект"

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕДУКТОРОВ ПРОИЗВОДСТВА ГП НПКГ "ЗОРЯ"-МАШПРОЕКТ"

Представлены новые направления в проектировании, изготовлении и испытании зубчатых передач производства ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект". Приведены конструктивные особенности зубчатых зацеплений и других элементов редукторов. Показана модернизация редукторного производства высокоточным оборудованием и современными испытательными стендами. Возможности редукторного производства и квалификация его сотрудников дают возможность наладить производство зубчатых передач для любых отраслей промышленности Украины, а также выполнять большие объемы зарубежных заказов.

Ключевые слова: редуктор, зубчатые колеса, зубошлифовальные станки, испытательные стенды.

© А.И. Мироненко, В.Е. Спицын, Е.А. Гамза, Д.В. Матвеевский, С.А. Дзятко, 2015

Введение. Развитие современного машиностроения базируется на поисках новых технических решений, предусматривающих повышение нагрузочной способности, срока службы, уменьшения веса и габаритов, а также улучшения виброакустических характеристик выпускаемых изделий. Наиболее остро указанные требования проявляются при разработках высокоскоростных и тяжелонагруженных зубчатых передач редукторов. В связи с этим на Государственном предприятии Научно-производственный комплекс газотурбостроения "Зоря"- "Машпроект" постоянно внедряются передовые методы проектирования, изготовления и испытания редукторов и мультипликаторов различного назначения – морских, энергетических, стендовых и промышленных. Номенклатура выпускаемых редукторов и мультипликаторов приведена в [1].

Проектирование редукторов. Более чем за 60 лет накоплен большой теоретический и практический опыт проектирования редукторов различного назначения. Созданные высокоскоростные и тяжелонагруженные редукторы по многим показателям находятся на уровне лучших зарубежных изделий. Окружные скорости и удельные контактные нагрузки в зубчатых зацеплениях некоторых редукторов достигают соответственно 200м/с и 1000МПа. Для обеспечения работоспособности в пределах расчетного ресурса в конструкциях проектируемых редукторов применяются следующие расчетно-конструкторские и производственно-технологические решения.

1 Применение многопоточности в тяжелонагруженных редукторах.

Проектирование зубчатых передач выполняется по запросам Заказчиков для различных схем и параметров энергетических установок. Важнейшей составляющей успешной конструкции редуктора является выбор его оптимальной кинематической схемы, при которой обеспечивается:

- надежность и требуемый ресурс;
- минимальные массогабаритные показатели;
- максимальные функциональные возможности;
- удобство в эксплуатации и обслуживании.

С целью уменьшения массогабаритных показателей и улучшения работоспособности зубчатых зацеплений и подшипников конструкторами предприятия создан целый ряд оригинальных, многопоточных цилиндрических и конических редукторов, схемные решения которых защищены патентами СССР и Украины. Схемы и внешний вид некоторых запатентованных зубчатых передач показаны на рисунке 1.

2 Использование исходного контура с увеличенной высотой зуба.

С целью повышения плавности работы и снижения контактной и изгибной напряженности зубьев в конструкциях высокоскоростных и тяжелонагруженных редукторов используются модифицированные исходные контуры с увеличенной высотой головки зуба ($h_a^* = 1,25$). Указанные исходные контуры обеспечивают гарантированную двухпарность в зацеплениях с коэффициентом торцового перекрытия $\epsilon_a \geq 2$. Сравнительные испытания редуктора с обычным "турбинным" исходным контуром по ГОСТ 8889-81 и модифицированным исходным контуром показали во втором варианте уровень шума редуктора на 6...8Дб ниже, чем в первом, что является неплохим результатом без существенного изменения конструкции [2].

3 Применение профильно-продольной модификации зубьев.

Для обеспечения плавности и малошумности зацепления зубьев, способствующие существенному улучшению виброакустических характеристик пере-

дачи, применяется профильная и осваивается в настоящее время продольная модификация зубьев (рисунок 2).

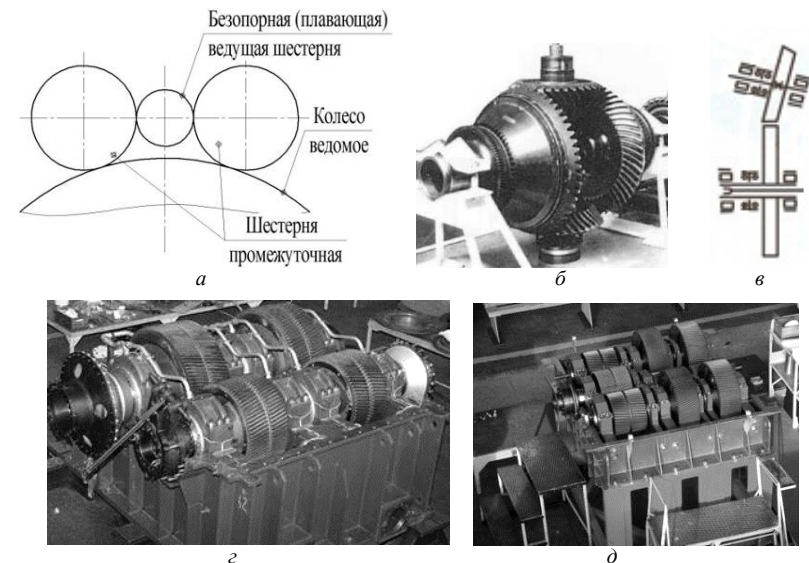


Рисунок 1 – Схемы и внешний вид некоторых запатентованных зубчатых передач
 а – замкнутое цилиндрическое зацепление с безопорной (плавающей) ведущей шевронной шестерней;
 б – замкнутая четырехшвенная коническая передача с плавающей шестерней;
 в – эвольвентно-коническое (гиперболоидное) двухпоточное зацепление;
 г – двухпоточная косозубая передача; д – четырехпоточная косозубая передача

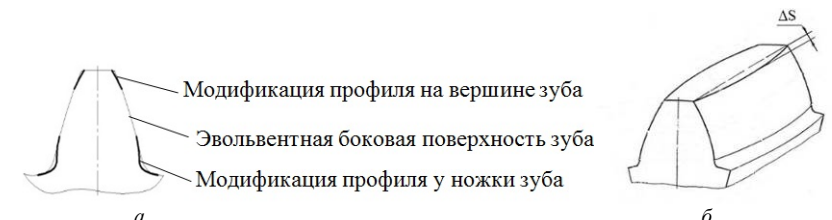


Рисунок 2 – Профильная и продольная модификация зубьев
 а – профильная модификация; б – продольная модификация

Профильная модификация (подрезание головок и ножек) предусматривает существенное улучшение контактного взаимодействия зубьев при их входе и выходе из зацепления.

Продольная модификация осуществляется путем замены прямолинейных образующих боковых поверхностей зубьев криволинейными образующими с параметрами кривизны образующих боковых поверхностей зубьев в торцевых сечениях $\Delta S = 0,005 \dots 0,030$ мм.

Выполнение профильно-продольной модификации зубьев с одновременным использованием исходного контура с увеличенной высотой зуба (п.2) обеспечивает следующие преимущества по сравнению с традиционными передачами:

- повышенную нагрузочную способность по контактным и изгибным напряжениям;

- улучшение виброакустических характеристик;
- стабилизация пятна контакта и избежание кромочного контакта зубьев;
- компенсация погрешностей сборки зубчатых колес в собственных корпусах;
- компенсация ошибок изготовления зубьев и всевозможных упругих деформаций элементов редукторной передачи в эксплуатации.

4. Создание современных методов расчета зубчатых зацеплений и основных элементов редукторов.

Проектирование современных редукторов невозможно без теоретической базы, на основе которой уточняются и развиваются разделы и области, сдерживающие повышение нагрузочной способности передач. На предприятии разработаны и внедрены в практику современные методы расчета не только зубчатого зацепления, но и основных элементов редукторов – опор, сателлитодержателей, водил, подшипников, корпусов, упорных гребней, упругих эластичных и зубчатых муфт и др. Выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований взаимодействия зубьев с учетом погрешностей изготовления и упругих деформаций элементов передачи. В результате проведенных работ создан уточненный метод расчета прямозубых, косозубых и шевронных колес высокоскоростных редукторов большой мощности. Особенность указанной методики – ее универсальность. Она позволяет производить по единым зависимостям расчеты на прочность зубчатого зацепления редукторов многих типов – цилиндрические передачи с параллельными осями и прямыми, косыми или шевронными зубьями, гиперболоидные передачи с перекрещивающимися осями и точечным или линейным контактом зубьев, конические передачи с криволинейной образующей зуба.

Проведенные научно-исследовательские работы сделали возможным принять коэффициенты прочности материалов для крупногабаритных зубчатых колес судовых и корабельных редукторов на 15-20% выше рекомендуемых авторитетными зарубежными классификационными обществами и создать редукторы для кораблей с динамическими принципами поддержания с удельной массой до 0,1 кг/л.с, что соответствует показателю авиационных редукторов [2].

5 Проектирование с помощью современной швейцарской программы "KISSsoft/KISSsys"

Для нас, как для крупного производителя редукторов, программный комплекс "KISSsoft/KISSsys" является неотъемлемым инструментом для проведения расчетов, которые мы используем в дополнение к нашим специализированным фирменным методикам для расчета зубчатых зацеплений и других силовых элементов редукторов.

Программный комплекс "KISSsoft/KISSsys" охватывает весь процесс проектирования, начиная от постановки задачи и заканчивая выпуском конструкторской и технологической документации, включая подготовку производства и проектирование инструмента для изготовления зубчатых колес. С помощью этой программы мы намерены создать интегрированную систему сквозного проектирования зубчатых передач, без которой немислимо создавать новые конкурентоспособные редукторы.

Изготовление редукторов. ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект" имеет в своем составе одно из крупнейших в Европе и самое большое в Украине редукторное производство, где собран уникальный парк высокоточного зубообрабатывающего оборудования ведущих станкостроительных фирм мира. Все высокоточное оборудование установлено на виброизолированных фундаментах. Финиш-

ная обработка зубьев и окончательная (чистовая) расточка корпусов выполняются в отдельных термоконстантных участках (цехах), в которых поддерживается постоянная температура в пределах $20 \pm 0,2^\circ\text{C}$ (рисунок 3).

В настоящее время при изготовлении цилиндрических зубчатых колес с помощью немецких станков Gleason-PFAUTER реально достигнута четвертая (и даже выше) степень точности по ГОСТ 1643. Для повышения чистоты обработки и упрочнения впадин и поверхностей зубьев внедрен метод гидродробеструйной обработки.



Рисунок 3 – Станки Gleason-PFAUTER в термоконстантном цехе

Инструментальное хозяйство редукторного производства освоило выпуск всего режущего инструмента необходимой точности: долбяки класса АА, червячные фрезы класса ААА, сборные шеверы и абразивные хоны.

На всех этапах производства зубчатых колес осуществляется постоянный контроль их качества: от проверки марки материала и механических свойств заготовки до соответствия параметров готовой зубчатой передачи. В составе редукторного производства находится измерительная лаборатория, укомплектованная современным контрольным оборудованием. В ближайшее время измерительный парк пополнится современной координатно-измерительной машиной WENZEL.

Испытания редукторов. Все изготовленные редукторы проходят обязательные испытания на специальных стендах, воспроизводящих условия эксплуатации. Некоторые из многочисленных испытательных редукторных стендов показаны на рисунке 4.

С целью проведения опытно-доводочных работ, а также для проверки работоспособности в объеме заявленного ресурса вновь спроектированные и изготовленные конические и цилиндрические редукторы мощностью до 10...12 МВт проходят испытания на специально создаваемых стендах замкнутого контура с циркулирующей нагрузкой с помощью гидравлических и механических нагрузочных устройств собственного производства (рисунок 4,а). Такие стенды отличаются экономичностью и позволяют полностью имитировать не только эксплуатационные режимы, но и экстремальные ситуации.

Для предъявления и сдачи их Заказчику используются полномерные испытательные стенды, на которых проходят испытания весь комплекс энергетической установки – двигатель, редуктор, трансмиссия, система автоматического регулирования и т.д. (рисунок 4,б). В качестве нагрузочных устройств таких стендов используются различные гидротормоза также собственного проектирования и изготовления.

А.С. ОБАЙДИ, аспирант каф. М и ДМ ОНПУ, Одесса

ИССЛЕДОВАНИЕ УРОВНЯ АКСЕЛЕРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ТРЕНАЖЕРЕ-ГЕКСАПОДЕ

Разработаны математические модели управления параметрами кинематики тренажера-гексапода на подвижном основании, имеющего восемь степеней свободы. Управление боевыми мобильными машинами весьма сложная и опасная операция, требующая принятия быстрых решений по удержанию курса и мгновенных реакций по изменению движения воздействием на органы управления. Поэтому имитация процесса управления мобильными машинами и приводными устройствами перемещений кабины тренажера является актуальной проблемой. Определены уровни акселерационной нагрузки на экипаж, возникающие при движении по суше со сложным рельефом с осуществлением маневра.

Ключевые слова: динамическая платформа, модель, имитация, маневр.

Введение. Одним из основных факторов, влияющих на экипажи мобильных машин (ММ) при выработке навыков вождения в сложных погодных и рельефных условиях, является силовое (акселерационное) воздействие. Ошибки при обучении на реальных объектах приводят к чрезвычайным последствиям и к большим финансовым затратам: в морской навигации, авиации и космосе, в военном деле, в медицине, при ликвидации последствий стихийных бедствий, в атомной энергетике и высокотехнологичном производстве [1]. Управление боевыми ММ весьма сложная и опасная операция, требующая принятия быстрых решений по удержанию курса и мгновенных реакций по изменению движения воздействием на органы управления. Поэтому имитация процесса управления ММ приводными устройствами перемещений кабины тренажера должна удовлетворять сложному комплексу противоречивых требований: высокой точности обработки входного сигнала, быстрдействию и плавности реализации всех заданных движений, что является актуальной научной проблемой.

Анализ известных исследований. В известных учебных тренажерных центрах Украины (Одесса, Измаил, Херсон и др.) применяются комплексные серийные тренажеры типа "Мостик" компании "Транзас Украина", "Транзас", "3D Ходовой мостик" и др. Основным их недостатком является то, что силовое (акселерационное) воздействие на экипаж на таких тренажерах не имитируется.

Известны также динамические тренажеры на основе гексапода (рисунок 1).

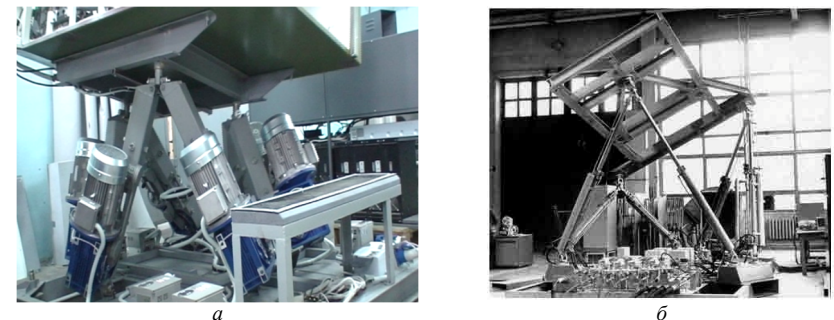


Рисунок 1 – Шестистепенные динамические платформы НПП "Энергия 2000":
а – тип 6ПД8; б – тип ДС6-1

© А.С. Обайди, 2015

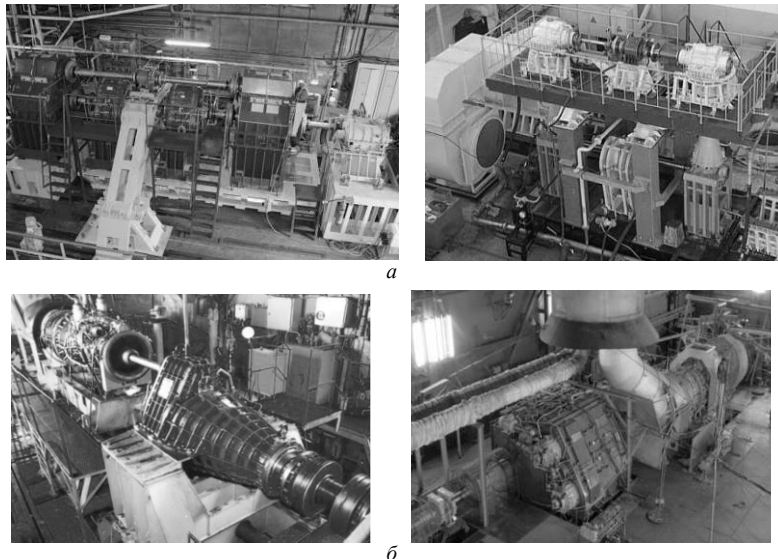


Рисунок 4 – Стенды для испытаний редукторов

а – стенды замкнутого контура; б – стенды со снятием нагрузки на гидротормоз

Кроме того, при создании новых редукторов используются наиболее прогрессивные методы поузловой (поэлементной, опережающей) доводки, когда к моменту изготовления первого образца вновь спроектированного (пилотного) редуктора большинство ее элементов и узлов уже испытаны на специальных статических и динамических стендах. На таких стендах испытывается и проверяется работоспособность подшипников качения и скольжения, уплотнительных элементов; выполняются статические испытания зубчатых зацеплений и различных муфт (дисковых, зубчатых); проверяются собственные частоты колебаний дисков зубчатых колес и муфт методом голографической интерферометрии и т.д.

Выводы:

1. Созданные в ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект" редукторы по своим характеристикам не уступают лучшим мировым образцам.
2. Мощность редукторного производства и квалификация его сотрудников дают возможность наладить производство зубчатых передач для любых отраслей промышленности Украины, а также выполнять большие объемы зарубежных заказов.

Список литературы: 1. Каталог выпускаемых изделий ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект". УкрОборонПром. – Николаев, 2012. – 10с. 2. Николаевские газотурбинные двигатели и установки. История создания // ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект", Центр НИОКР "Машпроект"; Под общ. ред. докт.техн. наук В.И. Романова. – Николаев: Изд-во "Юг-Информ", 2005. – 302с.

Bibliography (transliterated): 1. Katalog vypuskaemykh izdelij GP NPKG "Zorja"- "Mashproekt". UkrOboronProm. – Nikolaev, 2012. – 10p. 2. Nikolaevskie gazoturbinnye dvigateli i ustanovki. Istorija sozdaniya // GP NPKG "Zorja"- "Mashproekt", Centr NIOKR "Mashroekt"; Pod obshh. red. dokt.tehn.nauk V.I.Romanova. – Nikolaev: Izd-vo "Jug-Inform", 2005. – 302p.

Поступила (received) 28.04.2015

Шестистепенной стэнд представляет собой пространственно-кинематическую схему из шести механизмов параллельной структуры и кинематики (МПСК) – взаимосвязанных исполнительных гидроцилиндров следящих приводов, работающих в телесном угле до 70 градусов относительно вертикальной оси. Конструкция устойчива от сваливания, скручивания относительно вертикальной оси и других несанкционированных перемещений подвижной платформы. Шестистепенные тренажеры имеют повышенную подвижность по сравнению с трехстепенными и могут сообщать платформе кроме двух угловых перемещений еще вращательное вокруг вертикальной оси, а также поступательные – вертикальное, продольное и поперечное. Однако эти перемещения остаются весьма ограниченными: вертикальное перемещение $\pm 100\text{мм}$; продольное и поперечное смещения $\pm 300\text{мм}$; углы крена и тангажа $\pm 20\text{град}$; угол поворота вокруг вертикальной оси $\pm 30\text{град}$. Недостатком такой конструкции является взаимовлияние приводов на перераспределение массы подвижной платформы и размещенного на ней груза на каждой из приводов, что значительно ухудшает работу и отрицательно влияет на динамические характеристики приводов. Недостатком тренажера также является невозможность имитирования сложных маневров типа тангаж, заносы, преодоление препятствий. Для устранения этого требуется значительно увеличить рабочую зону, запас по усилиям приводов, исследовать имитацию маневра и уровень акселерационной нагрузки на экипаж.

Цель и задачи исследования. Целью исследований является повышение подвижности кабин динамических тренажерных систем и эффективности наземной подготовки экипажей ММ к действиям в условиях нормативных и экстремальных ситуаций, путем всестороннего моделирования; создания и совершенствования систем имитации движения ММ при отработке нормативных условий маневрирования. Для соответствия всему комплексу указанных требований базовым условием является увеличение рабочего пространства тренажера с использованием многокоординатной модульной комбинированной тренажерной системы на основе гексапода [3, 4]. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- предложить конструктивные решения по увеличению рабочего пространства тренажерной системы и снижению динамической нагрузки на ее элементы;
- разработать математический аппарат моделирования сложных маневров ММ типа боковых заносов на поворотах и при движении на уклон, а также обеспечить при этом возможность формирования у экипажей ММ необходимых уровней акселерационной нагрузки.

Методы и результаты исследования акселерационного воздействия. Основой создания перспективной конструкции многокоординатного тренажера для экипажей ММ является двухкоординатный модульный электромеханический привод, в котором используются широко регулируемые линейные электрические двигатели с высоко форсированной перегрузочной способностью, и динамическая платформа типа гексапод (рисунок 2). Предлагаемая конструкция тренажера, позволяет увеличить вертикальное перемещение до $\pm 300\text{мм}$; продольное и поперечное смещения до $\pm 4000\text{мм}$; углы крена и тангажа до $\pm 30\text{град}$; угол поворота вокруг вертикальной оси $\pm 35\text{град}$.

На подвижной основе с центром в т. S размещен базис 1 шестистепенной динамической платформы типа гексапод. Две пары опор качения обеспечивают возможность свободного перемещения базиса 1 вдоль координатных направляющих

2 и вместе с ними по направляющим 3. На платформе 4 гексапода в полюсе P расположена кабина тренажера. Базис и платформа соединены между собой посредством сферических шарниров и шести штанг 6 переменной длины. Изменение длин штанг обеспечивают шесть регулируемых линейных электрических двигателей [5, 6].

Введены следующие системы координат (рисунок 3): неподвижная $Ox_0y_0z_0$, подвижная $Sx_sy_sz_s$, связанная с базисом 1 в центре масс базиса (т. S) и движущаяся поступательно с координатами x_s, y_s относительно неподвижной системы $Ox_0y_0z_0$, подвижная система $Px_py_pz_p$ с началом в полюсе P платформы 4, движущаяся поступательно с координатами t_x, t_y, t_z относительно базиса 1 и системы $Sx_sy_sz_s$, подвижная система $PXYZ$, связанная неразрывно с подвижной платформой 4 и вращающаяся вокруг полюса P.

Механическая система модульного тренажера (см. рисунок 3) имеет 8 степеней свободы: поступательное движение базиса гексапода вдоль осей Ox и Oy (координаты x_s и y_s); три поступательных движения системы $Px_py_pz_p$ платформы 4 гексапода относительно базиса $Sx_sy_sz_s$ (координаты t_x, t_y и t_z); три вращательных движения платформы (системы $PXYZ$) вокруг осей $Px_py_pz_p$ (углы Эйлера-Крылова α, β, γ). Соответствующие уравнения движения платформы имеют вид:

$$x_s = x_s(t); y_s = y_s(t). \quad (1) \quad x_p(t) = x_s(t) + t_x(t); y_p(t) = y_s(t) + t_y(t); z_p(t) = t_z(t). \quad (2)$$

$$\alpha = \alpha(t); \quad \beta = \beta(t); \quad \gamma = \gamma(t). \quad (3)$$

Для линейных двигателей (координаты x_s, y_s) базиса гексапода предпочтительна позиционная система управления, для которой характерным является подчинение конечной цели – перемещению объекта от начального положения к заданному конечному положению. При этом порядок отработки задания отдельными звеньями и траектории их движения могут быть произвольными либо соответствовать некоторой стратегии движения [7].

Воспроизведение диаграмм движения возможно при использовании аналитических зависимостей, а также методом численного интегрирования (ЧИ) заданной производной высокого порядка. Метод ЧИ и его программная реализация наиболее просты для применения, но, в зависимости от числа точек позиционирования, могут приводить к значительным погрешностям результатов. ЧИ выполняется на интервалах времени, рассчитываемых в зависимости от заданного перемещения, известных ограничений по скорости, ускорению и рывку для линейных электродвигателей с позиционным управлением [7, 8]. Например, при простом методе Эйлера и нулевых начальных условиях в заданном цикле расчетов, получено

$$a_{i+1} = a_i + \rho_i \Delta t; \quad v_{i+1} = v_i + a_i \Delta t; \quad y_{s,i+1} = y_{s,i} + v_i \Delta t, \quad (4)$$

где Δt – шаг интегрирования; $\rho_i, a_i, v_i, y_{s,i}$ – рывок, ускорение, скорость и координата вдоль оси Oy соответственно на i -м шаге интегрирования.

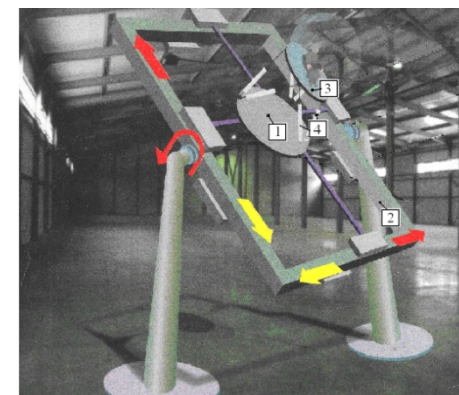


Рисунок 2 – Модель тренажера на основе динамической платформы комбинированного модульного типа (патент Украины, 104273) [8]

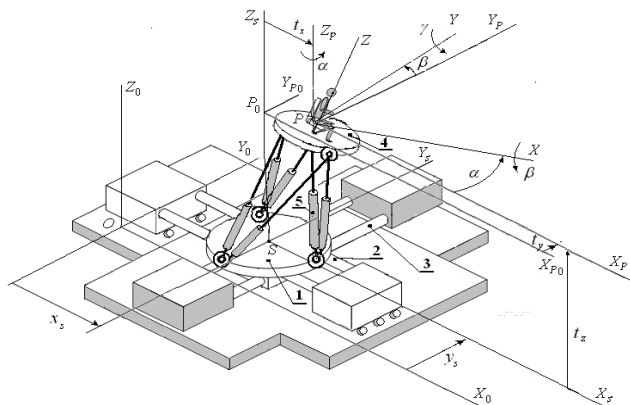


Рисунок 3 – Расчетная схема кинематики тренажера ММ:
1 – базис гексапода; 2, 3 – направляющие базиса;
4 – платформа для экипажа; 5 – штанги гексапода

можно. Цикл отработки двигателем заданной траектории движения представляет собой сумму всех указанных интервалов времени $t_k = \sum_1^7 t_i$ [9].

Уравнения относительного движения платформы (2) и (3) воспроизводят определенный маневр. Например, уравнения одностороннего бокового заноса ММ с заданным углом бокового крена (рисунок 4) имеют вид [10]

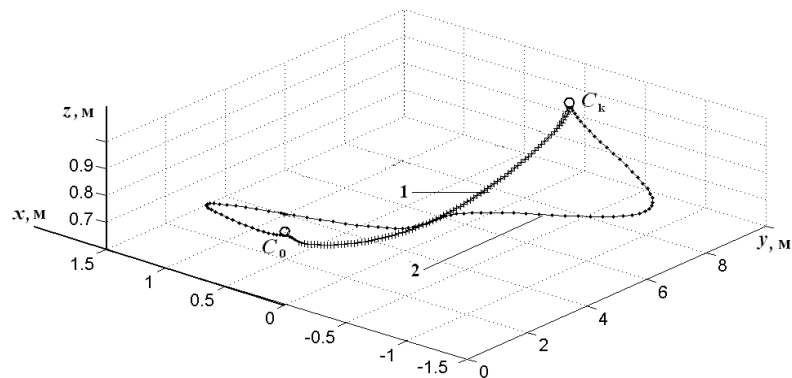


Рисунок 4 – Траектория центра масс водителя ММ при выполнении бокового заноса:
1 – односторонний занос; 2 – одновременный двойной занос с движением по уклону 30 град (угол тангажа)

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= 0(t); \beta = 0; \gamma = \gamma(t); t_z = h; \\ t_x &= R_p [\sin \gamma_0 - \sin(\gamma_0 - \gamma)]; \\ t_y &= R_p [\cos \gamma_0 - \cos(\gamma_0 - \gamma)]; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где γ_0, γ – угол начального и текущего поворота платформы вокруг оси PV (угол бокового крена); R_p – радиус моделированной траектории бокового заноса; h – высота гексапода, равная расстоянию SP_0 в нулевом положении платформы – при нулевых значениях обобщенных координат (1), (2), (3).

В общем случае вида диаграммы при позиционном управлении установленные интервалы времени соответствуют: t_1 – положительному скачку рывка (росту ускорения); t_2 – постоянству ускорения; t_3 – отрицательному скачку рывка (уменьшению ускорения); $(t_1+t_2+t_3)$ – разгону; t_4 – движению с постоянной скоростью (установившемуся движению); $(t_5+t_6+t_7)$ – торможению.

С учетом уравнений (2) и (5) закон абсолютного движения полюса P платформы при одностороннем боковом заносе определяется решением системы:

$$\left. \begin{aligned} x_P &= x_{P_H} + x_S + t_x = R_p [\sin \gamma_0 - \sin(\gamma_0 - \gamma)]; \\ y_P &= y_{P_H} + t_y = y_S + R_p [\cos \gamma_0 - \cos(\gamma_0 - \gamma)]; \\ z_P &= h. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Функция угла бокового крена платформы от времени может быть задана в явном виде (контурное управление), либо посредством циклограммы при таких ограничениях: $\beta_0 = -30^\circ; \beta_{\max} = 30^\circ; \max \dot{\beta} = 5c^{-1}; \max \ddot{\beta} = 25c^{-2}; \max \dddot{\beta} = 200c^{-3}$.

Уравнения движения центра масс водителя (т. С) с учетом уравнений движения платформы вокруг оси OX , имеют вид

$$\begin{pmatrix} x_C \\ y_C \\ z_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_P \\ y_P \\ z_P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{CP} \\ y_{CP} \\ z_{CP} \end{pmatrix}, \quad (7)$$

где x_{CP}, y_{CP}, z_{CP} – координаты точки C в системе $PXYZ$, связанной с платформой ($x_{CP}=0; y_{CP}=0; z_{CP}=0,5$ м).

В результате двойного дифференцирования системы (7) по времени получены проекции ускорения точки C на оси неподвижной системы $OX_0Y_0Z_0$ в виде

$$\begin{pmatrix} \ddot{x}_C \\ \ddot{y}_C \\ \ddot{z}_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \ddot{x}_P \\ \ddot{y}_P \\ \ddot{z}_P \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\sin \beta & -\cos \beta \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \end{bmatrix} \cdot \ddot{\beta} - \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ 0 & \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \cdot \dot{\beta}^2 \cdot \begin{pmatrix} x_{CP} \\ y_{CP} \\ z_{CP} \end{pmatrix}. \quad (8)$$

Уровень акселерационного воздействия на экипаж ММ характеризуется полным ускорением a_c (рисунок 5)

$$a_c = \sqrt{\ddot{x}_C^2 + \ddot{y}_C^2 + \ddot{z}_C^2}.$$

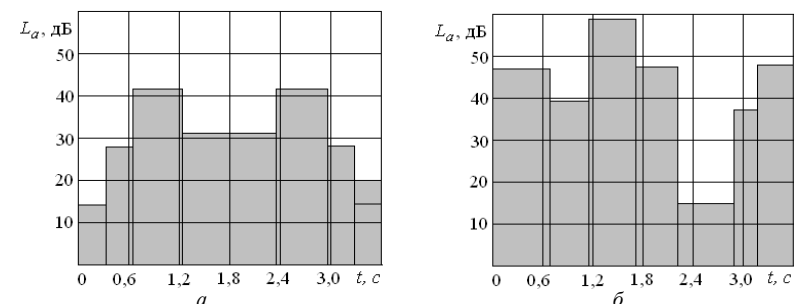


Рисунок 5 – График акселерационного воздействия на экипаж ММ при выполнении маневра типа "боковой занос":
 a – односторонний занос; b – двухсторонний занос с уклоном 30 град

Установлено, что при имитации на тренажере бокового заноса без уклона (тангажа) водитель и экипаж испытывают акселерационные воздействия на уровне, не превышающем 45дБ, а при выполнении тангажа (30град) совместно с двухсторонним заносом – в среднем диапазоне 45...60дБ.

При определении уровня акселерационной нагрузки на экипаж базовым значением для ускорений принято 10^{-4} м/с^2 . Результаты исследований свидетельствуют, что уровни воздействий на экипаж соответствует уровню возможных воздействий при осуществлении нормативных маневров ММ и способствует приобретению навыков вождения в экстремальных условиях.

Выводы:

1. Значительное расширение рабочей зоны тренажера-гексапода получено применением предложенной конструкции с высоко форсированной перегрузочной способностью двигателей, что способствует имитации движения ММ по суше со сложным рельефом при отработке нормативных условий маневрирования.

2. Разработана методика определения кинематических характеристик движения основы гексапода и подвижной платформы.

3. На примере воспроизведения тренажером маневра типа боковых заносов при повороте ММ и одновременном движении с уклона и под уклон выполнено моделирование акселерационного воздействия на экипаж до уровня 60дБ, что подтверждает возможность управления параметрами движения кабины и применения тренажера для имитации экстремальных режимов маневра.

Список литературы: 1. *Бачинський В.В., Ярмолюк В.М.* Оцінка системи рухомості тренажерів бойових машин // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – 2010. – №1(23). – С.137-141. 2. *Ягліньский В.П., Обайди А.С., Фелько Н.В.* Повышение подвижности кабин динамических тренажеров мобильных машин // Технологический аудит и резервы производства. – 2014. – 3/4(17). – С.44-48. 3. *Кузнецов Ю.М., Дмитриев Д.О., Диневиц Г.Ю.* Компонировка верстаков с механизмами параллельной структуры. – Херсон: ИП Вышемырський В.С., 2009. – 456с. 4. *Глазунов В.А., Колыска А.Ш., Крайнев А.Ф.* Пространственные механизмы параллельной структуры – М.: Наука, 1991. – 95с. 5. *Merlet J.P.* Parallel Robots – The Netherlands, Dordrecht: Springer, 2006. – 417 p. 6. *Ягліньский В.П., Гутыря С.С.* Надійність авіаційного тренажера на основі гексапода при екстремальних навантаженнях // Вісн. СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія. – 2011. – Вип.120. – С.196-205. 7. *Ягліньский В.П., Обайди А.С.* Кінематика комбінованого модульного динамічного тренажера // Технологічний аудит і резерви виробництва. – 2014. – №2/1(16). – С.38-41. 8. Патент України № 104273. Багатокоординатний двосторонній модульний електропривод аерокосмічних тренажерних систем / *Ягліньский В.П., Васильев В.В., Ковалішин С.С., Фелько М.В., Беліков В.Т.* // – 10.01.2014. Режим доступу: [www/URL: http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhemikh-sistem.html](http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhemikh-sistem.html). 9. Патент України №108055. Багатокоординатний силовий тренажер стрільця з комбінованими електромеанічними приводами / *Фелько М.В., Ягліньский В.П., Кравчук О.І., Ковалішин С.С., Беліков В.Т.* // – 10.03.2015. Режим доступу: http://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=view_details&ldClaim=210056.

Bibliography (transliterated): 1. *Bachyns'kyi V.V., Yarmolyuk V.M.* Otsinka systemy rukhomosti trenazheriv boyovykh mashyn // Zbimyky naukovykh prats' Kharkivskoho universytetu Povitryanykh Syl. – 2010. – №1(23). – P.137-141. 2. *Yaglin'skyi V.P., Obaydy A.S., Fel'ko N.V.* Povyshenye podvyzhnosti kabin dynamicheskyykh trenazherov mobil'nykh mashyn // Tekhnolohycheskyy audyt y rezervy proyzvodstva. – 2014. – 3/4(17). – P.44-48. 3. *Kuznetsov Yu.M., Dmitriyev D.O., Dinevich H.Yu.* Komponenty verstativ z mekhanizmayi paralel'noyi struktury – Kherson: PP Vyshemyr'skyi V.S., 2009. – 456p. 4. *Hlazuinov V.A., Kolyyska A.Sh., Kraynev A.F.* Prostranstvennyye mekhanizmy paralel'noy struktury – Moscow: Nauka, 1991. – 95p. 5. *Merlet J.P.* Parallel Robots. – The Netherlands, Dordrecht: Springer, 2006. – 417p. 6. *Yaglin'skyi V.P., Gutyrja S.S.* Nadiynist' aviatsiynoho trenazhera na osnovi heksapoda pry ekstremal'nykh navantazhennyakh // Visn. SevNTU. Mekhanika, enerhetyka, ekolohiya. – 2011. – Vol.120. – P.196-205. 7. *Yaglin'skyi V.P., Obaydy A.S.* Kinematyka kombinovanoho modul'nogo dynamichnoho trenazhera // Tekhnolohycheskyy audyt y rezervy proyzvodstva. – 2014. – №2/1(16). – P.38-41. 8. Patent Ukrayiny No 104273. Bahatokoordynatnyy dvostoronniy modul'nyy elektroprivod aerokosmichnykh trenazhemikh system / *Yaglin'skyi V.P., Vasylyev V.V., Kovalishyn S.S., Fel'ko M.V., Belikov V.T.* // – 10.01.2014. Rezhym dostupu: [www/URL: http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhemikh-sistem.html](http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhemikh-sistem.html). 9. Patent Ukrayiny No108055. Bahatokoordynatnyy sylovyy trenazher stril'tsya z kombinovanymy elektromechanichnymy pryvodamy / *Fel'ko M.V., Yaglin'skyi V.P., Kravchuk O.I., Belikov V.T.* // – 10.03.2015. Rezhym dostupu: [www/URL: http://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=view_details&ldClaim=210056](http://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=view_details&ldClaim=210056).

Поступила (received) 19.05.2015

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
А.М. МЕДВЕДОВСКИЙ, к.т.н., профессор НУК им. адм. Макарова;
О.И. САВЕНКОВ, ассистент НУК им. адм. Макарова

НЕЛИНЕЙНАЯ КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЗАЦЕПЛЕНИЮ ПРЯМЫХ ЗУБЬЕВ

Впервые представлены результаты теоретических исследований контактной прочности традиционных зубчатых передач с прямыми зубьями с учётом нелинейной взаимосвязи между упругими перемещениями (деформациями) зубьев и возникающими при этом напряжениями. При этом определены зависимости максимальных контактных напряжений σ_H и полуширины b_0 прямоугольной площадки контакта. Показано, что величина напряжений σ_H в рассматриваемом случае несколько превышает таковую, имеющую место при отсутствии указанной нелинейности. В соответствии со сказанным величина b_0 , наоборот, несколько превышает аналогичную ширину, характерную для случаев отсутствия рассматриваемой нелинейности.

Ключевые слова: зубчатая передача, зубья, контакт, напряжения, нагрузочная способность.

Постановка проблемы. Контактная прочность зубьев является одним из основных критериев работоспособности зубчатых передач. Следует отметить, что расчет зубчатых передач на контактную прочность, предусматривающий определение максимальных контактных напряжений, осуществляется по общеизвестной формуле Герца применительно к модели контакта двух упруго сжатых цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 в полюсе зацепления [1].

Однако расчет указанных напряжений по формуле Герца не сразу нашел своё применение. Так, например, А.И. Петрусевич [2] в тридцатые годы прошлого столетия предлагал определять максимальные контактные напряжения в зубчатых передачах, исходя не из эллиптического закона распределения деформаций, положенного в основу решения задачи Герца, а из параболического. При параболическом законе изменения контактных деформаций и, как следствие, контактных напряжений, максимальные контактные напряжения выше таковых при эллиптическом законе изменения напряжений при коэффициентах Пуассона $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и модулях упругости материалов $E_1 = E_2 = E$ в 0,454/0,418 = 1,086 раза [3].

Из сказанного и анализа существующих источников информации по зубчатым передачам следует, что метод расчета контактных напряжений не претерпел каких-либо изменений, связанных с увеличением либо уменьшением определяемых величин максимальных контактных напряжений. В связи с этим предлагаемое ниже решение контактной задачи является первой попыткой по установлению влияния нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями на определяемые величины максимальных контактных напряжений.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по данной проблеме изложены в [3]. Данные исследования базируются на основе новой теории контактной прочности упруго сжатых тел, разработанной проф. А.П. Поповым, а также на новых технических решениях, защищенных патентами на изобретения.

Цель работы. Основная цель работы – доказательство влияния нелинейной зависимости между упругими контактными деформациями зубьев и возникающими при этом напряжениями. Основа доказательства построена на

© А.П. Попов, Л.А. Попова, А.М. Медведовский, О.И. Савенков, 2015

впервые выполненных теоретических и экспериментальных исследованиях линейного контакта упруго сжатых тел. Найденные решения послужат в дальнейшем для уточнения расчетных данных величин максимальных контактных напряжений и размеров площадки контакта, найденных по формулам Герца.

Изложение основного материала. Как известно, при расчетах максимальных величин контактных напряжений в зубчатых передачах используется формула Герца. При этом в качестве расчетной модели в полусе зацепления зубьев выступают два упруго сжатых цилиндра с радиусами ρ_1 и ρ_2 , которые характеризуют кривизну боковых эвольвентных профилей зубьев соответственно шестерни и колеса.

Формулы Герца для определения максимальных контактных напряжений σ_H и полуширины b_0 прямоугольной площадки контакта получены для случая линейной взаимосвязи между упругими деформациями и напряжениями взаимно контактирующих тел. Однако в работе [4] показано, что между перемещениями упруго взаимодействующих тел и возникающими в них при этом напряжениями, существует нелинейная взаимосвязь. При этом показатель степени n , характеризующий эту зависимость, находится в пределах $0,7 \dots 0,8$.

Следовательно, все ранее выполненные решения, в том числе и решения Герца, полученные для случая линейной зависимости между перемещениями зубьев и возникающими при этом в них напряжениями, следует рассматривать как приближенные.

А теперь перейдем непосредственно к решению рассматриваемой задачи. Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел построена на получении двух равнозначных функций контактных деформаций [3]. При этом первая функция в рассматриваемой, как и в любой другой задаче, определяется с учетом конфигурации тел и формы зазора между телами до и после нагружения, и она в данном случае имеет вид

$$W(x) = W_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}}, \quad (1)$$

где $W_{\max} = b_0^2 / 2\rho_w$ – максимальная величина контактной деформации; b_0 – полуширина площадки контакта; $\rho_w = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 \pm \rho_2)$ – приведенный радиус кривизны зубьев; знак "плюс" принимается при внешнем, а знак "минус" при внутреннем контакте тел.

Вторая функция контактных деформаций $W(x)$ базируется на использовании гипотезы Винклера, которая в общем случае характеризует зависимость между просадкой кромки упругого основания и интенсивностью его реакции, и она имеет вид [3]

$$r(x) = \kappa \cdot \delta(x), \quad (2)$$

где $r(x)$ – интенсивность реакции упругого основания, Н/мм; κ – коэффициент жесткости, Н/мм²; $\delta(x)$ – просадка кромки упругого основания, мм.

Выражение (2) с учетом $\kappa = 1/A$, $\delta(x) = W(x)$ и $r(x) = \omega(x)$ представим следующим образом

$$W(x) = A \cdot \omega(x), \quad (3)$$

где $W(x)$ – функция контактных деформаций, мм; $\omega(x)$ – удельная нагрузка, приходящаяся на единицу длины контакта, Н/мм; A – коэффициент постели, мм²/Н.

Если разделить и умножить правую часть уравнения (3) на b_w , то данное уравнение примет вид

$$W(x) = \frac{b_w}{b_w} A \cdot \omega(x) = b_w \cdot A \cdot \sigma(x), \quad (4)$$

где b_w – длина, например, каждого из двух упруго сжатых цилиндров; $\omega(x)/b_w = \sigma(x)$ – функция контактных напряжений, Н/мм² или МПа.

Таким образом, проф. А.П. Поповым указанная гипотеза не только доработана, но и расширена область её применения. В [3] доказано и показано, что данная гипотеза может быть использована при решениях не только плоских, но и пространственных контактных задач. В связи со сказанным рецензент книги [3] в предисловии к ней посчитал необходимым в дальнейшем именовать гипотезу Винклера гипотезой Винклера-Попова.

Решение задачи выполним, исходя из $v_1 \neq v_2$ и $E_1 \neq E_2$ при показателе степени нелинейности $n = 0,7$. В связи с этим основную зависимость между упругими деформациями W и напряжениями σ представим в виде:

$$W = C_m \sigma^n = C_m \sigma^{0,7}, \quad (5)$$

где C_m – размерный параметр мм/МПа^{0,7}.

Применительно к каждому из двух упруго сжатых тел на основании зависимости

$$\sigma = \frac{\varepsilon E}{1 - \nu^2} = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{\Delta L}{L}$$

запишем выражения контактных напряжений применительно к каждому из двух упруго сжатых тел, а именно

$$\sigma_1 = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{L}; \quad \sigma_2 = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{L},$$

где ε – относительная деформация; ΔL – абсолютная величина деформации; L – некоторый линейный размер, равный ширине площадки контакта $2b_0$, т.е. $L = 2b_0$ [3].

Объединив выражение (5), а также σ_1 и σ_2 , представим зависимость W в виде двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1} \left[\frac{E_1}{(1 - \nu_1^2)L} \right]^{0,7} \cdot \Delta L^{0,7}; \\ W &= 2C_{m2} \left[\frac{E_2}{(1 - \nu_2^2)L} \right]^{0,7} \cdot \Delta L^{0,7}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Далее, умножив и разделив правые части выражений (6) на $\Delta L^{0,3}$, полагая при этом $L = 2b_0$, $\Delta L^{0,3} = (b_0^2 / 2\rho_w)^{0,3}$ и $W = \Delta L$, найдем выражения размерных параметров:

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{1}{2} \left[\frac{2(1 - \nu_1^2)b_0}{E_1} \right]^{0,7} \cdot \frac{b_0^{0,6}}{(2\rho_w)^{0,3}}; \\ C_{m2} &= \frac{1}{2} \left[\frac{2(1 - \nu_2^2)b_0}{E_2} \right]^{0,7} \cdot \frac{b_0^{0,6}}{(2\rho_w)^{0,3}}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Используя зависимости (7) и формулу средних контактных напряжений

$\sigma_m = F_n / 2b_0b_w$, определим выражения контактной податливости упруго сжатых тел в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{\kappa 1} &= \frac{W_1}{F_n} = \frac{C_{m1}\sigma_m^{0,7}}{F_n} = 0,406 \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1b_w} \right)^{0,7} \cdot \frac{b_0^{0,6}}{(\rho_w F_n)^{0,3}}; \\ \delta_{\kappa 2} &= \frac{W_2}{F_n} = \frac{C_{m2}\sigma_m^{0,7}}{F_n} = 0,406 \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2b_w} \right)^{0,7} \cdot \frac{b_0^{0,6}}{(\rho_w F_n)^{0,3}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где F_n – нормальная сила, действующая на упруго контактирующие тела; $\delta_{\kappa 1}$, $\delta_{\kappa 2}$ – контактные податливости соответственно первого и второго тел, мм/Н.

С учетом выражений (8) представим уравнение коэффициента постели A следующим образом:

$$A = 2b_0(\delta_{\kappa 1} + \delta_{\kappa 2}) = 0,812 \left[\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1b_w} \right)^{0,7} + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2b_w} \right)^{0,7} \right] \cdot \frac{b_0^{1,6}}{(\rho_w F_n)^{0,3}}. \quad (9)$$

В результате подстановки уравнения (9) в выражение (3) с учетом использования функции (1) и выполненного интегрирования найдем зависимость

$$A \int_{-b_0}^{b_0} \omega(x) dx = AF_n = \frac{0,812b_0^{1,6}F_n}{(\rho_w F_n)^{0,3}} \left[\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1b_w} \right)^{0,7} + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2b_w} \right)^{0,7} \right] = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{1-\frac{x^2}{b_0^2}} dx = \frac{\pi b_0^3}{4\rho_w},$$

исходя из которой получим

$$b_0^{7/5} = 1,035 \left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\rho_w F_n}{E_1b_w} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\rho_w F_n}{E_2b_w} \right]^{0,7} \right\}.$$

Возведя левую и правую части последнего уравнения в степень, равную $5/7$, найдем выражение полуширины площадки контакта

$$b_0 = 1,025 \sqrt[5]{ \left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\rho_w F_n}{E_1b_w} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\rho_w F_n}{E_2b_w} \right]^{0,7} \right\}^{10/7}}. \quad (10)$$

Из уравнения (4) при $x=0$ запишем выражение $W_{\max} = b_w \cdot A \cdot \sigma_{\max}$, исходя из которого при $W_{\max} = b_0^2 / 2\rho_w$ найдем зависимость максимальных контактных напряжений: $\sigma_{\max} = \sigma_H = b_0^2 / 2\rho_w A b_w$. В результате подстановки в выражение $\sigma_H = b_0^2 / 2\rho_w A b_w$ вместо b_0 и A правых частей уравнений (9) и (10) найдем следующую зависимость:

$$\sigma_H = 0,62 \sqrt[5]{ \frac{F_n^2}{b_w^2 \left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\rho_w F_n}{E_1b_w} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\rho_w F_n}{E_2b_w} \right]^{0,7} \right\}^{10/7}}}. \quad (11)$$

В зубчатых передачах, как известно, в качестве материалов используются стали, у которых одинаковые по своим величинам коэффициенты Пуассона и модули упругости. В связи с этим, приняв $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$, преобразуем уравнения (10) и (11) к более упрощенному виду:

$$b_0 = 1,604 \sqrt[5]{ \frac{\rho_w F_n}{E b_w}}; \quad (12) \quad \sigma_H = 0,396 \sqrt[5]{ \frac{E F_n}{\rho_w b_w}}. \quad (13)$$

Если вышеуказанное решение задачи выполнить, исходя из отсутствия нелинейности между упругими деформациями и напряжениями, т.е. при показателе степени нелинейности $n=1$, то в этом случае при $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$ зависимости (12) и (13) примут вид:

$$b_0 = 1,522 \sqrt[5]{ \frac{\rho_w F_n}{E b_w}}; \quad \sigma_H = 0,418 \sqrt[5]{ \frac{E F_n}{\rho_w b_w}},$$

то есть они целиком и полностью оказались идентичными общеизвестным выражениям Герца, полученным также применительно к двум упруго сжатым цилиндрам.

Сравнивая между собой коэффициенты при b_0 и σ_H в формулах (12), (13) и в формулах Герца отмечаем, что при учете нелинейности между деформациями и напряжениями полуширина площадки контакта b_0 возрастает в $1,606/1,522 = 1,055$ раза, а максимальные контактные напряжения σ_H при этом, как следствие, снижаются в $0,418/0,396 = 1,055$ раза. Таким образом, нагрузочная способность эвольвентного зацепления по контактным напряжениям возрастает в $1,055^2 = 1,113$ раза, т.е. примерно на 11,3%.

Для сравнения величин b_0 и σ_H , найденных при $n=1$ и $n=0,7$ с учетом $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$, а также при $\nu_1 \neq \nu_2$ и $E_1 \neq E_2$, выполним расчет зубчатой передачи, у которой $z_1 = 50$; $z_2 = 100$; $m = 5$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $b_w = 125$ мм; $F_n = 4 \cdot 10^4$ Н; $\nu_1 = 0,25$; $\nu_2 = 0,3$; $E_1 = 1,15 \cdot 10^5$ МПа и $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. Данные расчетов приведены в таблице 1.

Из таблицы 1 очевидно, что сниженные величины максимальных контактных напряжений σ_H при $n=0,7$; $\nu_1 \neq \nu_2$, $E_1 \neq E_2$ по сравнению с $n=1$; $\nu_1 \neq \nu_2$, $E_1 \neq E_2$ составляет $595,8/520,32 = 1,144$ раза, что равнозначно повышению полуширины площадки контакта b_0 при тех же условиях в $0,392/0,343 = 1,143$ раза. В то же время при $n=0,7$; $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$ по сравнению с $n=1$; $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$ указанное снижение напряжений составляет $642/608,5 = 1,055$ за счёт увеличения полуширины площадки контакта в $0,335/0,317 = 1,054$ раза.

Таким образом, при показателе степени $n=0,7$ нагрузочная способность зубчатого зацепления увеличивается в 1,113 раза в случае равенства между собой коэффициентов Пуассона и модулей упругости материалов по сравнению с $n=1$. Если же коэффициенты Пуассона и модули упругости соответственно не равны между собой, то в данном случае при $n=0,7$ по сравнению с $n=1$ нагрузочная способность зацепления по контактным напряжениям, например, в червячных передачах возрастает в $1,144^2 = 1,31$ раза. Данное обстоятельство указывает на необходимость расчета зубчатых передач с учетом изложенной нелинейности между упругими деформациями и напряжениями по формулам (12)

Таблица 1 – Данные расчетов

Расчетные величины параметров	Исходные данные			
	$n=1$; $\nu_1 = \nu_2 = \nu$; $E_1 = E_2 = E$	$n=0,7$; $\nu_1 = \nu_2 = \nu$; $E_1 = E_2 = E$	$n=1$; $\nu_1 \neq \nu_2$; $E_1 \neq E_2$	$n=0,7$; $\nu_1 \neq \nu_2$; $E_1 \neq E_2$
b_0 , мм	0,317	0,335	0,343	0,392
σ_H , МПа	642,00	608,50	595,80	520,32

и (13) или по формулам (10) и (11) в случае неравенства между собой коэффициентов Пуассона и модулей упругости материалов.

Для подтверждения достоверности выполненных решений вышеприведенной контактной задачи были проведены экспериментальные исследования в статике применительно к модели контакта кругового цилиндра радиусом $r=60\text{мм}$ и длиной $b=100\text{мм}$ с плоскостью в условиях нагружения силами $F_n=(0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0) \cdot 10^4\text{Н}$ на специально спроектированном для этих целей устройстве, приведенном в [3]. В процессе исследований определялась ширина площадки контакта $2b_0$. В таблице 2 расчетные данные, определяемые по формуле (12), а также опытные данные ширины $2b_0$ прямоугольной площадки контакта размером $2b_0b$ и значения коэффициента χ , характеризующего отклонения опытных величин $2b_0$ от расчетных.

Таблица 2 – Расчетные и опытные данные

Определяемые величины	Величина силы $F_n \cdot 10^{-4}$, Н					
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Расчет $2b_0$, мм	0,384	0,541	0,664	0,763	0,856	0,939
Опыт $2b_0$, мм	0,395	0,550	0,650	0,770	0,860	0,950
Коэффициент χ	1,0286	1,0166	0,9790	1,0092	1,0047	1,0117

Из таблицы 2 следует, что замеренные и расчетные величины ширины площадки контакта $2b_0$ отличаются друг от друга в пределах от 2,1% до 2,86%. Указанные расхождения между значениями $2b_0$ указывает на практическую сходимость их величин, что, таким образом, подтверждает правильность решения вышеуказанной задачи.

Выводы.

1. Впервые выполнено решение плоской контактной задачи с линейной системой зацепления зубьев применительно к модели контакта упруго сжатых круговых цилиндров с учётом нелинейности между контактными деформациями и возникающими при этом напряжениями при показателе степени нелинейности $n=0,7$.

2. Получены выражения максимальных контактных напряжений σ_H и полуширины площадки контакта b_0 для случаев когда коэффициент Пуассона $\nu_1 \neq \nu_2$ и модули упругости материалов $E_1 \neq E_2$, а также, когда $\nu_1 = \nu_2$ и $E_1 = E_2$.

3. Установлено, что при $\nu_1 = \nu_2$ и $E_1 = E_2$ нагрузочная способность зубчатого зацепления по контактным напряжениям, примерно, на 11,3% выше таковой, вычисленной при $n=1$, т.е. для случая линейной взаимосвязи между упругими деформациями и напряжениями.

4. Если $\nu_1 \neq \nu_2$ и $E_1 \neq E_2$, что имеет место, например, в червячных передачах, то в этом случае вышеуказанная нагрузочная способность зубчатого зацепления по сравнению с традиционной нагрузочной способностью, определяемой по формуле Герца, возрастает на 31%.

Список литературы: 1. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении [Текст] – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1948. – 891с. 2. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие [Текст] / Б.С. Ковальский. – Харьков, 1967. – 223с. 3. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А.П. Попов. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с. 4. Левина З.М. Контактная жесткость [Текст] / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с.

Bibliography (transliterated): 1. Enciklopedicheskij spravocnik. Inzhenernye rascheti v mashinostroenii [Tekst] – Moscow: Gos. nauch.-tehn. izd-vo mashinostroit. lit., 1948. – 891p. 2. Koval'skij B.S. Raschet detalej na mestnoe szhatie [Tekst] / B.S. Koval'skij. – Kharkov, 1967. – 223p. 3. Popov A.P. Zubchatye mehanizmy s tochechnym kontaktom zub'ev [Tekst] / A.P. Popov. – Nikolaev: Izd-vo Atoll, 2010. – 774p. 4. Levina Z.M. Kontaktnaja zhestkost' [Tekst] / Z.M. Levina, D.N. Reshetov. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 264p.

Поступила (received) 07.05.2015

А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., проф., доцент каф. ОТО АСР НУГЗУ, Харьков;
М.В. МАРГУЛИС, д.т.н., профессор каф. ТМ ГВУЗ ПГТУ, Мариуполь;
И.А. КИРИЧЕНКО, д.т.н., профессор каф. метрологии и приборов ВНУ им. В. Даля, Северодонецк;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., с.н.с., доцент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
А.А. ГРЯЗЕВ, аспирант каф. метрологии и приборов ВНУ имени В. Даля

РАЗМЕРНО-ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИЛОВЫХ ТРЕХВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В статье на основе анализа специфики функционирования волновой зубчатой передачи под нагрузкой выявлено исходное (замыкающее) звено совокупности основных звеньев в плоскости волнового зацепления (генератор – волновое зацепление). Получены зависимости для расчёта составляющих его элементов, предельных значений и допуска. Определена радиальная осадка полимерного слоя МГК под нагрузкой. Полученные практические рекомендации могут быть применены в процессе проектирования новых конструкций волновых передач.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, волновое зацепление, размерно-функциональный анализ, боковой зазор в зацеплении, расчёт бокового зазора, осадка полимерного слоя.

Постановка проблемы. Силовые трехволновые зубчатые передачи (СВЗП) с металлополимерными гибкими колесами (МГК) – современная тенденция в отечественном и мировом машиностроении [1-8]. При этом размерно-функциональный анализ СВЗП и их массогабаритных параметров, необходимой точности их изготовления позволяет минимизировать себестоимость машиностроительных изделий [5-8]. Отсюда – актуальность и практическая целесообразность данной научно-технической проблемы.

Анализ последних исследований и публикаций. Из литературы известны лишь работы авторов этой статьи, посвященные подобному анализу для двухволновых передач. Для трехволновых силовых передач размерно-функциональный анализ выполняется впервые.

Цель статьи – выявление замыкающего звена в совокупности основных звеньев в плоскости генератора волн и расчет необходимой точности волнового зацепления с помощью скоростной киносъемки.

Изложение основного материала. Важным этапом проектирования основных несущих звеньев передаточных механизмов является размерно-функциональный анализ [1, 2]. Он позволяет на стадии разработки оценить рацию

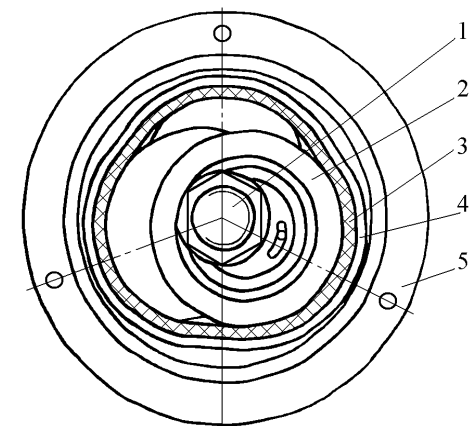


Рисунок 1 – Общий вид трехволновой зубчатой передачи с металлополимерным гибким колесом:
 1 – вал генератора; 2 – диск генератора;
 3 – полимерное кольцо; 4 – металлический зубчатый венец; 5 – жесткое колесо

нальность принятой конструкции и назначить функционально необходимую точность основных звеньев ВЗП. Это в свою очередь минимизирует себестоимость изготовления этих звеньев и изделия в целом. При составлении размерной цепи рассматриваемых звеньев ответственным элементом является выявление исходного (замыкающего) звена. Его величина и предельные размеры (допуск размера) практически определяют необходимую точность изготовления всех составляющих звеньев и себестоимость их изготовления.

На рисунке 1 представлен общий вид силовой трехволновой зубчатой передачи с металлополимерным гибким колесом, которая служит объектом исследования.

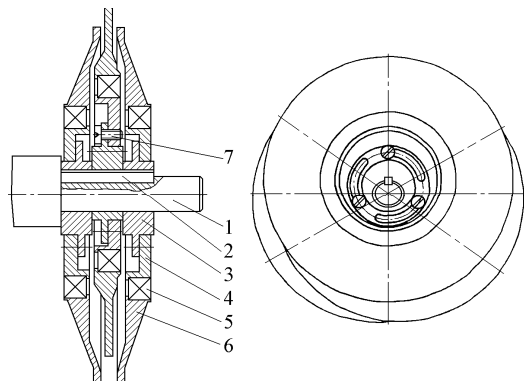


Рисунок 2 – Регулируемый трехволновой дисковый генератор:

1 – эксцентриковый входной вал; 2 – шпонка; 3 – эксцентрик; 4 – обойма; 5 – специальный подшипник качения; 6 – наружный диск; 7 – регулировочный винт

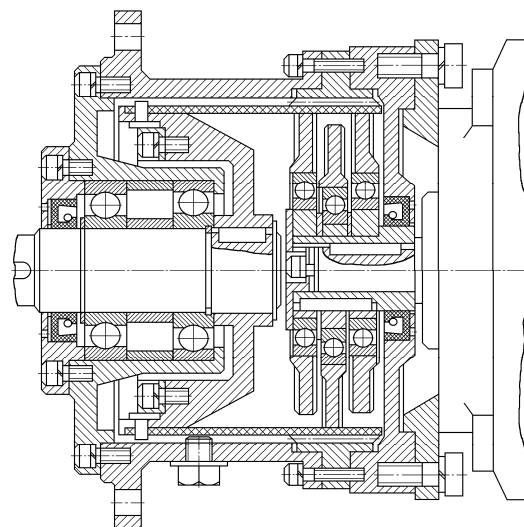


Рисунок 3 – Опытный силовой трехволновой зубчатый редуктор с МГК

Для экспериментального регулирования величины эксцентриситета e и, следовательно, начальной радиальной деформации W_0 целесообразно [6-8] использовать регулируемый трехдисковый генератор волн (полупринудительная деформация), конструкция которого представлена на рисунке 2, а конструкция опытного силового трехволнового зубчатого редуктора с МГК представлена на рисунке 3. Выполнение скоростной кинематической трехволновой зацепления обеспечивало специальное окошко, выполненное из органического стекла.

При экспериментальных стендовых исследованиях основных характеристик ряда высокомоментных ВЗП посредством скоростной кинематической [3] нами было установлено следующее. В начальный момент работы ВЗП под нагрузкой, в связи с овалообразной формой генератора волн (ГВ), деформирующего гибкое зубчатое колесо (ГЗК), зубья последнего входят в зубья жесткого зубчатого колеса (ЖЗК) в районе большой полуоси (см. рисунок 1) и начинают передавать вращающий момент 20-25% парами зубьев. Затем в течение трёх-четырёх минут за счёт деформации ГЗК

число пар зубьев увеличивается до 42-45% от всего их количества. То есть, в начальный момент работы часть пар зубьев ГЗК, лимитирующего ВЗП по прочности, работают в тяжёлых условиях, что должно учитываться при их разработке. Это может привести к трещинообразованию из-за больших изгибных напряжений во впадинах зубьев ГЗК, а также к большим контактным напряжениям на их рабочих поверхностях. Необходимо отметить, что кинематика волнового зацепления (ВЗ) отлична от неволнового, так как она характеризуется не перекачиванием зубьев со скольжением, а последовательным входом и выходом зубьев ГЗК в (из) зубьев ЖЗК (после их контакта).

Таким образом, для исключения трещинообразования во впадинах и пластического деформирования ВЗ необходимо минимизировать боковой зазор в ВЗ и тем самым время его выбора с целью обеспечения максимального числа одновременно контактирующих пар зубьев, передающих нагрузку.

На рисунке 1 показан разрез ВЗП в плоскости ГВ-ВЗ и ожидаемый боковой зазор после сборки ВЗП j_{on} определяемый как:

$$j_{on} = \omega_{\Delta} \sin \alpha, \quad (1)$$

где ω_{Δ} – действительная радиальная деформация ГЗК; α – угол профиля исходного контура зубьев.

При размерном анализе в плоскости ГВ-ВЗ в качестве исходного (замыкающего) звена будет параметр j_{on} , а для линейной размерной цепи соответственно – величина ω_{Δ} (1). Из изложенного следует, что величина j_{on} должна быть минимально возможной после сборки ВЗП, обеспечивающей нормальное функционирование ВЗ. Минимальный ожидаемый боковой зазор j_{\min}^0 включает в себя следующие составляющие элементы:

$$j_{\min}^0 = j_{nm} + j_{ncm} + j_{nec} + j_{nol}, \quad (2)$$

где j_{nm} – составляющая j_{\min}^0 , компенсирующая температурную деформацию зубчатых венцов ГЗК и ЖЗК, исключаящую интерференцию головок зубьев при входе в ВЗ; j_{ncc} – составляющая j_{\min}^0 , обеспечивающая размещение масляной плёнки в ВЗ, рекомендуемая как [4]; j_{nee} – составляющая j_{\min}^0 , компенсирующая погрешности изготовления и сборки звеньев ВЗП в плоскости ГВ-ВЗ; j_{nol} – составляющая j_{\min}^0 , компенсирующая радиальную деформацию и перекос образующей ГЗК при сборке ВЗП.

$$j_{nm} = \omega_e \left[\alpha_{p1} (t_1 - 20^\circ C) - \alpha_{p2} (t_2 - 20^\circ C) \right] 2 \sin \alpha, \quad (3)$$

где ω_e – принятая радиальная деформация ГЗК; α_{p1} и α_{p2} – коэффициенты линейного расширения материалов ГЗК, ЖЗК и корпуса ВЗП; t_1 и t_2 – предельные температуры нагрева ГЗК, ЖЗК и корпуса ВЗП;

$$j_{ncc} = (0,005 \dots 0,01)m \text{ (мм)},$$

где m – модуль ВЗ;

$$j_{nec} = \sqrt{2(f_{PB})^2 + 2(F_{\beta})^2 + (f_x \sin \alpha)^2 + (f_y \cos \alpha)^2}, \quad (4)$$

где f_{pB} и f_{β} – верхнее предельное отклонение основного шага ВЗ и допуск на направление зубьев на ГЗК и ЖЗК, принимаемые по ГОСТ 1643-81; f_x и f_y – допуски на непараллельность и перекос осей сопрягаемых ГЗК-ЖЗК три сборке ВЗП, принимаемые по ГОСТ 1643-81;

$$j_{n\omega 1} = \Delta \omega'_e \sin \alpha + (f_{xq} \cos \alpha), \quad (5)$$

где $\Delta \omega'_e$ – верхнее предельное отклонение принятой радиальной деформации МГЗК при сборке для рассматриваемых силовых ВЗП (с учётом их эксплуатационных исследований рекомендуется значение $\Delta \omega'_e$ принимать в пределах: $\Delta \omega'_e = (0,08...0,1)m$ при $m \approx (1,0...3,0)$ мм); f_{xq} – допуск на перекос образующей ГЗК при принятом значении ω_e для сборки ВЗП, определяемый как

$$f_{xq} = \frac{b_q}{2l_g} \omega_e, \quad (6)$$

где b_q и l_g – ширина зуба венца и длина ГЗК.

Величина максимального ожидаемого бокового зазора в ВЗ – $j_{\max}^{\omega_{on}}$ при передаче предельно допустимой нагрузки T_{\max} определяется с учётом уменьшения глубины захода зубьев ГЗК ВВЗ, определяемой составляющей $j_{n\omega 2}$, включающей и окружное закручивание (перекос) зубьев ГЗК. Составляющая $j_{n\omega 2}$ определяется как

$$j_{n\omega 2} = \Delta \omega''_e \sin \alpha + \frac{f_{yq}}{\cos \alpha}, \quad (7)$$

где $\Delta \omega''_e$ – допуск на увеличение принятой радиальной податливости ВЗП в плоскости ГВ-ВЗ при T_{\max} , определяемый как

$$\Delta \omega''_e = F_{r\max} (\omega_k + \omega_{ГВ}); \quad F_{r\max} = 0,182 \frac{T_{\max}}{R_b}, \quad (8)$$

где R_b – радиус делительной окружности ЖЗК; ω_k и $\omega_{ГВ}$ – радиальные податливости корпуса и генератора ВЗП при T_{\max} , определяемые по [4] (рекомендуемые значения $\Delta \omega''_e = (0,06...1,2)m$ при $m \approx (1,0...3,0)$ мм); f_{yq} – допуск на окружной перекос зубьев ГЗК при T_{\max} , определяемый как

$$f_{yq} = \frac{T_{\max} b_q}{2 \pi G R_q^3 t_{np}},$$

где R_q , G и t_{np} – соответственно радиус срединной поверхности ГЗК, модуль упругости второго рода и приведенная толщина зуба венца ГЗК.

С учётом изложенного величина $j_{\max}^{\omega_{on}}$ определяется как

$$j_{\max}^{\omega_{on}} = j_{\min}^{\omega_{on}} + (j_{n\omega 2} - j_{n\omega 1}) + (T_{H1} + T_{H2}) 2 \sin \alpha, \quad (9)$$

где T_{H1} и T_{H2} – допуски на дополнительные смещения исходных контуров (режущих инструментов) E_{HS} и E_{Hs} , соответственно при нарезании зубьев ГЗК (наружных) и ЖЗК (внутренних), определяемых по ГОСТ.

Тогда допуск на исходное (замыкающее) звено – ожидаемый боковой зазор T_{jon} определяется как

$$T_{jon} = j_{\max}^{\omega_{on}} - j_{\min}^{\omega_{on}} = (j_{n\omega 2} - j_{n\omega 1}) + (T_{H1} + T_{H2}) 2 \sin \alpha. \quad (10)$$

Величина T_{jon} фактически определяет значения допусков размеров основных звеньев силовых ВЗП при их размерно-функциональном анализе, что было подтверждено при создании ряда высокомоментных тяжело нагруженных ВЗП для приводов конвертора, миксера, роторного экскаватора и других [5].

Для вновь разрабатываемых волновых передач с промежуточными телами качения целесообразно выполнить размерно-функциональный анализ с учётом специфики их функционирования.

Необходимо выполнить оценку контактных деформаций полимерного слоя (ПС), которые влияют на глубину захода зубьев в зацеплении гибкого колеса с жестким под нагрузкой и, следовательно, на величину предельного момента, при котором наступает явление "прощелкивания".

Определение радиальной осадки полимерного кольца под действием нормальной нагрузки задача достаточно сложная, но при известных допущениях имеющая готовое решение.

Учитывая, что модуль упругости полимерного слоя на 2...3 порядка меньше модуля упругости основания, т.е. стального гибкого колеса, а также тот факт, что толщина слоя в десятки раз меньше радиуса его кривизны, полимерное кольцо можно считать упругой балкой, лежащей на жестком основании.

Принятое допущение справедливо, по крайней мере, для зоны наибольших удельных давлений со стороны диска, практически совпадающей с зоной беззазорного зацепления гибкого и жесткого колес. В этой зоне гибкое колесо подкрепляется опиранием на жесткое. При таком подходе обычно используется модель Винклера [6], приводящая к постоянству напряжений сжатия в радиальном направлении по толщине и отсутствию других составляющих напряжений.

При этом получается простейшая зависимость перемещений от удельных давлений на поверхности упругого слоя [6, 7]

$$U_{\varphi} = \frac{q_{\varphi} h_2}{E_2}, \quad (11)$$

где q_{φ} – нормальное поверхностное давление (см. рисунок 4).

К аналогичному решению можно прийти на основании известного решения для тонкой балки, нагруженной по плоскостям двумя противоположно направленными симметричными нагрузками, что соответствует нагружению гибкой балки на жестком основании нормальной нагрузкой [1, 3, 6].

В.З. Власов и Н.И. Леонтьев в работах [1, 6] подвергли критике модель Винклера, однако привели график, из которого следует, что при определении осадки поверхности применение этой модели приводит к незначительным погрешностям.

Д.С. Коднир, используя интегральное преобразование Фурье, получил более общее решение [4, 6]:

$$U_{\varphi} = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E_2} P \Phi \left[\frac{\varepsilon - x}{2h} \right],$$

где P – сосредоточенная нормальная нагрузка, Φ – интегральная функция, для которой в упомянутой работе приводится таблица численных значений.

Расчетная схема для определения радиальной осадки полимерного слоя МГК в условиях контактного деформирования со стороны генератора волн и в плоскости генератора волн представлена на рисунке 4.

Переходя от сосредоточенной нагрузки к распределенной, авторы работ [4, 6] получили следующие выражения для определения радиальной осадки:

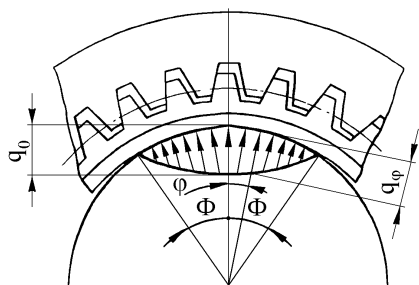


Рисунок 4 – Расчетная схема для определения радиальной осадки полимерного кольца МГК произвольным центральным углом зоны его действия, Д.С. Кондир предполагает, что в действительности имеет место промежуточный случай, т.е. можно принять:

$$U_{\varphi} = \frac{q_{\varphi} h_2}{E_2} \frac{2(1 - \nu_2^2)}{\pi}$$

Значительные трудности возникают и при определении распределения давлений по площадке контакта диска с полимерным слоем. В первом приближении можно считать, что по ширине диска давления постоянны, а по дуге соприкосновения закон косинусоидальный, т.е. $q_K = q_0 \cos(K\varphi)$, где $K = \pi/(2\Phi)$ и q_0 – давление в центре площадки контакта.

Принятый закон справедлив в случае абсолютно жесткого диска и податливого полимерного слоя. В нашем случае, учитывая, что модуль упругости полимерного слоя в десятки раз меньше модуля упругости стального диска, такое допущение вносит минимальные погрешности.

Величина максимального давления q_0 определится из следующего выражения:

$$F_r = 2rbq_0 \int_0^{\Phi} \cos\varphi \cos K\varphi d\varphi,$$

где F_r – радиальное усилие, передаваемое диском генератора на полимерный слой;

$$F_r = \frac{2M \operatorname{tg}(\alpha_w + \rho')}{dn},$$

b – ширина диска, r – радиус диска, M – момент нагрузки на гибком колесе, n – число волн, деформации, α_w – угол зацепления, ρ' – угол трения ($\rho' \approx 5^\circ$).

После интегрирования и, решая равенство относительно q_0 получаем:

$$q_0 = \frac{F_r(K-1)}{2 \cdot r \cdot b \cdot K \cdot \cos\Phi}.$$

Подставляя значение q_{φ} в выражение для U_{φ} получаем при $\varphi=0$ и $K = \pi/(2\Phi)$ максимальное значение радиальной деформации полимерного слоя в центре площадки контакта U_0 :

$$U_0 = \frac{F_r(K^2-1) \cdot h_2(1-\nu_2^2)}{r \cdot b \cdot K \cdot E_2 \cdot \cos\Phi\pi}.$$

а) для случая, когда материал слоя может свободно растекаться:

$$U_{\varphi} = \frac{q_{\varphi} h_2}{E_2} (1 - \nu_2^2),$$

б) для случая, когда перемещения материала вдоль слоя отсутствуют:

$$U_{\varphi} = \frac{q_{\varphi} h_2}{E_2} \frac{(1 - 2\nu_2)(1 + \nu_2)}{1 - \nu_2}.$$

Анализируя кольцевое упругое покрытие рабочей поверхности подшипника скольжения под радиальным давлением с

Как известно [3, 7], с уменьшением глубины захода зубьев Δh_q уменьшается нагрузочная способность волновых передач, уже при уменьшении Δh_q на величину $0,2m$ (m – модуль зацепления) нагрузочная способность, определяемая отношением момента, вызывающего "прощелкивание" зубьев, к номинальному моменту, падает [6, 7].

В металлополимерных гибких колесах максимальная величина упругой осадки полимера U_0 должна быть включена в размерную цепь "вал генератора – корпус жесткого колеса" в направлении, снижающем Δh_q . Для обеспечения достаточной глубины захода зубьев должно выполняться неравенство:

$$\delta_{\Sigma} + U_0 < 0,2m \quad \text{или} \quad \delta_{\Sigma} < 0,2m - U_0,$$

где δ_{Σ} – суммарный зазор (натяг) размерной цепи "вал генератора – корпус жесткого колеса", определяемый одним из методов, изложенных в ГОСТ 16320-70 "Цепи размерные. Методы расчета плоских цепей".

В качестве материала полимерного слоя следует избегать применения материалов с модулем упругости, меньшим 3000МПа, т.к. в противном случае резко возрастает радиальная осадка слоя, приводящая к уменьшению глубины захода зубьев и, следовательно, к снижению величины момента, вызывающего "прощелкивание" передачи. По этой же причине при назначении толщины полимерного слоя, по-видимому, целесообразно применять $\alpha' = h_2/h_1 < 2,5$. Следует отметить, что определенная нами осадка полимерного слоя составляет 8...10% от общей осадки за счет выборки зазоров и упругой деформации деталей, подсчитанной по методике [1, 2, 4].

Величина радиальной осадки полимерного слоя, определенная вышеописанным способом, учитывает осадку, вызванную радиальной нагрузкой от воздействия момента нагрузки M . К этой деформации следовало бы добавить осадку, возникающую при деформировании гибкого колеса генератором в процессе сборки передачи, т.е. установки генератора в гибкое колесо. Однако, силы, необходимые для деформирования гибкого колеса, на порядок меньше сил, возникающих под действием рабочей нагрузки. Следует ожидать, что и осадка при этом будет значительно меньше определенной нами. Учитывая небольшую величину осадки от рабочей нагрузки, измеряемой несколькими микрометрами, осадкой от деформирования гибкого колеса, по-видимому, можно пренебречь.

Выводы:

1. Приведён методический подход к выявлению исходного (замыкающего) звена при размерно-функциональном анализе силовых ВЗП.
2. Получены расчётные зависимости для определения предельных значений и допуска исходного (замыкающего) звена совокупности основных звеньев ВЗП, определяющих необходимую точность и трудоёмкость их изготовления.
3. При применении в качестве неметаллического слоя МГК пластмасс с модулем упругости $E_2 < 25 \times 10^3$ МПа коэффициент безопасности полимерного слоя по пределу выносливости при изгибе оказывается больше, чем у металлического слоя и долговечность гибкого колеса определяется долговечностью металлического слоя.
4. При увеличении модуля упругости пластмассы свыше 25×10^3 МПа может оказаться, что долговечность гибкого колеса будет лимитироваться долговечностью полимерного слоя.

5. Во избежание ощутимого уменьшения глубины захода зубьев и снижения момента, вызывающего "прошелкивание" зубьев, материал полимерного слоя должен иметь модуль упругости не ниже 3000МПа, а отношение толщины полимерного слоя к толщине металлического не должно превышать 2,5.

Список литературы: 1. Маргулис М.В. Размерно-функциональный анализ тяжело нагруженных высокомоментных зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1985. – Вып.8. – С.11-15. 2. Исследование основных характеристик приводов с волновыми передачами конвертера и миксера. Отчёт о НИР // Ждановский металлургический институт / Руков. М.В. Маргулис. № 29079824. – Жданов, 1982. – 115с. 3. Маргулис М.В. Создание и исследование механизма поворота с волновой зубчатой передачей для мощных роторных экскаваторов и отвалообразователей: Дисс... канд.техн.наук. – М., 1972. – 167с. 4. Маргулис М.В. Основы расчёта и методология создания высокомоментных волновых зубчатых передач для приводов тяжёлых машин: Дисс... докт.техн.наук. – Ленинград, 1991. – 435с. 5. Маргулис М.В. Пути совершенствования приводов машин различного назначения // Вестник Приазов. гос. техн. ун-та: Сб. науч. тр. – Мариуполь, 2004. – Вып.10. – С. 133-138. 6. Приймаков А.Г., Воробьев Ю.С., Приймаков Г.А. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач / Монография. – Харьков: "Оберіг", 2010. – 382с. 7. Приймаков А.Г., Приймаков Г.А., Швырёв Н.П. Расчет и проектирование герметичных силовых волновых зубчатых передач / Монография. – Харьков: "Оберіг", 2010. – 112с. 8. Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Приймаков Г.А. Расчет и проектирование силовых волновых механизмов с позиции трибофатики / Монография. – Харьков: "Оберіг", 2012. – 302с.

Bibliography (transliterated): 1. Margulis M.V. size-functional analysis of tyazhelonagruzhennykh of the vysokomomentnykh gearings // Announcer of engineer. – 1985. – Vol.8. – P.11-15. 2. Research of basic descriptions of drives with the wave transmissions of converter and mixer. Report on NIR of// the Zhdanovskiy metallurgical institute / Rukov. M.V. Margulis. No29079824. – Zhdanov, 1982. – 115p. 3. Margulis M.V. Creation and research of mechanism of turn with the wave gearing for powerful rotor power-shovels and otvaloobrazovateley: Diss... kand.tekhn.sciences. – Moscow, 1972. – 167p. 4. Margulis M.V. Bases of calculation and methodology of creation of the vysokomomentnykh wave gearings for the drives of heavy machines: Diss... dokt.tekhn.sciences. – Leningrad, 1991. – 435p. 5. Margulis M.V. Ways of perfection of drives of machines of the different setting // Announcer Priazov. gos. tekhn. un-that: Sb. nauch. tr. – Mariupol, 2004. – No10. – P.133-138. 6. Priymakov A.G., Vorob'ev Yu.S., Priymakov G.A. Theory and constructing of the power wave gearings / Monograph. – Kharkov: "Oberig", 2010. – 382p. 7. Priymakov A.G., Priymakov G.A., Shvyrev N.P. Calculation and planning of the impermeable power wave gearings / Monograph. – Kharkov: "Oberig", 2010. – 112p. 8. Priymakov A.G., Gradytskyi Yu.A., Priymakov G.A. Calculation and planning of power wave mechanisms from position of tribofatiki / Monograph. – Kharkov: "Oberig", 2012. – 302p.

Поступила (received) 15.05.2015

УДК 621.01(833)

Х.С. САМИДОВ, д.т.н., профессор АЗАСУ, Баку, Азербайджан;
А.Ф. ГАСЫМОВ, к.т.н., доцент АЗАСУ

ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ДИНАМИЧНОСТИ

Работа посвящена оптимизации параметров динамической системы технологических машин. Базируясь на методах оптимизации по коэффициенту динамичности разработаны и реализованы методики оптимизации динамических процессов технологических машин. Разработанные методики оптимизации динамических процессов машин позволяют: при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными, эксплуатационными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машины по заданным динамическим характеристикам и создать машины с наименьшими коэффициентами динамичности.

Ключевые слова: оптимальное проектирование, динамические процессы, технологические машины, вибрации.

© Х.С. Самидов, А.Ф. Гасымов, 2015

Актуальность проблемы. Развитие современного машиностроения, характеризующееся непрерывным ростом скоростей движения механизмов, мощностей приводов, нагрузки на детали, выдвигает на первое место исследование их колебаний, оптимизацию динамических процессов проектируемых машин. Удовлетворение этих требований невозможно без надежных методов расчета и проектирования машин.

На основании вышеизложенного можно заключить, что разработка и реализация комплексных методов анализа и оптимизации динамических процессов машин является актуальной проблемой и отвечает задачам дальнейшего прогресса отечественного машиностроения.

Цель исследований – разработка и реализация научно обоснованных мероприятий для оптимизации оптимального проектирования технологических машин и, в том числе, металлорежущих станков, которые позволяют: выявить причины, порождающие динамические процессы в упругой системе, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез механизмов с наилучшими конструктивными, технологическими и эксплуатационными параметрами, при назначении которых получились производительные, долговечные, виброустойчивые машины с минимальными динамическими нагрузками и металлоемкостью.

Задачи исследования. Задачи оптимального проектирования машин многокритериальны, так при выборе наилучшего варианта конструктору приходится учитывать многочисленные требования предъявляемые к машине и среди них встречаются противоположные друг другу требования. При проектировании реальных машин с учетом многих критериев качества, конструктор обычно, рассматривает различные варианты модели машин, оценивает результаты, уточняет и анализирует новые варианты. Это продолжается до тех пор, пока конструктор не решит, что пришло время остановиться: найдено, то, что ему нужно.

Раздел основного материала. Под оптимизацией динамических процессов машин понимается проектирование машин с наименьшим коэффициентом динамичности и наилучшим временем затуханием колебаний. Коэффициент динамичности представляет собой отношение наибольшего значения момента сил упругости к значению того же момента при статистическом приложении нагрузки,

$$\lambda = \frac{\max_{i,i+1} M_{i,i+1}^{(t)}}{M_{i,i+1}^{(ст)}}. \quad (1)$$

Для трехмассовой динамической модели электромеханической системы, представленной на рисунке 1, запишем дифференциальные уравнения движения в обобщенных координатах моментов сил упругости [1]:

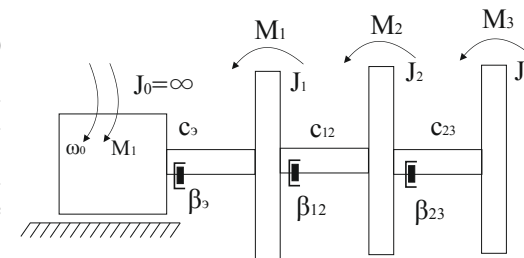


Рисунок 1 – Трехмассовая динамическая модель электромеханической системы

$$\left. \begin{aligned} & BTN\ddot{M}_1 + BN\dot{M}_1 + M_1 - M_{12} - \frac{\beta_{12}M_{12}}{c_{12}} = 0; \\ & \ddot{M}_{12} + b_{12}^2 M_{12} - \frac{c_{12}}{J_1} M_1 - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} + \frac{\beta_{12}(J_1+J_2)}{J_1 J_2} \dot{M}_{12} - \frac{c_{12}\beta_{23}M_{23}}{c_{23}J_2} = \frac{c_{12}}{J_2} M_2(t); \\ & \ddot{M}_{23} + b_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} - \frac{\beta_{23}(J_2+J_3)}{J_2 J_3} \dot{M}_{23} - \frac{c_{23}\beta_{23}}{c_{23}J_2} \dot{M}_{12} = \frac{c_{23}}{J_3} M_3(t) - \frac{c_{23}}{J_2} M_2(t), \end{aligned} \right\} (2)$$

где $b_{i,i+1}^2 = c_{i,i+1}(J_i + J_{i+1})/J_i J_{i+1}$; $i = 1, 2$ – цикловые частоты собственных колебаний парциальных систем.

Статистические моменты, имеющие место при действии внешних моментов M_2 и M_3 к массам J_2 и J_3 находится из системы уравнений (2) с учетом

$$\left. \begin{aligned} M_1 = \dot{M}_{12} = \dot{M}_{23} = \ddot{M}_1 = \ddot{M}_{12} = \ddot{M}_{23} = 0; M_{1ct} - M_{12ct} = 0; \\ b_{12}^2 M_{12ct} - \frac{c_{12}}{J_1} M_{1ct} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23ct} = \frac{c_{12}}{J_2} M_2; \\ b_{23}^2 M_{23ct} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12ct} - \frac{c_{23}}{J_3} M_3 - \frac{c_{23}}{J_2} M_2. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Разрешая уравнения (3) относительно M_{1ct} , M_{12ct} , M_{23ct} получим

$$M_{1ct} = M_{12ct} = \frac{(b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_2 M_2) J_1 J_2^2 c_{12}}{J_2^2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}, \quad (4)$$

$$M_{23ct} = \frac{(J_1 J_2 b_{12}^2 - c_{12} J_2) (b_{23}^2 c_{12} J_2 J_3 M_2 + c_{12} c_{23} J_2 M_3 - c_{12} c_{23} J_3 M_2) J_1 J_2^2}{(b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)} - M_2. \quad (5)$$

Коэффициенты динамичности $\lambda_i = (1, 2, 3)$ равны [1]:

$$\lambda_1 = \frac{M_{1 \max}}{M_{1ct}} = \frac{J_2^2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}{c_{12} J_1 J_2^2 (b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2)} \times \\ \times \left\{ M_H [1 - c_2 B^{(-1)}(\tau)] - \frac{\beta_3 M_H}{T J_1 \alpha_1} [B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 \alpha_1 \sqrt{\alpha_1}} \times \right. \\ \times [B(\tau) + B^{(2)}(\tau)] + \left. \left(\frac{\beta_3}{T J_1} - \frac{1}{T^2} + \frac{c_{12}}{J_1} \right) \cdot \frac{\beta_3 M_H}{T J_1 \alpha_1^2} B^{(1)}(\tau) + \left(\frac{1}{T^2} - \frac{2\beta_3}{T J_1} - \frac{c_{12}}{J_1} \right) \times \right. \\ \left. \times \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 \alpha_1^2 \sqrt{\alpha_1}} B(\tau) \right\}; \quad (6)$$

$$\lambda_{12} = \frac{M_{12 \max}}{M_{12ct}} = \frac{J_2^2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1) M_H}{J_1 J_2^2 (b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2)} \times \\ \times \left\{ \frac{1}{J_1 \alpha_1} [B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \left(\frac{c_{23}}{J_2 J_3} - \frac{b_{12}^2}{J_1} - \frac{\beta_3}{T J_1^2} \right) \cdot \frac{1}{\alpha_1^2} B^{(1)}(\tau) + \frac{\beta_3}{T^2 J_1^2 \alpha_1^2 \sqrt{\alpha_1}} B(\tau) \right\}. \quad (7)$$

$$\lambda_{23} = \frac{M_{23 \max}}{M_{23ct}} = \frac{c_{23} J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1) M_H}{(J_1 J_2^2 b_{23}^2 - c_{12} J_2)} \times \\ \times \frac{(b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2) - M_2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}{1} \times \\ \times \left\{ \frac{M_3}{J_1 \alpha_1} [B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \left(\frac{c_{12} M_H}{J_1 J_2} - \frac{b_{23}^2 M_3}{J_3} \right) \cdot \frac{1}{\alpha_1^2} B^{(1)}(\tau) \right\}. \quad (8)$$

Из выражений (6), (7) и (8) следует, что величины коэффициентов динамичности λ_1 , λ_{12} , λ_{23} зависит от специальных функций переходного процесса $B^{(\pm j)}(\tau)$ ($j = 1, 2, 3$), от обобщенных безразмерных параметров c_1 , c_2 и аргумента τ рассматриваемой системы, т.е.

$$[\lambda_{i \max}]_{\min} = \left\{ [B^{(\pm j)}(\tau)]_{\max} \right\}_{\min}. \quad (9)$$

Условия (6) удовлетворяются при следующих интервалах изменения параметров:

$$0 \leq c_1 = \frac{T J_1^2 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 - T J_1^2 c_{12} c_{23} + J_1 J_2^2 \beta_3 (b_{12}^2 + b_{23}^2) - c_{12} J_2^2 \beta_3}{T J_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \frac{\beta_3}{T J_1})} \leq 0,12; \quad (10)$$

$$0 \leq c_2 = \frac{J_1 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 \beta_3 - c_{12} c_{23} J_1 \beta_3 - c_{12} b_{23}^2 J_2^2 \beta_3}{T J_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \frac{\beta_3}{T J_1})} \leq 0,002. \quad (11)$$

Проанализируем конкретные примеры.

Пример I. Проектированная технологическая машина приведена к трехмассовой динамической модели, показанной на рисунке 1, со следующими значениями параметров:

$$J_1 = 0,80 \text{ Нмс}^2; J_2 = 1,12 \text{ Нмс}^2; J_3 = 7,50 \text{ Нмс}^2; c_{12} = 15000 \text{ Нм/рад}; \\ \beta_3 = 12 \text{ Нмс/рад}; T = 0,01 \text{ с}; B = 0,06; N = 0,20 \quad (12)$$

Требуется найти значения жесткости c_{23} , обеспечивающие наименьшее значение коэффициента динамичности λ_{23} при мгновенном приложении внешнего момента M_3 с постоянным значением.

Для решения данной задачи, подставив значения (12) в выражение (9) и из условия (8) принимая $c_2 = 0,0019$ находим $c_{23} = 1586 \text{ Нм/рад}$.

Пример II. Оптимизируем конструктивных параметров трубоотрезного станка ТТ2301, кинематическая и динамическая модели, которые представлены на рисунках 2, 3.

Трехмассовая динамическая модель трубоотрезного станка ТТ2301, приведенная к валу шпинделя имеет следующие параметрические данные:

$$J_1 = 45,5 \text{ Нмс}^2; J_2 = 29 \text{ Нмс}^2; \\ J_3 = 73 \text{ Нмс}^2; \beta_{12} = 16 \text{ Нм/рад}; \\ \beta_{23} = 9,2 \text{ Нм/рад}; \\ c_{12} = 11 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}; \\ c_{23} = 50 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}; \\ M_H = 191 \text{ Нм}; \omega = 40 \text{ с}^{-1} \quad (13)$$

При оптимизации на параметры наложены ограничения:

$$0,5 J_i \leq J_i \leq 1,5 J_i; \\ 0,5 c_{i,i+1} \leq c_{i,i+1} \leq 1,5 c_{i,i+1}; \\ 0,5 \beta_{i,i+1} \leq \beta_{i,i+1} \leq 1,5 \beta_{i,i+1}; \\ 2 \text{ с}^{-1} \leq \omega \leq 100 \text{ с}^{-1}. \quad (14)$$

Целевая функция, характеризующая сумму значений квадрата упругих моментов исследуемой системы выбрана в виде:

$$M = \eta_1 [\sum_{i=1}^n \eta_2 (M_{i,i+1}^2) + \sum_{i=1}^n \eta_3 (M_{i,i+2}^2)]. \quad (15)$$

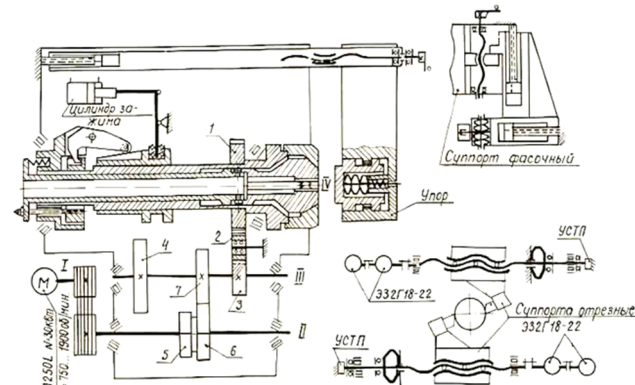


Рисунок 2 – Кинематическая схема станка ТТ2301

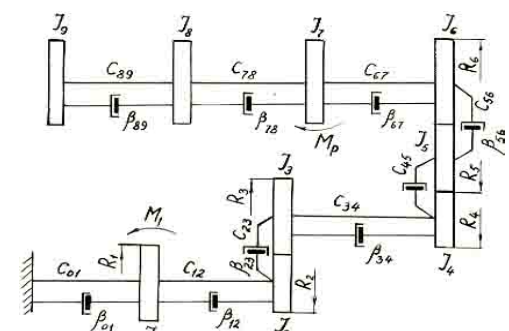


Рисунок 3 – Динамическая модель главного привода трубоотрезного станка ТТ2301 с адаптивной системой управления при $n_{шт} = 1780 \text{ об/мин}$

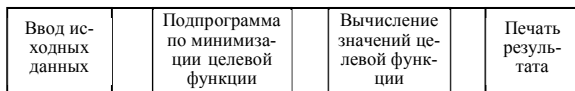


Рисунок 4 – Блок-схема программы минимизации
 зан график изменения моментов сил упругости главного привода станка ТТ2301 до и после оптимизации.

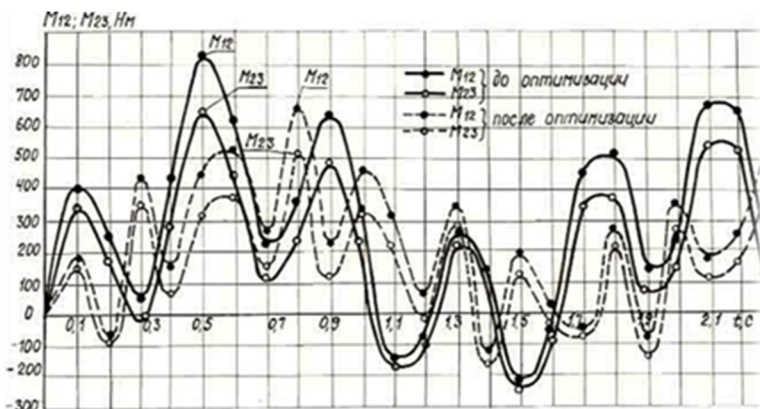


Рисунок 5 – График изменения моментов сил упругости главного привода станка ТТ2301 до и после оптимизации

Выводы:

1. Базируясь на методах оптимизации по коэффициенту динамичности разработаны и реализованы методики оптимизации динамических процессов технологических машин, в том числе, металлорежущих станков в пространстве электромеханических параметров.
2. Разработанные методики оптимизации динамических процессов машин позволяют: при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными, эксплуатационными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машины по заданным динамическими характеристиками и создать машины с наименьшими коэффициентами динамичности.
3. В результате оптимизации электромеханических параметров трубоотрезных станков 91А25, 91А38 и ТТ2301 удалось уменьшить в их упругих системах значения коэффициентов динамичности соответственно на 24 и 30%.

Список литературы: 1. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное проектирование машин. – Баку: "Нурлан", 2003. – 622с. 2. Самидов Х.С., Алиев Б.Г. Вынужденные колебания электромеханических систем приводов машин // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2007. – №21. – С.132-144. 3. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2007. – №21. – С.239-248.

Bibliography (transliterated): 1. Samidov H.S., Samidov Je.H. Dinamika i optimal'noe proektirovanie mashin. – Baku: "Nurlan", 2003. – 622p. 2. Samidov H.S., Aliev B.G. Vynuzhdennye kolebanija jelektrome-hanicheskih sistem privodov mashin // Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov, 2007. – No21. – P.132-144. 3. Samidov H.S., Agaev F.F. Optimizacija parametrov dinamicheskoj sistemy zubchatyh peredach metalloruzhshih stankov // Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov, 2007. – No21. – P.239-248.

Сформулированная задача численно разрешена на ЭЦВМ. Блок-схема программы представлена на рисунке 4.

На рисунке 5 показан

УДК 621.833

П.Н. ТКАЧ, к.т.н., доц., старший научный сотрудник отдела прочности сварных конструкций ИЭС им. Е.О. Патона НАН Украины, Киев;
О.А. РЕВЯКИНА, к.т.н., доцент каф. физики и прикладной механики ЛНУ им. Тараса Шевченко, Старобельск;
Е.Ю. ЧАЛАЯ, ассистент каф. прикладной математики ВНУ им. В. Даля, Северодонецк

СРАВНЕНИЕ АРОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ СМЕШАННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ТРАДИЦИОННОЙ ПО ГЕОМЕТРО-КИНЕМАТИЧЕСКИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

В статье представлен профиль исходного контура обкатных арочных передач смешанного зацепления. Головка зуба шестерни и ножка зуба колеса образованы отрезком прямой, т.е. представляют собой традиционное квазиэвольвентное зацепление. Ножка зуба шестерни и головка зуба колеса образованы кривой, полученной на основе синтеза по заданному значению приведенной кривизны. Приведена сравнительная оценка геометро-кинематических показателей таких передач с традиционными квазиэвольвентными передачами.

Ключевые слова: арочная передача, смешанное зацепление, квазиэвольвентные передачи, показатели работоспособности, приведенная кривизна

Введение. Актуальность задачи. Зубчатые передачи получили широкое распространение в приводах современных машин и во многом определяют их качество. Поэтому задача совершенствования зубчатых приводов есть, безусловно, актуальной. Одним из путей решения этой задачи является поиск рациональной геометрии зацепляющихся зубьев, который может быть сведен к задаче синтеза геометрии по заданным значениям качественных показателей работоспособности. Такая задача относится к проблеме многокритериальной оптимизации машиностроительных конструкций [1].

Анализ последних исследований и литературы. Основным критерием работоспособности зубчатых передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев, которая зависит от приведенной кривизны рабочих поверхностей. Уменьшение приведенной кривизны приводит к снижению интенсивности износа зубьев, повышению толщины масляного слоя в зоне контакта рабочих поверхностей, уменьшению потерь в зацеплении и теплонапряженности в зоне контакта [2]. Решению задачи совершенствования зубчатых передач из условия контактной прочности выбором рациональной геометрии рабочих поверхностей зубьев посвящено значительное количество работ специалистов в области исследования передач зацеплением [3,4,5]. В этих работах предлагаются различные способы уменьшения приведенной кривизны рабочих поверхностей зубьев. В работе [5] предложен метод синтеза исходного контура режущего инструмента по заданной постоянной величине приведенной кривизны рабочих поверхностей зубьев.

Синтез сводится к решению дифференциального уравнения, связывающего геометрические параметры передачи с приведенной кривизной. Однако получаемые при этом передачи имеют высокую чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа по сравнению с традиционными. Устранить данный недостаток можно применением смешанного зацепления [6], в котором

Поступила (received) 30.04.2015

© П.Н. Ткач, О.А. Ревякина, Е.Ю. Чалая, 2015

головка зуба шестерни и ножка зуба колеса образованы отрезком прямой, т.е. представляют собой квазиэвольвентное зацепление, а ножка зуба шестерни и головка зуба колеса образованы кривой, полученной на основе синтеза по заданному значению приведенной кривизны, например по методу [7].

Цель статьи. Получить исходный контур для реализации смешанного зацепления в арочной передаче и для нее определить геометро-кинематические показатели работоспособности.

Постановка задачи. Исходный контур смешанного зацепления в работе [6] представлен в параметрическом виде соответственно для головки и ножки. Учитывая, что половина исходного контура, предназначенная для образования квазиэвольвентного зацепления, представляет собой отрезок прямой, ее удобнее представить в явном виде, т.е. $f_2 = f_2(f_1) = f_1 \operatorname{tg} \alpha_n$ (рисунок 1). Поэтому и синтезированную часть далее получим в виде $\Phi_2 = \Phi_2(\Phi_1)$.

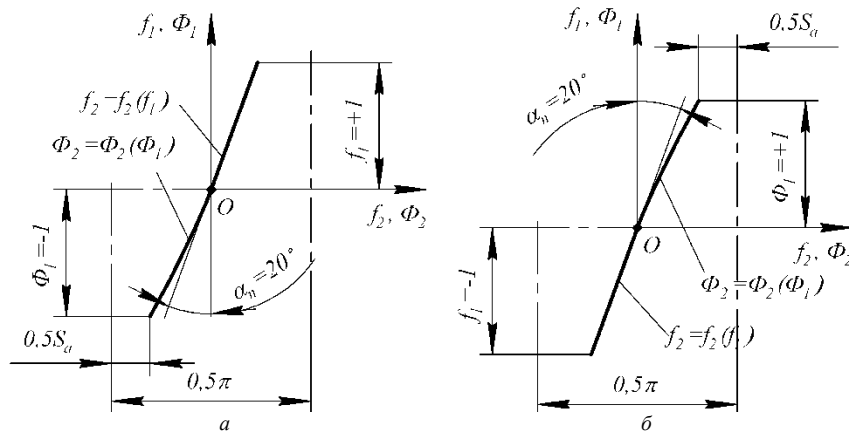


Рисунок 1 – Исходный контур смешанного зацепления:
а – для образования зуба шестерни (головка – $f_2(f_1)$, ножка – $\Phi_2(\Phi_1)$);
б – для образования зуба колеса (головка – $\Phi_2(\Phi_1)$, ножка – $f_2(f_1)$)

Для успешной реализации смешанного зацепления необходимо при синтезе, т.е. при определении зависимости $\Phi_2 = \Phi_2(\Phi_1)$, выбирать угол профиля на начальной прямой равным углу профиля прямоугольного участка. Такое равенство означает и равенство значений относительной приведенной кривизны, т.к. в полюсе она зависит только от угла профиля. Наибольшее распространение в приводах машин общего назначения получили передачи с углом зацепления $\alpha_n = 20^\circ$. Такой угол соответствует значению относительной приведенной кривизны

$$\bar{\chi}_0 = 1/\sin \alpha_n = 1/\sin 20^\circ = 2,92. \quad (1)$$

Следовательно, синтезировать участок для образования ножки зуба шестерни и головки зуба колеса будем по значению (1).

Материалы исследований. Уравнение для синтеза передач с зубьями по заданной приведенной кривизне рабочих поверхностей получено в работе [6], приведем его к виду

$$\bar{\chi}_0 = \frac{(\zeta - \Phi_1 \zeta')^2 \zeta^3}{\left[\zeta^3 + \bar{\Phi}(\zeta - \Phi_1 \zeta') \right] \left[\zeta^3 - \frac{\bar{\Phi}}{u}(\zeta - \Phi_1 \zeta') \right]}, \quad (2)$$

где R_1, R_2 – радиусы делительных окружностей шестерни и колеса соответственно; u – передаточное отношение передачи, равно $u = R_2/R_1$; $\bar{\Phi} = \Phi_1/R_1$; $\zeta = \sin \alpha$, α – угол профиля исходного контура, ζ' – производная ζ по f_1 .

Для осуществления синтеза передач по заданному значению $\bar{\chi}_0$ необходимо уравнение (2) разрешить относительно Φ_1 . Рассмотрим алгоритм синтеза исходного контура на примере головки зуба колеса (рисунок 1, б), где Φ_1 принимает положительные значения. Здесь и далее параметры зацепления (например R_1, R_2) задаются в долях модуля.

1. Задаем постоянное значение $\bar{\chi}_0 = 2,92$.

2. Принимаем, что синтез осуществляется для передачи с минимальным числом зубьев, поэтому $R_1 = R_2 = 5$, $u = 1$.

3. Задаем начальные значения $\Phi_{10} = 0,05$; $\Phi_{20} = 0$; $\alpha_0 = 20^\circ$.

4. После преобразования равенства (2) получаем дифференциальное уравнение

$$A(\zeta')^2 + B\zeta' + C = 0, \quad (3)$$

где $A = \bar{A} + \bar{\chi}_0 b_2 \Phi_1^4$; $B = -\bar{\chi}_0 (2\Phi_1^3 \zeta b_2 - \bar{A} b_1) - 2\bar{B}$; $C = \zeta^5 - \bar{\chi}_0 (\zeta^6 + \bar{B} b_1 - \bar{C} b_2)$; $\bar{A} = \Phi_1^2 \zeta^3$; $\bar{B} = \Phi_1 \zeta^4$; $\bar{C} = \Phi_1^2 \zeta^2$; $b_1 = u - 1/(uR_1)$; $b_2 = 1/(uR_1^2)$.

5. Решение дифференциального уравнения представим в виде ряда ($\Phi_1 = \Phi$, $\Phi > 0$)

$$\zeta = a_0 + a_1(\Phi - \Phi_0) + (1/2)a_2(\Phi - \Phi_0)^2 + (1/6)a_3(\Phi - \Phi_0)^3 + \dots \quad (4)$$

где Φ_0 – значение переменной Φ в точке, в окрестности которой ζ раскладывается в ряд; $a_0 = \sin \alpha_0 = \zeta_0$; $a_1 = \zeta_0'$; $a_2 = \zeta_0''$; $a_3 = \zeta_0'''$ – значение функции ζ и первых трех ее производных в точке Φ_0 ; α_0 – угол профиля в этой точке.

Последовательно дифференцируя левую часть (4) получаем при $\Phi = \Phi_0$

$$a_0 = \sin \alpha_0; a_1 = \left(-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC} \right) / (2A); a_2 = -(A'a_1^2 + B'a_1 + C') / (2Aa_1 + B); \quad (5)$$

$$a_3 = -(A''a_1^2 + 4Aa_1a_2 + 2Aa_2^2 + B''a_1 + 2B'a_2 + C'') / (2Aa_1 + B).$$

Здесь

$$A' = \bar{A}' + \bar{\chi}_0' b_2 \Phi_0^4 + 4b_2 \Phi_0^3 \bar{\chi}_0'; A'' = \bar{A}'' + (\bar{\chi}_0'' \Phi_0^4 + 8\Phi_0^3 \bar{\chi}_0' + 12\Phi_0^2 \bar{\chi}_0'') b_2;$$

$$B' = -\bar{\chi}_0' (2\Phi_0^3 a_0 b_2 - \bar{A} b_1) - \bar{\chi}_0 [2b_2 (3\Phi_0^2 a_0 + \Phi_0^3 a_1) - \bar{A}' b_1] - 2\bar{B}';$$

$$B'' = -\bar{\chi}_0'' (2\Phi_0^3 a_0 b_2 - \bar{A} b_1) - 2\bar{\chi}_0' [2b_2 (3\Phi_0^2 a_0 + \Phi_0^3 a_1) - \bar{A}' b_1] -$$

$$-\bar{\chi}_0 [2b_2 (6\Phi_0 a_0 + 6\Phi_0^2 a_1 + \Phi_0^3 a_2) - \bar{A}'' b_1] - 2\bar{B}'';$$

$$C' = 5a_0^4 a_1 - \bar{\chi}_0' (a_0^6 + \bar{B} b_1 - \bar{C} b_2) - \bar{\chi}_0 (6a_0^5 a_1 + \bar{B}' b_1 - \bar{C}' b_2);$$

$$C'' = 5a_0^3(4a_1 + a_0a_2) - \bar{\chi}_0''(a_0^6 + \bar{B}b_1 - \bar{C}b_2) - \bar{\chi}_0'(6a_0^5a_1 + \bar{B}'b_1 - \bar{C}'b_2) - \bar{\chi}_0[6(5a_0^4a_1^2 + a_0^5a_2) + \bar{B}''b_1 - \bar{C}''b_2];$$

$$\bar{A}' = 2\Phi_0a_0^3 + 3\Phi_0^2a_0^2a_1; \bar{A}'' = 2a_0^3 + 12\Phi_0a_0^2a_1 + 6\Phi_0^2a_0a_1^2 + 3\Phi_0^2a_0^2a_2;$$

$$\bar{B}' = a_0^4 + 4\Phi_0a_0^3a_1; \bar{B}'' = 8a_0^3a_1 + 12\Phi_0a_0^2a_1^2 + 4\Phi_0a_0^3a_2;$$

$$\bar{C}' = 2\Phi_0a_0^2 + 2\Phi_0^2a_0a_1; \bar{C}'' = 2a_0^2 + 8\Phi_0a_0a_1 + 2\Phi_0^2a_1^2 + 2\Phi_0^2a_0a_2.$$

$\bar{\chi}_0', \bar{\chi}_0''$ – первая и вторая производные $\bar{\chi}_0$ по Φ (в общем случае заданная относительная приведенная кривизна может зависеть от Φ).

6. Определяем функцию $\Phi_2(\Phi)$ решением дифференциального уравнения $\Phi_2' = \zeta / \sqrt{1 - \zeta^2}$.

Решение этого уравнения представим в виде ряда ($\Phi > 0$)

$$\Phi_2 = \Phi_{20} + \Phi_{20}'(\Phi - \Phi_0) + (1/2)\Phi_{20}''(\Phi - \Phi_0)^2 + (1/6)\Phi_{20}'''(\Phi - \Phi_0)^3 + \dots \quad (6)$$

где $\Phi_{20}, \Phi_{20}', \Phi_{20}'', \Phi_{20}'''$ – значение функции Φ_2 и ее первых трех производных при $\Phi = \Phi_0$.

Последовательным дифференцированием уравнения (6) получаем

$$\Phi_{20}' = a_0(1 - a_0^2)^{-0,5}; \Phi_{20}'' = a_1(1 - a_0^2)^{-1,5}; \Phi_{20}''' = a_2(1 - a_0^2)^{-1,5} + 3a_0a_1^2(1 - a_0^2)^{-2,5}.$$

На этом шаг вычислений закончен. Исходными данными для следующего шага являются конечные данные предыдущего. Например, второй шаг производится при $\Phi = \Phi_0 = 0,1$; при Φ_{20} , равном значению Φ_2 , вычисленному по формуле (6); при ζ_0 равном значению ζ , вычисленному по формуле (4) с учетом (5). Последним является шаг при $\Phi = \Phi_0 = 1$, что соответствует вершине зуба колеса.

Таблица 1 – Параметры исходного контура для образования арочных зубьев передачи смешанного зацепления (для образования зубьев шестерни)

Головка зуба рейки ($f_2 = f_1 \operatorname{tg} \alpha_n$)			Ножка зуба рейки ($\Phi_2 = \Phi_2(\Phi_1)$)		
$\alpha, ^\circ$	f_1	f_2	$\alpha, ^\circ$	Φ_1	Φ_2
20	1	0,36397	20*	0	0
20	0,9	0,327573	20,3	-0,1	-0,03663
20	0,8	0,291176	20,7	-0,2	-0,07395
20	0,7	0,254779	21,3	-0,3	-0,11229
20	0,6	0,218382	21,9	-0,4	-0,15187
20	0,5	0,181985	22,6	-0,5	-0,19283
20	0,4	0,145588	23,4	-0,6	-0,23528
20	0,3	0,109191	24,1	-0,7	-0,27927
20	0,2	0,072794	24,9	-0,8	-0,32484
20	0,1	0,036397	25,6	-0,9	-0,3720
20*	0	0	26,4	-1	-0,42078

Примечание: * – значение профильного угла на начальной прямой

Чтобы получить синтезированный участок для ножки шестерни (рисунок 1, а), нужно принимать отрицательные значения $\Phi = \Phi_0 = 0 \dots -1$. Тогда исходный контур будет иметь параметры, приведенные в таблице 1.

Для полученных $\Phi_2 = \Phi_2(\Phi_1)$ проверим, выполняется ли для полученного контура условие отсутствия заострения $0,5S_a \geq 0,3$ (рисунок 1)

$$0,5S_a = 0,25\pi - \Phi_2(\Phi_1^{\max}) = 0,25 \cdot 3,14 - 0,48207 = 0,3.$$

Полученное значение допустимо, заострения не будет.

Ширину кругового зуба определим для максимального угла

наклона $\beta_{\max} = 50^\circ$ при радиусе инструмента $R_u = 10$

$$0,5B = R_u \sin \beta_{\max} = 10 \sin 50^\circ = 7,66.$$

Определим геометро-кинематические показатели работоспособности арочных передач смешанного зацепления с круговым зубом в сравнении с традиционными.

На рисунке 2 представлены проекции линий контакта на плоскость XOZ , касательную к окружности, описывающую продольную форму зуба. Пунктирными линиями показаны границы поля зацепления f_1^* и Φ_1^* , определенные при $Z_1 = 18$ и $Z_2 = 90$ из соотношений

$$[(Z_1 + 2)/2]^2 = (f_1^* + R_1)^2 + (f_1^*/f_2^*)^2; [(Z_2 + 2)/2]^2 = (\Phi_1^* - R_2)^2 + (\Phi_1^*/\Phi_2^*)^2.$$

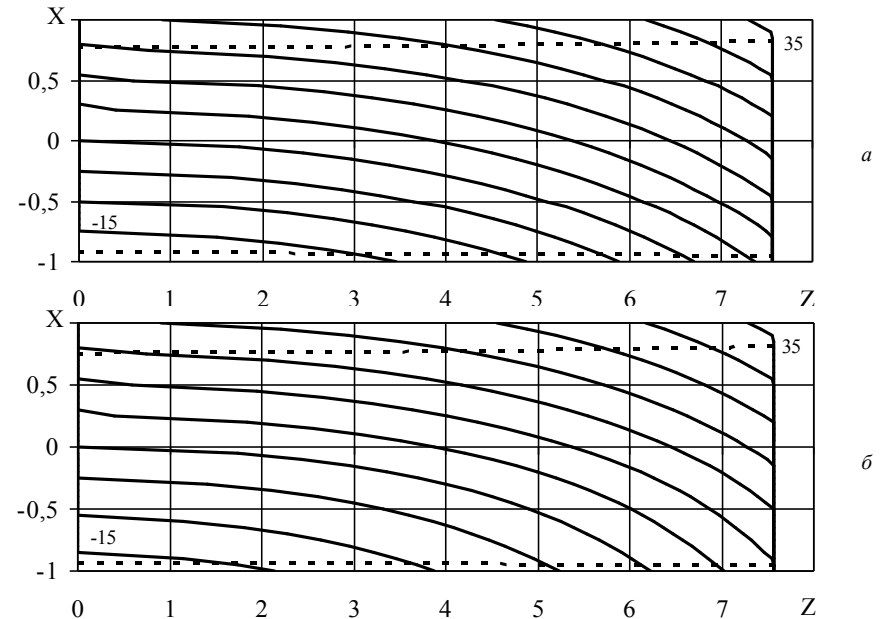


Рисунок 2 – Проекции контактных линий (угол поворота шестерни от -15° до 35°)

На рисунках 3-10 приведены значения геометро-кинематических показателей работоспособности, определенных по зависимостям [6].

Результаты исследований. Сравнение значений показателей работоспособности, приведенных на рисунках 3-10 для синтезированных участков (ножка зуба шестерни и

Таблица 2 – Соотношение показателей работоспособности на границе поля зацепления (ножка зуба шестерни и головка зуба колеса), с соответствующими им значениями квазивольвентной передачи представлено в таблице 2.

$\frac{V_{12}^k}{V_{12}^c}$	$\frac{V_1^c}{V_1^k}$	$\frac{V_2^c}{V_2^k}$	$\frac{V_\Sigma^c}{V_\Sigma^k}$	$\frac{\eta_1^k}{\eta_1^c}$	$\frac{\eta_2^k}{\eta_2^c}$	$\frac{\bar{\chi}^k}{\bar{\chi}^c}$	$\frac{v^c}{v^k}$	$\frac{V^c}{V^k}$
от 1,14 до 1,18	от 2,17 до 5,06	от 1,45 до 1,56	от 1,68 до 2,06	от 2,5 до 5,95	от 1,68 до 1,83	от 2,49 до 6,23	от 0,92 до 0,99	от 1,15 до 1,18

Примечание: индексы "k" и "c" относятся к квазивольвентному и смешанному зацеплению соответственно

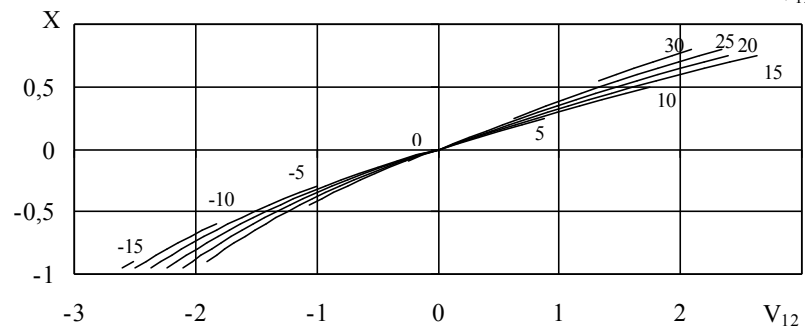
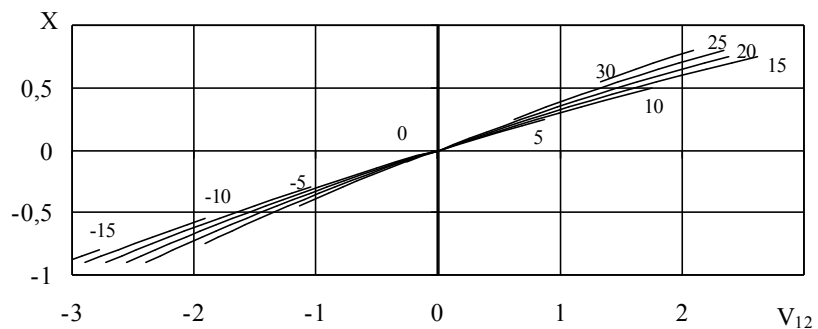


Рисунок 3 – Значения скорости скольжения по высоте профиля зуба

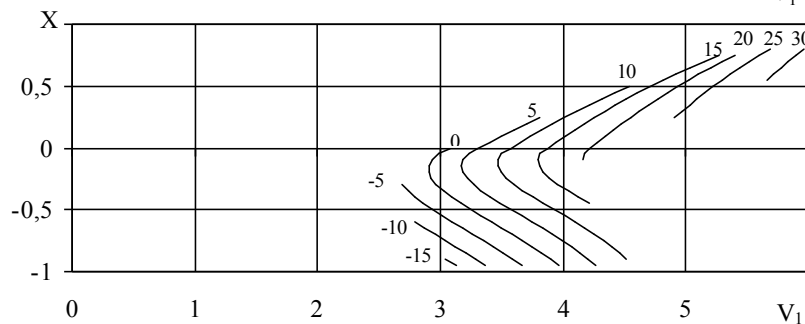
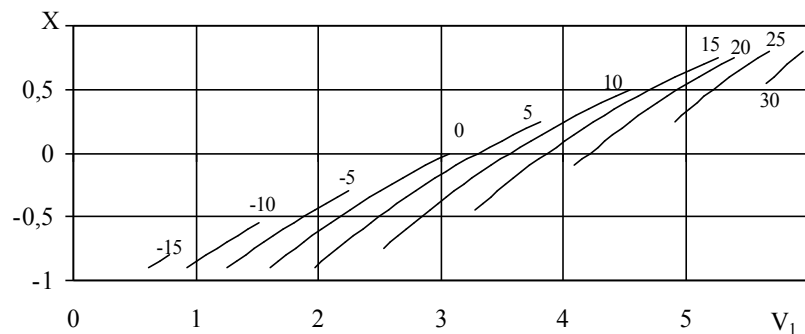


Рисунок 4 – Скорость качения на шестерне

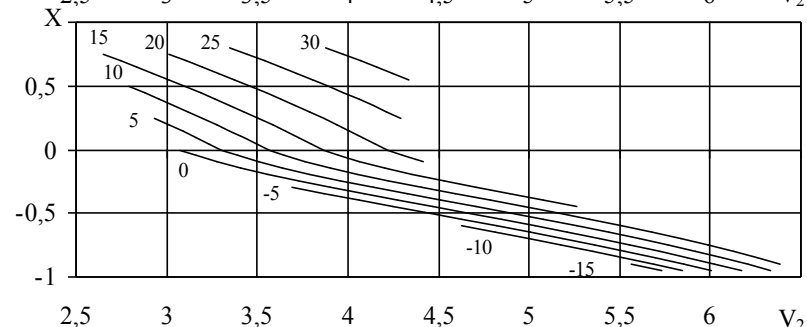
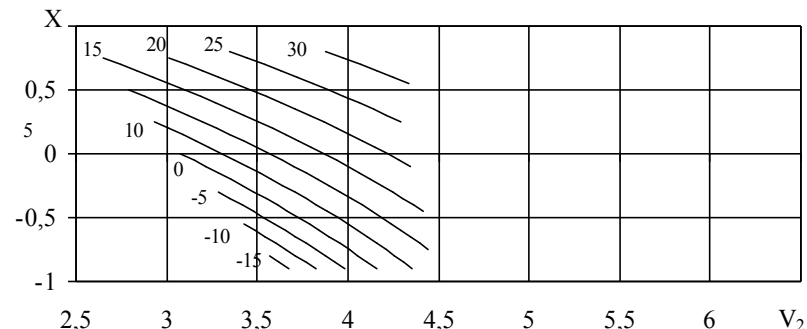


Рисунок 5 – Скорость качения на колесе

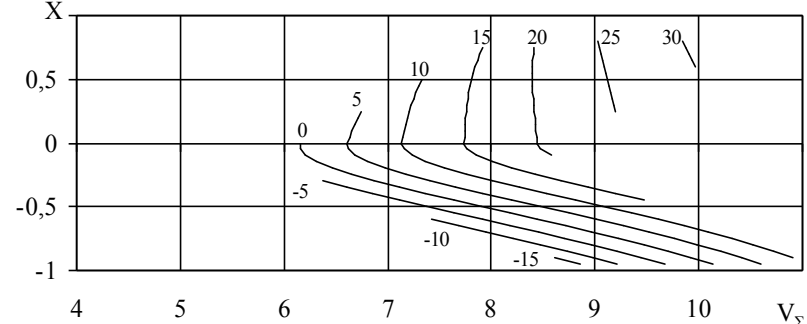
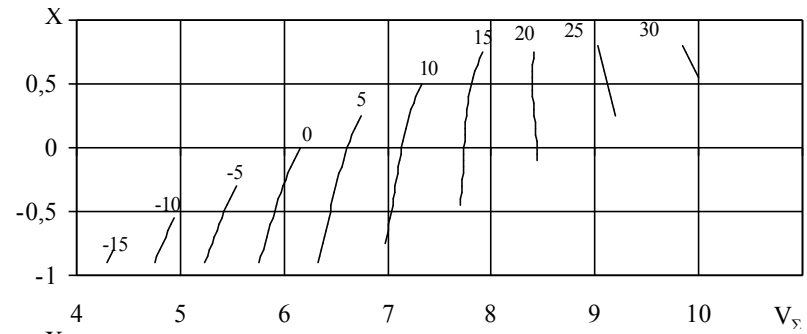


Рисунок 6 – Суммарная скорость качения

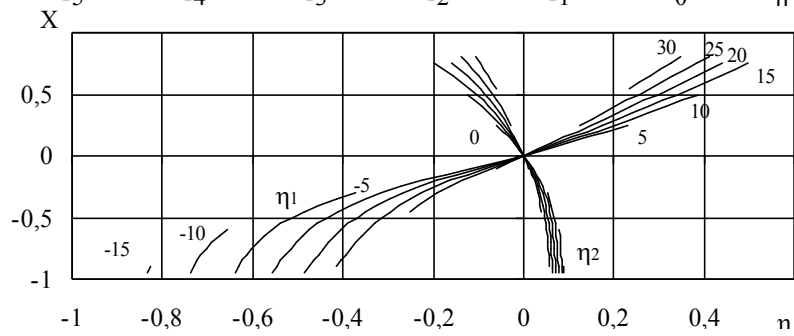
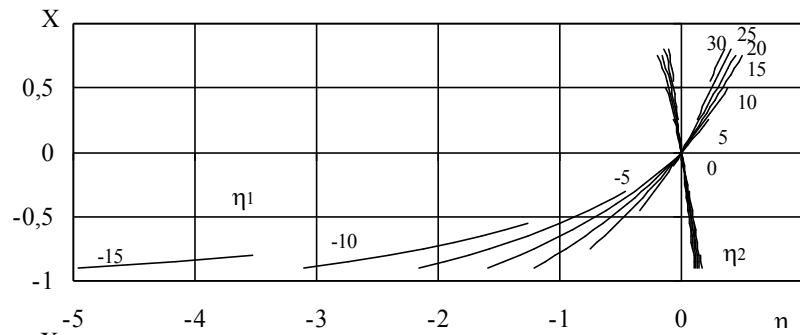


Рисунок 7 – Удельные скольжения (η_1 – на шестерне; η_2 – на колесе)

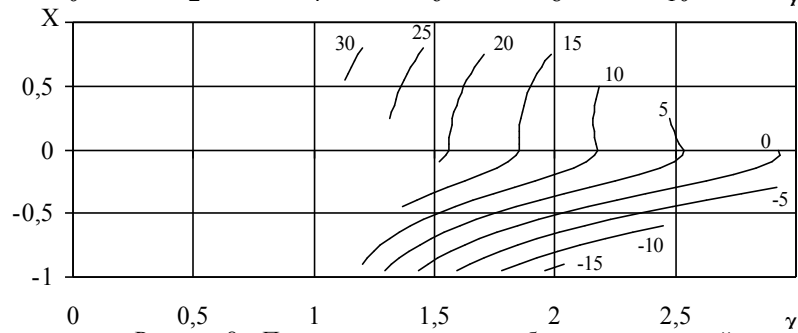
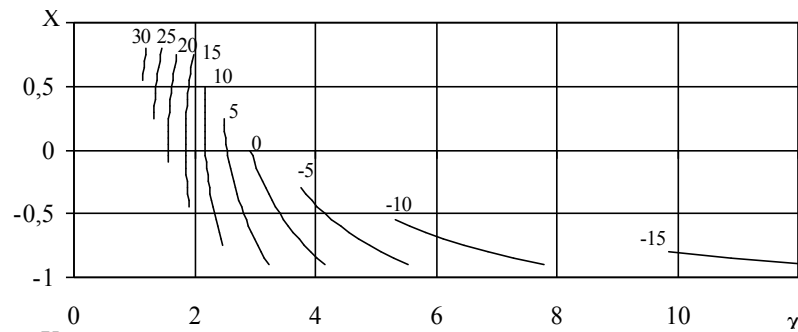


Рисунок 8 – Приведенная кривизна рабочих поверхностей

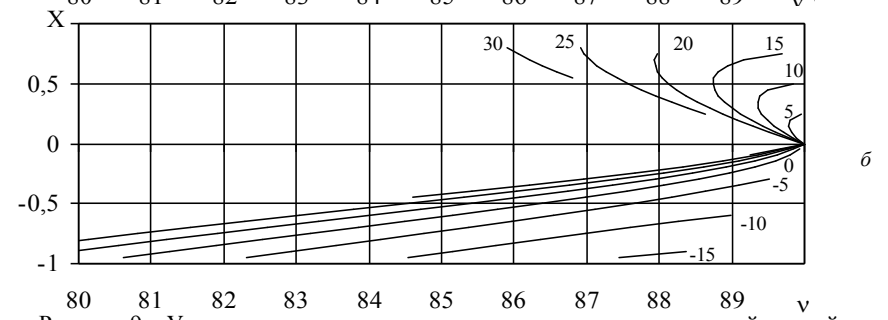
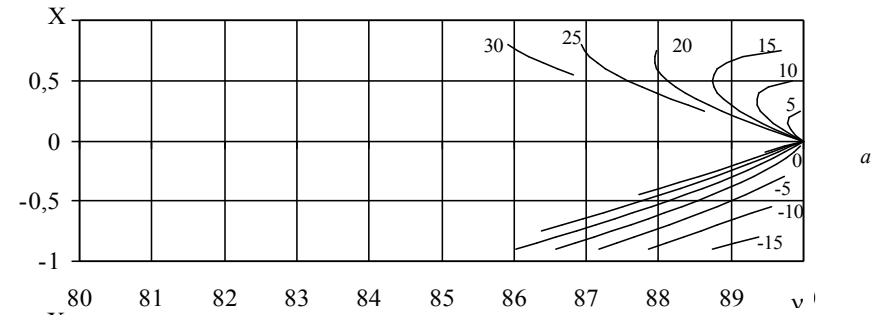


Рисунок 9 – Угол между вектором скорости скольжения и контактной линией

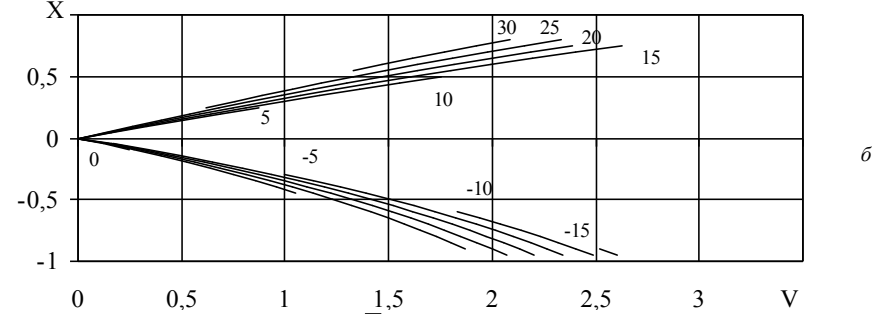
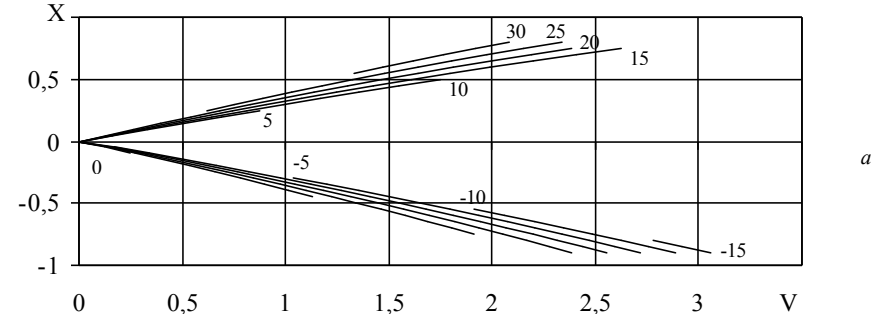


Рисунок 10 – Проекция вектора \vec{V}_{12} на нормаль к мгновенной контактной линии

Примечания к рисункам 2-10: 1. *a* – традиционное зацепление; *b* – смешанное зацепление.

2. Рядом с линиями указаны соответствующие им углы поворота шестерни в градусах.

Анализ данных таблицы 2 показывает, что значения показателей работоспособности синтезированной зубчатой передачи на границах поля зацепления в основном превосходят по своей величине показатели квазиэвольвентной передачи.

Выводы:

1. Получен исходный контур смешанного арочного зацепления, в котором головка зуба шестерни и ножка зуба колеса представляют собой квазиэвольвентную передачу, а ножка зуба шестерни и головка зуба колеса образованы кривой, полученной на основе синтеза по заданному значению приведенной кривизны. Предложена методика синтеза, определены геометрико-кинематические показатели работоспособности при $Z_1 = 18$, $Z_2 = 90$.

2. Приведена сравнительная оценка показателей таких передач с традиционными квазиэвольвентными, которая показала, что на границах поля зацепления значения большинства показателей смешанного зацепления выше, чем у некоррегированного традиционного в 1,14...6,23 раза. Меньше на 1...8% только угол ν , однако это уменьшение не сказывается на значении проекции скорости скольжения.

3. Наибольший эффект от применения смешанного зацепления наблюдается в основании зуба шестерни. Это связано с тем, что ее число зубьев $Z_1 = 18$ близко к минимально допустимому из условия отсутствия подрезания. Повышение показателей работоспособности на зубьях колеса, напротив, незначительное по сравнению с шестерней. Поэтому наибольший эффект от применения смешанного зацепления ожидается в передачах с минимальными числами зубьев.

Список литературы: 1. Кіндрацький Б. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) / Кіндрацький Б., Сулім Г. // Машинознавство. – Львів, 2002. – №10(64). – С.26-40. 2. Ревякіна О.А. Удосконалення циліндричних передач із арковими зубцями синтезом за критеріями працездатності: Автореф. дис...канд. техн. наук. 05.02.02. – Луганськ, 2003. – 25с. 3. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами / Э.Б. Вулгаков. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с. 4. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. Монография / А.И. Павлов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 5. Шшишов В.П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Монография / В.П. Шшишов, П.Л. Носко, П.В. Филь. – Луганск: Изд-во СНУ им. В. Даля, 2006. – 408с. 6. Ткач П.М. Геометро-кінематичні критерії працездатності циліндричних аркових передач змішаного зацеплення 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. 7. Шшишов В.П. Дифференціальні рівняння для синтезу геометрії арочних зубчатих передач змішаного зацеплення / В.П. Шшишов, П.Н. Ткач, Е.Ю. Чала, Т.Е. Журавлєва // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2013. – №41(1014). – С.181-189.

Bibliography (transliterated): 1. Kindrac'kiy B. Suchasniy stan i problemi bogatokriterial'nogo sintezu mashinobudivnikh konstrukciy (oglyad) / Kindrac'kiy B., Sulim G. // L'viv, Mashinoznavstvo, 2002, No10(64), P.26-40. 2. Udoskonalyuvannya cilindrichnikh peredach iz arkovimi zubcyami sintezom za kriteriyami pracezdatnosti: Avtoref. dis... kand.tekhn.nauk. 05.02.02 / Revyakina O.A. – Lugansk, 2003. 25p. 3. Vulgakov E.B. Zubchatihe peredachi s uluchshennimi svoystvami / E.B. Vulgakov. Moscow.: Mashinostroyeniye, 1974. 264p. 4. Pavlov A.I. Sovremennaya teoriya zubchatikh zacepleniyy. Monografiya / A.I. Pavlov. – Kharkov: KhNADU, 2005. 100p. 5. Shishov V.P. Teoreticheskie osnovi sinteza peredach zacepleniem: Monografiya / V.P. Shishov, P.L. Nosko, P.V. Fil'. Lugansk: Izd-vo SNU im. V. Dallya. 2006. 408p. 6. Tkach P.M. Geometro-kinematichni kriteriji pracezdatnosti cilindrichnikh arkovikh peredach zmishanogo zacheplenniya z krugovim zubom / P.M. Tkach, O.Yu. Chala // Visnik NTU "KhPI". Seriya: Problemi mekhanichnogo privodu. Kh.: NTU "KhPI", 2014. No31(1074). P.163-168. 7. Shishov V.P. Differentsial'nie uravneniya dlya sinteza geometrii archnikh zubchatikh peredach smeshannogo zacepleniya / V.P. Shishov, P.N. Tkach, E.Yu. Chalaya, T.E. Zhuravlyova // Visnik Nac. tekhn. un-tu "KhPI". Zbirnik naukovikh prac'. Seriya: Problemi mekhanichnogo privodu. Kharkiv: NTU "KhPI". 2013. No41(1014). 193p. P.181-189.

Поступила (received) 10.05.2015

УДК 621.825.(075.8)

В.В. ФЕДИК, аспірант каф. ДМ НУ "Львівська політехніка";
В.О. МАЛАЩЕНКО, д.т.н., професор каф. ДМ НУ "Львівська політехніка";
О.В. ЛАНЕЦЬ, к.т.н., асистент каф. ДМ НУ "Львівська політехніка"

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ З УРАХУВАННЯМ ЖОРСТКОСТІ ОПОР

У статті розглянуто напружено-деформований стан основних деталей опорно-поворотного пристрою автомобільних кранів з урахуванням жорсткісних характеристик зубчастого вінця та півобойм за методом скінчених елементів. Встановлено закономірності розподілення контактних напружень на торцях роликів та за їх довжиною. Виявлено наявність двох зон з максимальними контактними напруженнями та зменшення його величини на основній контактній лінії. Встановлено, що нерівномірність навантаження ролика відповідає умовам рівноваги, оскільки рівнодіюча сила від дії тиску на обох його сторонах буде однаковою, але в результаті обертання ролика навколо своєї осі пікові навантаження дещо збільшуються по відношенню до таких, які виникають на іншій його стороні.

Ключові слова: автокрани, опорно-поворотні пристрої, контактні напруження.

Вступ. Актуальність задачі. Складною частиною привода підйомної стріли кранів, робочих органів екскаваторів та інших машин цього класу є опорно-поворотний пристрій, що часто лімітує довговічність всієї машини. Особливо це стосується автомобільних кранів, у яких застосовуються такі пристрої з взаємно перпендикулярними роликами. У цьому разі тіла кочення функціонують у надзвичайно складних умовах і потребують уточненого аналізу з визначення їхнього напружено-деформованого стану.

Аналізу міцнісних характеристик тіл кочення та робочих поверхонь бігових доріжок півобойм і кілець приділяється увага багатьох науковців різних країн тому, що ці елементи часто є визначальними у надійності та довговічності автокранів. Питання, що пов'язані з уточненням контактних напружень в робочій зоні, є вельми актуальними.

Аналіз літературних джерел. На даний час відомі наукові праці [1,7-11], у яких розглянуто контактну взаємодію між тілами кочення та робочими поверхнями їх бігових доріжок. Але внаслідок специфіки конструктивного виконання опорно-поворотного пристрою автомобільних кранів, здебільшого під час досліджень, деякі чинники не враховувались. Так в роботі [2-6] приймалося, що ролики спираються на абсолютно тверді поверхні чи відбувається рівномірне розподілення зовнішнього навантаження між несучими роликами тощо. Проведено також моделювання контактної взаємодії окремого ролика з поверхнею кілець, а також розглянуто вплив традиційної та модифікованої форм ролика на розподіл контактних напружень за його довжиною. Однак при цьому не враховувалися деформації кілець і півобойм. Така обставина вимагає подальшого проведення аналізу напружено-деформованого стану з урахуванням жорсткості опорних елементів роликів.

Виклад основного матеріалу. Метою даної роботи є розробка методики уточненого визначення величини контактних напружень в робочій зоні. Тут зроблено спробу провести комп'ютерний аналіз напружено-деформованого стану у робочій зоні з урахуванням деформації кілець і півобойм опорно-

© В.В. Федик, В.О. Малащенко, О.В. Ланець, 2015

воротного пристрою автомобільних кранів. Поставлене завдання з проведення необхідних досліджень розв'язано за такою послідовністю.

Беручи до уваги конструктивні особливості об'єкту дослідження, розроблено фізичну модель, що складається із характерних частин опорно-поворотного пристрою (рисунок 1).

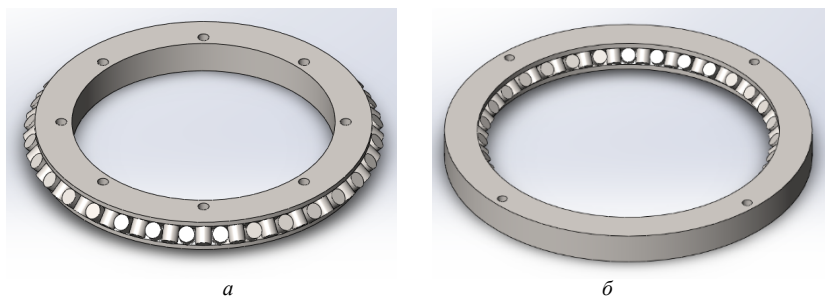


Рисунок 1 – Фізична модель опорно-поворотного пристрою автомобільних кранів: а – внутрішня і б – зовнішня частини

Розроблена твердотільна модель опорно-поворотного пристрою уможливила проведення аналізу напружено-деформованого стану роликів з врахуванням реальних параметрів основних елементів, а саме жорсткості кілець та геометрії розташування роликів на бігових доріжках. Враховуючи особливості визначення контактних напружень [2, 5] за допомогою методу скінченних елементів, використовувалась їхня сітка різних розмірів, тобто найменші розміри сітки встановлювались в зоні виникнення більших контактних напружень (рисунок 2).

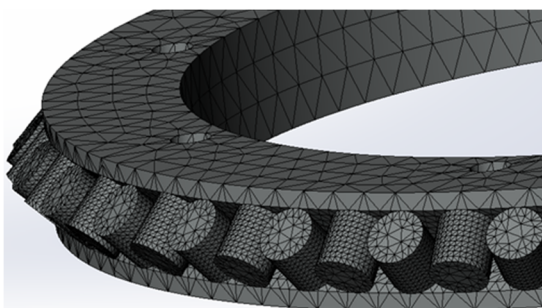


Рисунок 2 – Загальна твердотільна модель внутрішньої частини опорно-поворотного пристрою

Враховуючи обмежений обчислювальний ресурс навіть сучасного персонального комп'ютера, поверхні бігових доріжок представляються сіткою дещо більших елементів. Для цього контактні пари задаються як "поверхні до поверхні". Навантаження опорно-поворотного пристрою розглядається як статична реакція і момент від дії вантажу і власної ваги стріли.

Відомо, що результати розрахунку програмного середовища SolidWorks Simulation у вигляді кольорових хромограм та векторних діаграм є незручними для аналізу напружено-деформованого стану конструкції у чорно-білому форматі видання. Тому використовували векторні діаграми, що дещо компенсує брак кольору.

Доведено важливе положення стосовно того, що навантаження на роликах цих пристроїв розподілені нерівномірно. Як і слід було очікувати, максимуми навантажень припадають на 3-4 ролики, що розташовані вздовж осі опорно-поворотного пристрою, яка співпадає з віссю стріли, і величини цих навантажень згасають до мінімумів для роликів, які розташовані на перпендикулярній

осі. Тобто можна зробити важливий висновок, що ролики рівномірніше навантажені від осьової сили і нерівномірніше від обертового моменту. Саме тому максимуми навантажень припадають на декілька роликів із одного та іншого боку осі опорно-поворотного пристрою, яка співпадає із віссю стріли. Причому, на одному боці осі пристрою ролики сприймають як силу реакції так і момент, а на іншому – тільки момент. Як показують проведені розрахунки, кількість роликів, що сприймають найбільші навантаження, змінюються в межах 3-4. Це залежить від розташування центрального ролика відносно осі стріли. Якщо це положення в певній мірі є очевидним, то паралельно ще доведена нерівномірність розподілення навантаження вздовж твірної роликів (рисунок 3).

Виявлено також зовсім нове цікаве явище, що полягає в виникненні максимальних контактних напружень не у центрі плями контакту, а на деякому віддаленні від нього. Таке твердження базується на отриманих і багаторазово перевірених результатах, які чітко видно на рисунках 4 і 5.

Для точнішого визначення величини контактної тиску, виконано процедуру його зондування, тобто виділення його значень на кожному вузлі (вздовж уявної лінії максимальної дії тиску) та побудови графічної залежності величини тиску від довжини бокової поверхні ролика. Саме таку графічну залежність зображено на рисунку 6.

Нерівномірність навантаження ролика не суперечить умовам рівноваги, оскільки рівнодійна сила від дії тиску на обох боках ролика буде однаковою, але внаслідок обертання його навколо влас-

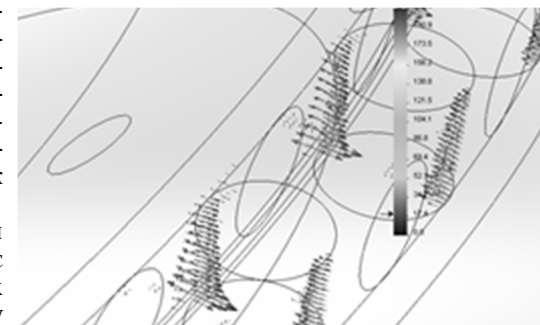


Рисунок 3 – Розподілення контактних напружень за довжиною ролика

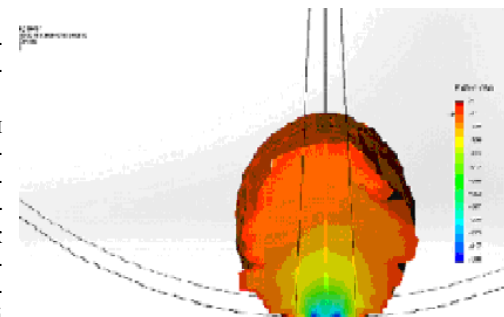


Рисунок 4 – Вид на ролик із його торця

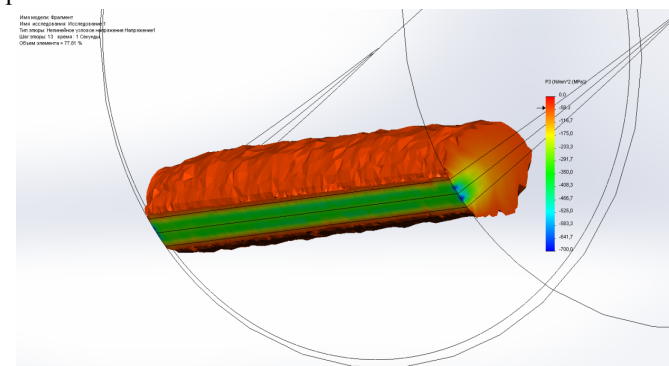


Рисунок 5 – Максимальні контактні напруження на кінцях ролика

ної осі пікові навантаження дещо збільшуються по відношенню до таких, що виникають на другому боці ролика. Звичайно, при реальних (робочих) навантаженнях значення величин контактних напружень будуть значно більшими, що в кожному конкретному випадку неважко визначити, використовуючи відомі теоретичні методи та їх комп'ютерний аналіз. Тут проаналізовано розподілення навантаження за довжиною роликів та закономірність їх зміни на їхніх торцевих ділянках. Для зменшення концентрації контактних напружень біля торців роликів потрібно впроваджувати модифіковану їх форму, що підтверджується отриманими результатами (рисунок 7, пунктирна нижня крива). Іншим напрямом підвищення ресурсу може бути розподіл максимального навантаження на більшу кількість роликів, чого можна досягти збільшенням жорсткості обоими опорно-поворотного пристрою.

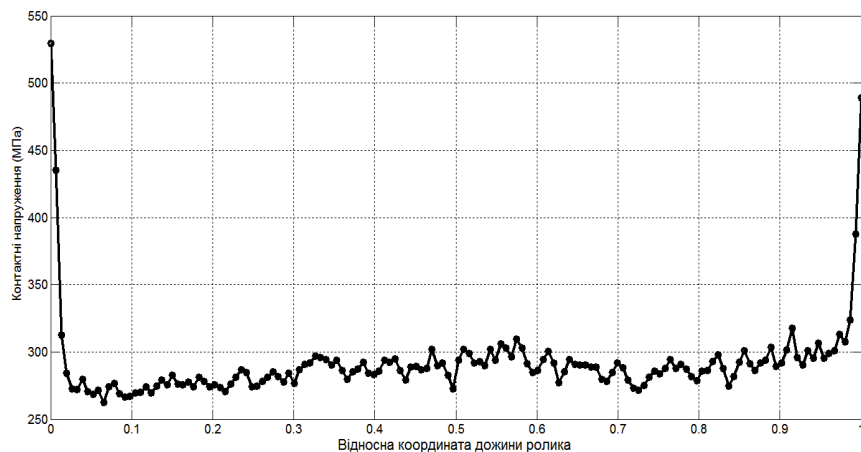


Рисунок 6 – Характер зміни контактних напружень за довжиною контактної лінії

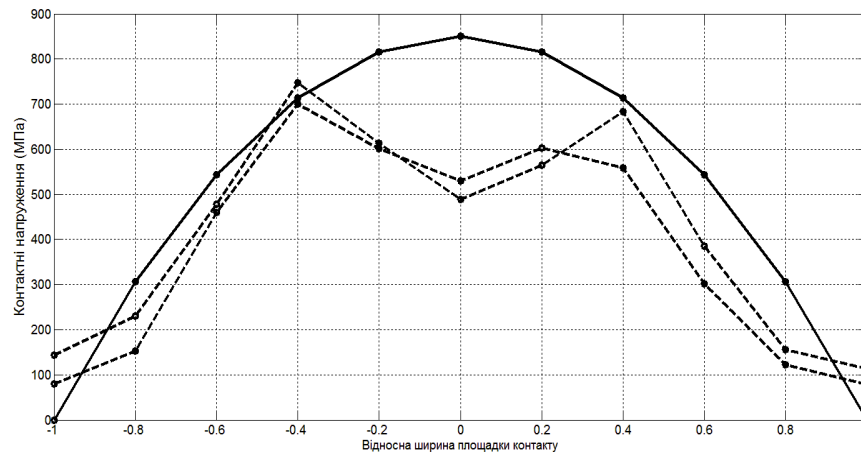


Рисунок 7 – Закономірність зміни контактних напружень на торці роликів:
 — теоретична лінія; - - - - - дослідні для традиційних і модифікованих роликів

Висновки:

1. Проведені дослідження дають необхідну інформацію для адекватного скінченно-елементного моделювання контактної взаємодії деталей опорно-поворотних пристроїв автокранів з врахуванням реальних параметрів його елементів, а саме жорсткості кілець та геометрії розташування роликів на бігових доріжках для дослідження їх впливу на несучу здатність конструкції.

2. Для зменшення концентрації контактних напружень на торцях роликів потрібно проводити модифікацію їх форми. Отримані результати будуть підґрунтям для подальших досліджень елементів приводів автомобільних кранів.

Список літератури: 1. *Александров М.П.* Грузоподъемные машины: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, Высшая школа, 2000. – 552с. 2. *Алямовский А.А.* Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. – М.: ДМК Пресс, 2011. – 464с. 3. *Гелетий В.М., Новицький Я.М., Федик В.В.* Комп'ютерне моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотного пристрою автокранів / Вісник НУ "Львівська політехніка". "Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні". – 2012. – №746. – С.24-27. 4. *Гелетий В.М., Новицький Я.М., Федик В.В.* Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану модифікованого ролика опорно-поворотного пристрою автокранів // Вісник НУ "Львівська політехніка". "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". – 2013. – №759. – С.26-30. 5. *Гелетий В.М., Новицький Я.М., Федик В.В.* Дослідження напружено-деформованого стану ролика модифікованого опорно-поворотного пристрою // Тези 11-го МСУІМ. – Львів, 2013. – С.63. 6. *Галлагер Р.* Метод конечных элементов. Основы. Пер. с англ. – М.: Мир, 1985. 7. *Казанский А.М.* О закономерностях распределения контактных нагрузок опорно-поворотных устройств // Вестник машиностроения. – 1978. – №11. – С.5-10. 8. *Казанский А.М.* Максимальные напряжения на площадках контакта роликов и дорожек качения опорно-поворотных кругов // Вестник машиностроения. – 1975. – №4. – С.19-22. 9. *Кузьмин А.В.* Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. – 2-е изд.; перераб. и доп. – Минск: Высшая школа, 1983. – 350с. 10. *Маковський А.М.* Расчеты крановых механизмов с применением электронных таблиц EXCEL / А.М. Маковський, П.Ф. Лях, И.А. Лукьянов – Краматорск: Изд-во ДГМА, 2003. – 176с. 11. НПАОП 0.00-1.01-07 Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. – К.: Основа, П68 2007. – 312с. 12. COSMOSWorks Online Users Guid. – Stracnural Research and Analysis Corporation, USA, 2006.

Bibliography (transliterated): 1. *Aleksandrov M.P.* Hruzopodjemnyje mashiny: Uchebnyk dlya vuzov. – Moscow.: Izd-vo MHTU im. N.A. Baumana, Vysshaya shkola, 2000. – 552p. 2. *Alyamovskyy A.A.* Inzhenernyje raschety v SolidWorks Simulation. Moscow.: DMK Press, 2011. 464p. 3. *Heletiy V.M., Novits'kiy Ya.M., Fedyk V.V.* Komp'yuterne modelyuvannya kontaktnoyi vzayemodiyi elementiv oporno-povorotnoho prystroyu avtokraniv. / Visnyk NU "L'viv's'ka politekhnika". "Optymizatsiya vyrobnychkykh protsesiv i tekhnichnyy kontrol' u mashynobuduvanni i prylobobuduvanni." 2012. No746, P.24-27. 4. *Heletiy V.M., Novits'kiy Ya.M., Fedyk V.V.* Komp'yuterne modelyuvannya napruzhenno-deformovanoho stanu modyfikovanoho rolyka oporno-povorotnoho prystroyu avtokraniv. Visnyk NU "L'viv's'ka politekhnika". "Dynamika, mitsnist' ta proektuvannya mashyn i prykladiv" 2013. No759, P.26-30. 5. *Heletiy V.M., Novits'kiy Ya.M., Fedyk V.V.* Doslidzhennya napruzhenno-deformovanoho stanu rolyka modyfikovanoho oporno-povorotnoho prystroyu. Tezy 11-ho MSUIM, L'viv 2013. p.63. 6. *Hallaher R.* Metod konechnykh elementov. Osnovy. Per. s anhl. – Moscow.: Mir, 1985. 7. *Kazanskiy A.M.* O zakonornostyakh raspredeleniya kontaktnykh nahruzok oporno-povorotnykh ustroystv. Vestnik mashynostroeniya. – 1978. – No11. – P.5-10. 8. *Kazanskiy A.M.* Maksymal'nyje napryazheniya na ploschadkakh kontakta rolikov i dorozhek kacheniya oporno-povorotnykh kruhov. Vestnik mashynostroeniya. – 1975. – No4. – P.19-22. 9. *Kuz'min A.V.* Spravochnik po raschatam mekhanizmov podjemo-transportnykh mashyn / Kuz'myn A.V., Maron F.L. – 2-e izd.; pereab. y dop. – Minsk: Vysshaya shkola, 1983. – 350p. 10. *Makovskyy A.M.* Raschety kranovykh mekhanizmov s primenenyem elektronnykh tablits EXCEL / A.M. Makovskyy, P.F. Lyakh, Ya. Luk'yanov – Kramatorsk: Izd-vo DHMA, 2003. – 176p. 11. NPAOP 0.00-1.01-07 Pravyla budovy i bezpechnoyi ekspluatatsiyi vantazhopidymal'nykh kraniv. – Kiev: Osnova, P.68 2007. – 312p. 12. COSMOSWorks Online Users Guid. Stracnural Research and Analysis Corporation, USA, 2006.

Надійшла (received) 25.04.2015

А.В. ХРИСТЕНКО, аспирант каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ, Днепропетровск;
Б.В. ВИНОГРАДОВ, д.т.н., профессор каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ

ДИНАМИКА ДВУХДВИГАТЕЛЬНЫХ ПРИВОДОВ С ГИДРОПНЕВМОБАЛЛОННЫМИ МУФТАМИ

Рассмотрены двухдвигательные приводы, содержащие муфты с резинокордными оболочками, которые сообщены между собой общим трубопроводом. Приведены схемы муфт, предназначенные для передачи крутящих моментов 509кН·м и 814кН·м, а также аналитические выражения их упруговязких характеристик. В качестве примера рассмотрена динамика синхронного двухдвигательного привода, с гидропневмобаллонными муфтами. Установлено, что применение таких приводов позволяет равномерно распределить статические и динамические нагрузки между линиями передач каждого двигателя и ограничить их максимальную величину в резонансном режиме до безопасной величины.

Ключевые слова: двухдвигательный привод, резинокордные оболочки, упругие муфты, распределение нагрузки.

Постановка проблемы. Одним из путей снижения затрат на измельчение сырья является увеличение единичной мощности размольного оборудования. Этим объясняется то, что за последние 20 лет мощность барабанных мельниц увеличилась от 4000кВт до 20000кВт.

При мощностях более 5000 кВт крутящий момент барабану можно передать через две приводные шестерни и зубчатый венец. В этом случае мельница оборудуется двухдвигательным приводом, при этом, возникает проблема равномерного распределения нагрузки между двигателями.

Одним из способов равномерного распределения нагрузки в двухдвигательных приводах барабанных мельниц является применение гидропневмобаллонных муфт, содержащих резинокордные оболочки [1].

Анализ последних исследований и литературы. Решение технических вопросов равномерного распределения нагрузки в двухдвигательных синхронных приводах, можно обеспечить применением муфт с резинокордными оболочками [1-4]. В работах [5-8] рассмотрены вопросы распределения статических нагрузок и динамики двухдвигательных приводов.

Выделение нерешенной ранее части общей проблемы. Особый интерес представляет задача динамики двухдвигательных приводов, содержащих муфты с резинокордными оболочками, полости которых сообщены общим трубопроводом.

Целью статьи является исследование динамики двухдвигательных приводов барабанных мельниц, содержащих муфты с резинокордными оболочками, полости которых сообщены общим трубопроводом.

Изложение основного материала. На рисунке 1 показана схема двухдвигательного привода барабанной мельницы, содержащего гидропневмобаллонные муфты. Резинокордные оболочки муфт заполнены жидкостью и сообщены между собой и гидро- пневмо-аккумулятором общим трубопроводом.

В качестве примера, рассмотрим мельницу с приводом, содержащим два двигателя мощностью по 4000кВт каждый, с частотой вращения 75об/мин. В приводе

© А.В. Христенко, Б.В. Виноградов, 2015

каждого двигателя установлены упругие муфты, содержащие резинокордные оболочки НЯ-300 со следующими параметрами: рабочая высота (без арматуры) – 172мм; максимально возможный прогиб – ±40мм; диаметр в рабочем положении – 670мм; рабочее внутреннее давление – 0,6МПа; грузоподъемность – 17000кг.

На рисунке 2 показаны схемы муфт, предназначенных для передачи крутящего момента до 814кН·м. При этом, жесткость муфты можно варьировать посредством последовательного соединения оболочек, а также подключением их к дополнительному объему газа [9-10].

Упруго-вязкая характеристика муфты описывается выражением [9]:

$$M(\alpha) = n_B R_M S(\alpha) \left[\frac{(p_a + p_{uo}) \cdot \left(\frac{V_{zo}}{R_M} \right)^n}{\left(\frac{V_{zo}}{R_M} - \int_0^\alpha S(\alpha) d\alpha \right)^n} - p_a + \frac{\rho (S(\alpha))^2 R_M^2 \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)^2}{2\mu_1^2 f^2} \right],$$

где α – угол закручивания муфты; $M(\alpha)$ – момент, воспринимаемый муфтой с резинокордными оболочками; $S(\alpha)$ – эффективная площадь резинокордной оболочки при номинальной нагрузке; V_{zo} – объем газа в пневматической полости гидропневматического аккумулятора; p_a, p_{uo} – соответственно, атмосферное и избыточное давление в жидкости и газе; R_M – радиус установки РКО в муфте; ρ – плотность жидкости; μ_1 – коэффициент расхода жидкости через отверстие дроссельной шайбы; f – площадь проходного сечения дросселя; n – коэффициент политропы; n_B – количество резинокордных оболочек в одной муфте (или последовательно соединенных блоков РКО).

Статические характеристики муфт, содержащих РКО, представлены на рисунке 3.

В случае, когда РКО муфт двухдвигательного привода сообщены между собой (рисунк 3), в гидропневматической системе обеих муфт устанавливается одинаковое рабочее давление:

$$p(\alpha_{13}, \alpha_{23}) = \frac{(p_a + p_{uo}) \cdot \left(\frac{V_{zo}}{R_M} \right)^n}{\left(\frac{V_{zo}}{R_M} - \int_0^{\alpha_{13}} S(\alpha) d\alpha - \int_0^{\alpha_{23}} S(\alpha) d\alpha \right)^n} - p_a.$$

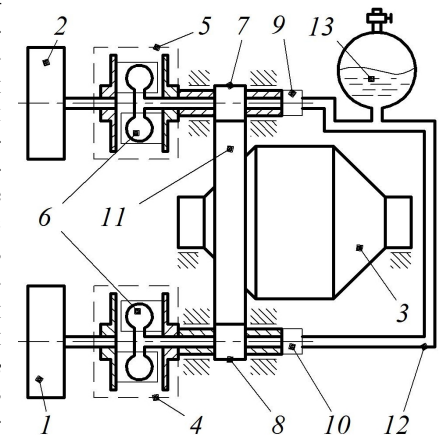


Рисунок 1 – Схема двухдвигательного привода барабанной мельницы, с муфтами, содержащими резинокордные оболочки: 1, 2 – синхронные двигатели; 3 – барабан мельницы; 4, 5 – упругие гидропневмобаллонные муфты; 6 – резинокордные оболочки; 7, 8 – приводные шестерни; 9, 10 – гидро-пневмосъемные устройства; 11 – зубчатый венец; 12 – магистральный трубопровод; 13 – гидропневматический аккумулятор

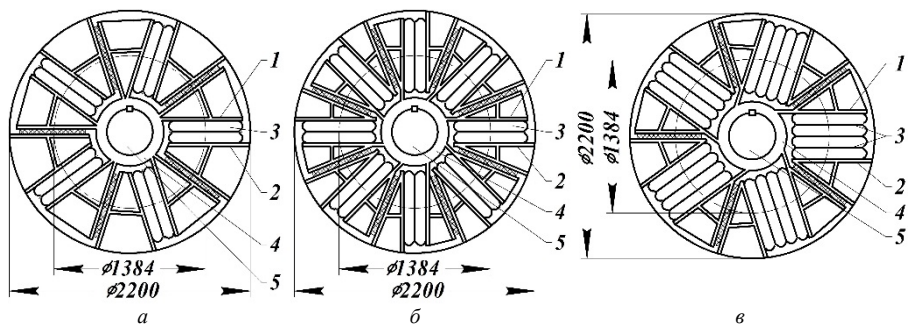


Рисунок 2 – Упругие муфты с резинокордными оболочками:
 а, б – крутящий момент $M_{кр}=509$ кН·м, крутильная жесткость $c=4,7 \cdot 10^9$ Н·м, $c=2,35 \cdot 10^6$ Н·м соответственно;
 б – крутящий момент $M_{кр}=814$ Н·м, крутильная жесткость $c=7,52 \cdot 10^6$ Н·м;
 1, 2 – щеки полу муфты; 3 – резинокордная оболочка НЯ-300; 4 – ступица; 5 – вал.

Тогда упругие характеристики муфт в двухдвигательном приводе описываются выражениями:

$$M_1 = n_B R_M S(\alpha_{13}) p(\alpha_{13}, \alpha_{23}); \quad M_2 = n_B R_M S(\alpha_{23}) p(\alpha_{13}, \alpha_{23}), \quad (1)$$

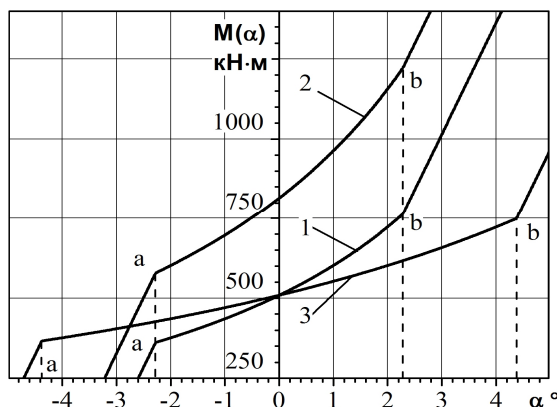


Рисунок 3 – Статическая упругая характеристика привода с муфтой, содержащей резинокордные оболочки:
 1, 2, 3 – упругие характеристики муфт, представленных на рисунках 1, а, 1, б и 1, в соответственно;
 ab – рабочий ход муфт; α – угол закручивания муфты;
 M(α) – статический момент, воспринимаемый муфтой

Из выражений (1) и (2) следует, что в приводах, содержащих муфты с резинокордными оболочками, соединенными общим трубопроводом, эффективные площади которых мало зависят от деформации резинокордных оболочек, нагрузка между двигателями распределяется практически равномерно.

Необходимо отметить, что в синхронных приводах с разобщенными линиями передач статическая составляющая крутящего момента в каждой линии передач определяется выражениями [5]:

$$M_{1cm} = \frac{M_c}{2} + \frac{c\Delta_{cm}}{2}; \quad M_{2cm} = \frac{M_c}{2} - \frac{c\Delta_{cm}}{2}, \quad (3)$$

где c – эквивалентная жесткость линии передач; Δ_{cm} – статическая составляющая угла рассогласования роторов двигателей; M_c – момент сопротивления, приложенный к барабану.

Из выражений (3) следует, что для синхронных приводов, содержащих независимые упругие муфты, статическая нагрузка будет неравномерно распределяться между линиями передач каждого двигателя.

Крутящий момент $M_{1(2)}$, передаваемый линией передач каждого двигателя складывается из статической $M_{1(2)cm}$ и динамической $M_{1(2)дин}$ составляющей

$$M_{1(2)} = M_{1(2)cm} + M_{1(2)дин}.$$

В работе [6, 8] показано, что в зубчатой передаче двухдвигательного привода, возникают вынужденные колебания, вызванные кинематическими возмущениями $\Delta\varphi_k$, вследствие ошибок шага зацепления:

$$\Delta\varphi_k = \Delta\varphi \sin pt.$$

где $\Delta\varphi$ – накопленная ошибка шага зубчатого зацепления; p – частота возмущения колебаний.

Для оценки динамической составляющей крутящего момента на рисунке 4 представлена эквивалентная динамическая схема, где линии передач каждого двигателя содержат муфты с резинокордными оболочками, полости которых сообщены общим трубопроводом.

Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний имеют следующий вид:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{01} \dot{\varphi}_1 + \mu_{01} \dot{\varphi}_1 - M(\alpha_{13}) - \mu_{13} \dot{\alpha}_{13} = 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{02} \dot{\varphi}_2 + \mu_{02} \dot{\varphi}_2 - M(\alpha_{23}) - \mu_{23} \dot{\alpha}_{23} = 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + M(\alpha_{13}) + \mu_{13} \dot{\alpha}_{13} + M(\alpha_{23}) + \mu_{23} \dot{\alpha}_{23} - M_c = 0, \end{cases}$$

где I_1, I_2, I_3 – моменты инерции, соответственно, двух двигателей, барабана; $\mu_{01}, \mu_{02}, \mu_{13}, \mu_{23}$ – коэффициенты сил вязкого сопротивления соответственно, в двигателях и муфтах; c_{01}, c_{02} – электромагнитная жесткость двигателей; $M(\alpha_{13}), M(\alpha_{23})$ – крутящие моменты в муфтах; α_{13}, α_{23} – углы закручивания муфт.

Результаты исследований. Динамическую нагруженность привода будем характеризовать динамическим коэффициентом, показывающим во сколько раз максимальная динамическая нагрузка в приводе превышает амплитуду кинематического возмущения равного $c_e \cdot \Delta\varphi$

$$v = \frac{M_{max}}{c_e \cdot \Delta\varphi},$$

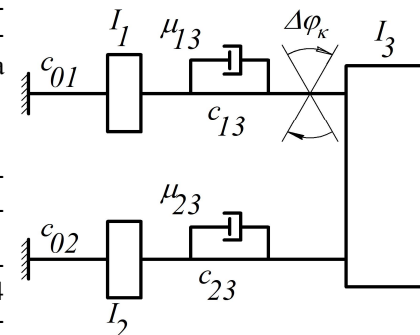


Рисунок 4 – Эквивалентная динамическая схема барабанной мельницы:
 I_1, I_2, I_3 – моменты инерции, соответственно, двух двигателей, барабана;
 c_{01}, c_{02} и c_{13}, c_{23} – жесткость синхронных двигателей и механических передач соответственно

где c_e – эквивалентная жесткость линии передач каждого двигателя, определенная для линеаризованной статической характеристики муфты.

На рисунке 5 приведена амплитудно-частотная характеристика линии передач каждого двигателя для случая, когда резинокордные оболочки и гидropневматические аккумуляторы сообщены общим трубопроводом, как показано на рисунке 1.

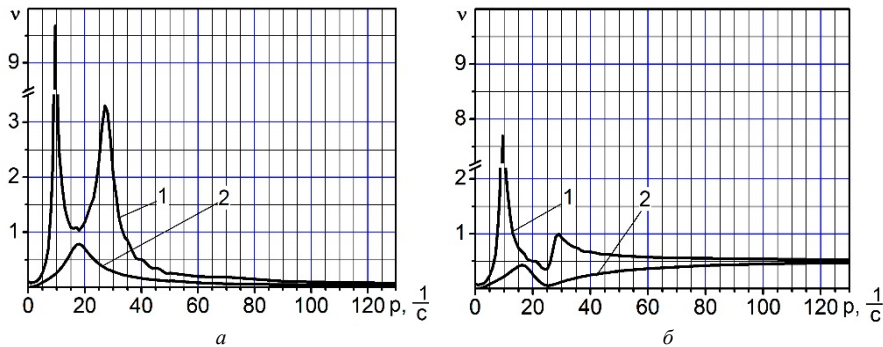


Рисунок 5 – Амплитудно-частотная характеристика:

a – для двигателей; b – для муфт 1; v – динамический коэффициент; p – частота возмущения колебаний; 1,2 – коэффициенты затухания колебаний $\mu=2 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с и $\mu=8 \cdot 10^{-5}$ Н·м·с соответственно

Из рисунка 5 следует, что:

– амплитудно-частотные характеристики каждой линии передач одинаковы и при наложении совпадают, что указывает на равномерное распределение динамической нагрузки между ними. В приводах с независимыми муфтами, в резонансном режиме, вся динамическая нагрузка воспринимается одной линией передач с амплитудой в два раза большей [5, 8];

– возможность управлять диссипацией энергии колебаний в муфтах с резинокордными оболочками, позволяет ограничивать максимальные динамические нагрузки до безопасной величины, и равномерно распределять их между линиями передач каждого двигателя.

Выводы:

1. Применение гидropневмобаллонных упругих муфт в приводах барабанных мельниц позволяет снизить жесткость механических передач, обеспечить заданную диссипацию энергии колебаний, что способствует более равномерному распределению статической и снижению динамических нагрузок.

2. Соединение резинокордных оболочек муфт общим трубопроводом, кроме того, позволяет равномерно распределять статическую и динамическую нагрузку, ограничивать динамическую нагрузку в резонансном режиме.

Список литературы: 1. А.С.743720 СССР МПК В02С 17/24 Двухдвигательный периферийный привод барабанной мельницы / *Б.В. Виноградов, В.И. Зайченко*. – №2592504/29-33; заявл. 21.03.78; опубл. 30.06.80. Бюл.№24. 2. А.С.710635 СССР МПК В02С 17/24, F15В 11/25. Двухдвигательный периферийный привод барабанной мельницы / *Б.В. Виноградов, В.И. Зайченко*. – №2489018/29-33; заявл. 24.05.77; опубл. 25.01.80. Бюл.№3. 3. А.С. 470662 СРСР МПК F15В 11/22. Двухдвигательный привод / *Д.К. Крюков, В.И. Зайченко*. №1785067/24-6; заявл. 16.05.72; опубл. 15.05.75. Бюл.№18. 4. Пат. №96521 Украина, МПК В02С 17/24. Двдвигуновий синхронний привід барабанного млина [Текст] / *Виноградов Б.В., Емельяненко В.И.*; Державний вищий навчальний заклад "Український державний хіміко-технологічний університет" – №а201007858; заявл. 23.06.2010; Опубл. 10.11.2011. Бюл.№21. 5. *Виноградов Б.В.* Статика и динамика двухдвигательных приводов барабанных мельниц // [Текст]: *Б.В. Виноградов* // *Наук. вісн.*

НГУ. – 2012. – №2. – С.75-80. 6. *Виноградов Б.В.* Динаміка барабаних млинів [Текст]: монографія / *Б.В. Виноградов*. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2004. – 127с. 7. *Виноградов Б.В.* Динамическая модель привода барабанной мельницы в установленном режиме работы // *Б.В. Виноградов* // *Научн. вестн. НГУ*. – №3 – 2010. – С.72-76. 8. *Виноградов Б.В.* Вынужденные колебания двухдвигательных синхронных приводов барабанных мельниц / *Б.В. Виноградов, А.В. Христенко* // *Наук. вісн. НГУ*. – 2012. – №6. – С.72-76. 9. *Виноградов Б.В.* Гидропневмобаллонная упруговязкая система / *Б.В. Виноградов* // *Вібрації в техн. та технологіях*. – 2011. – №1(61). – С.15-19. 10. *Годжаев З.А.* Исследование характеристик пневматического упругого элемента рукавного типа в зависимости от давления воздуха, хода и формы поршня / *З.А. Годжаев, А.А. Поповский, С.В. Гончаренко* // *Вісник СевНТУ: зб. наук. пр.* – Севастополь, 2011. – №120. – С.306-311.

Bibliography (transliterated): 1. А.С.743720 SSSR МПК В02С 17/24 Dvuhdvigatel'nyj periferijnyj privod barabannoj mel'nicy / *B.V. Vinogradov, V.I. Zajchenko*. – No2592504/29-33; yayavl. 21.03.78; opubl. 30.06.80. Byul.No24. 2. А.С.710635 SSSR МПК В02С 17/24, F15В 11/25. Dvuhdvigatel'nyj periferijnyj privod barabannoj mel'nicy / *B.V. Vinogradov, V.I. Zajchenko*. – No2489018/29-33; yayavl. 24.05.77; opubl. 25.01.80. Byul.No3. 3. А.С. 470662 SRSR МПК F15В 11/22. Dvuhdvigatel'nyj privod / *D.K. Kryukov, V.I. Zajchenko*. No1785067/24-6; yayavl. 16.05.72; opubl. 15.05.75. Byul.No18. 4. Пат. No96521 Ukraine, МПК В02С 17/24. Dvodvigunovij sinhronnij privid barabanogo mlina [Текст] / *Vinogradov B.V., Emel'yanenko V.I.*; Derzhavnij visshij navchal'nij zaklad "Ukrains'kij derzhavnij himiko-tehnologichnij universitet" – No a201007858; yayavl. 23.06.2010; Opubl. 10.11.2011. Byul.No21. 5. *Vinogradov B.V.* Statika i dinamika dvuhdvigatel'nyh privodov barabannyh mel'nic // [Текст]: *B.V. Vinogradov* // *Nauk. visn. NGU*. – 2012. – No2. – P.75-80. 6. *Vinogradov B.V.* Dinamika barabannyh mliniv [Текст]: monografija / *B.V. Vinogradov*. – Dnipropetrovs'k: UDHTU, 2004. – 127p. 7. *Vinogradov B.V.* Dinamicheskaya model' privoda barabannoj mel'nicy v ustanovivshemsja rezhime raboty // *B.V. Vinogradov* // *Nauchn. vestr. NGU*. – No3. – 2010. – P.72-76. 8. *Vinogradov B.V.* Vynuzhdennye kolebaniya dvuhdvigatel'nyh sinhronnih privodov barabannyh mel'nic / *B.V. Vinogradov, A.V. Hristenko* // *Nauk. visn. NGU*. – 2012. – No6. – P.72-76. 9. *Vinogradov B.V.* Hidropnevmballonnaya uprugovjzskaya sistema / *B.V. Vinogradov* // *Vibracii v tehn. ta tehnologiyah*. – 2011. – No1(61). – P.15-19. 10. *Godzhaev Z.A.* Issledovanie harakteristik pnevmaticheskogo uprugogo elementa rukavnogo tipa v zavisimosti ot davlenniya vozduha, hoda i formy porshnya / *Z.A. Godzhaev, A.A. Popovskij, S.V. Goncharenko* // *Visnik SevNTU: zb. nauk. pr. Sevastopol'*, 2011. – №120. – P.306-311.

Поступила (received) 21.05.2015

УДК 621.833.6

А.В. ШЕХОВ, старший преподаватель каф. теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем НАКУ "ХАИ", Харьков

УСЛОВИЯ ПРОЧНОСТИ И ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ОПТИМАЛЬНОЙ ПО МАССЕ КОНСТРУКЦИИ ПРОСТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА АІ

Рассмотрена методика оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции простого планетарного механизма типа АІ с учетом различных условий прочности. Методика основана на исследовании экстремальных свойств целевых функций аналога массы и коэффициента несущей способности конструкции механизма. Целевые функции задают как функции передаточного отношения механизма и параметров его конструкции. В качестве параметров конструкции механизма принимаются число сателлитов, коэффициент приведения массы эпицикла, число зубьев центрального подвижного зубчатого колеса и коэффициент параметров прочности внешнего зубчатого зацепления. Аналог массы конструкции механизма определяют для трех условий прочности внешнего зубчатого зацепления – контактной, изгибной, контактной и изгибной равнопрочности.

Ключевые слова: простой планетарный механизм типа АІ, условия прочности, несущая способность, конструкция оптимальная по массе, аналог массы, контактная и изгибная равнопрочность.

Введение. Актуальность задачи. Практика проектирования и создания приводов систем управления летательных аппаратов показывает, что требование обеспечения наименьшей массы конструкции привода и требование к его

© А.В. Шехов, 2015

нагрузочной способности могут быть не совместимы. Иногда такие требования могут быть взаимно противоречивыми. Разрешение такого противоречия быть выполнено двумя различными подходами. При первом подходе критерий минимума массы считается основным, а оценка несущей способности выполняется по найденным параметрам оптимальной по массе конструкции. Для второго подхода условие обеспечение заданной несущей способности учитывается при оптимизации массы конструкции привода. Оба подхода имеют свои плюсы и минусы. Поэтому оценка несущей способности конструкции вышеназванных приводов, имеющих минимальную массу, является актуальной задачей.

Анализ литературы. Минимизации массы планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [3-5]. Однако в этих работах не рассматриваются вопросы оценки несущей способности этих механизмов применительно к их оптимальным конструкциям. В работах [6-7] рассмотрены методики оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатых планетарных механизмов типа $n \times AI$. Эти методики относятся к первому подходу решения вышеназванной проблемы. Оценка несущей способности простого планетарного механизма типа AI рассмотрена в работе [2]. Но и в этой работе нет исследования этой оценки применительно для конструкции механизма с наименьшей массой.

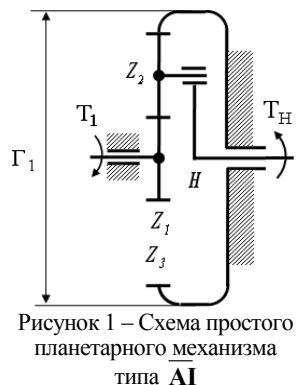


Рисунок 1 – Схема простого планетарного механизма типа AI

Цель статьи. Разработка методики оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции двухступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$.

Материалы исследований. На рисунке 1 приведена схема рассматриваемого планетарного механизма типа AI . Моменты, действующие на входе и выходе механизма, обозначены, как T_1 и T_2 соответственно. Символом G_1 указан диаметральный габарит механизма. Суммарную массу M_{AI} простого планетарного механизма типа AI определим в виде [5]

$$M_{AI} = \frac{\pi \rho_1}{4} \cdot b_1 d_1^2 \cdot \left(1 + k \cdot \left(\frac{u-2}{2} \right)^2 + n_M \cdot \frac{u^2}{4} \right) = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \cdot A, \quad (1)$$

где ρ_1 , b_1 , d_1 – плотность материала, ширина зубчатого венца и диаметр делительной окружности центрального зубчатого колеса z_1 ; k – число сателлитов z_2 механизма; n_M – коэффициент приведения масс корпуса, водила и неподвижного зубчатого колеса z_3 к массе условного диска, диаметр которого равен удвоенному межосевому расстоянию внешнего зацепления z_1 - z_2 , а ширина равна ширине b_1 зубчатого венца центрального подвижного зубчатого колеса z_1 ; $u = u_{1H}^3$ – передаточное отношение механизма; $A = 1 + k \cdot \left(\frac{u-2}{2} \right)^2 + n_M \cdot \frac{u^2}{4}$ – безразмерный коэффициент.

Формула (1) получена в предположении, что материалы всех зубчатых колес одинаковы и одинаковы их ширины зубчатых венцов. При заданных значениях параметров k , n_M и передаточного отношения u суммарная масса меха-

низма определяется массой условного объема $0,25\pi b_1 d_1^2$ центрального подвижного зубчатого колеса z_1 .

Условный объем $0,25\pi b_1 d_1^2$ центрального подвижного зубчатого колеса z_1 может быть найден из различных условий прочности. Введем в рассмотрение коэффициент массы C_{ic}

$$C_{ic} = \frac{\pi \rho_1}{4} \cdot (b_1 d_1^2)_{ic}. \quad (2)$$

В формуле (2) нижний индекс "ic" указывает на обозначение критерия прочности, из которого находят соответствующую величину $(b_1 d_1^2)_{ic}$.

С учетом (2) формулу (1) перепишем в безразмерном виде

$$\overline{M}_{ic} = \frac{M_{AI}}{C_{ic}}. \quad (3)$$

Рассмотрим контактную прочность внешнего зацепления простого планетарного механизма AI .

Для внешнего зацепления z_1 - z_2 условие контактной прочности имеет вид [1]

$$(\sigma_H)_{12} = 0,418 \sqrt{\frac{4 \cdot T_1 \cdot (\Omega_H K_{H\beta} K_{H\alpha} E_{np})_{12}}{b_1 d_1^2 \cdot k \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw12})} \cdot \frac{u}{u-2}} \leq (\sigma_{HP})_{12}, \quad (4)$$

где $(\sigma_H)_{12}$ – контактное напряжение в полюсе зацепления зубчатых колес z_1 и z_2 ; T_1 – вращающий момент на входе механизма; $u = u_{1H}^3 = 1 + z_3/z_1 = 1 + p$ – передаточное отношение механизма; $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости материалов зубчатых колес z_1 и z_2 ; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку; α_t – делительный угол профиля в торцовом сечении; α_{tw12} – угол внешнего зацепления зубчатых колес z_1 и z_2 ; Ω_H – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами z_2 при расчете на контактную прочность; k – число сателлитов z_2 ; $(\sigma_{HP})_{12}$ – допускаемое контактное напряжение для зацепления зубчатых колес z_1 и z_2 .

В формуле (4) размерности величин T_1 , E_{np} , b_1 и d_1 такие, как в работе [1].

Из (4) получим наименьшее значение параметра $(b_1 d_1^2)_{H \min}$ из расчета на контактную прочность внешнего зацепления механизма

$$(b_1 d_1^2)_{H \min} = \frac{0,7 T_1 (\Omega_H E_{np} K_{H\beta} K_{H\alpha})_{12}}{k (\sigma_{HP})_{12} \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw12})} \cdot \frac{u}{u-2}. \quad (5)$$

С учетом формулы (5) массу условного объема $0,25\pi b_1 d_1^2$ центрального подвижного зубчатого колеса z_1 при расчете на контактную прочность запишем в виде

$$\frac{\pi\rho_1}{4} \cdot b_1 d_1^2 = \frac{\pi\rho_1}{4} \cdot \frac{0,7T_1(\Omega_H E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}}{k(\sigma_{HP}^2)_{12} \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw12})} \cdot \frac{u}{u-2} = C_H \cdot \frac{u}{k(u-2)}, \quad (6)$$

где $C_H = \frac{\pi\rho_1}{4} \cdot \frac{0,7T_1(\Omega_H E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}}{(\sigma_{HP}^2)_{12} \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw12})}$ – коэффициент массы при расчете на контактную прочность.

Аналог массы \bar{M}_H простого планетарного механизма типа \overline{AI} при расчете на контактную прочность внешнего зацепления z_1-z_2 находим по формуле

$$\bar{M}_H = \frac{M_{\overline{AI}}}{C_H} = \frac{A}{k(u-2)} = \frac{1+k \cdot \left(\frac{u-2}{2}\right)^2 + n_M \cdot \frac{u^2}{4}}{k(u-2)}. \quad (7)$$

При заданных значениях параметров k и n_M конструкции механизма аналог его массы \bar{M}_H является функцией передаточного отношения механизма u , т.е. $\bar{M}_H = \bar{M}_H(u)$. На рисунке 2 приведены графики этой функции. Из представленных графиков видно, что функция аналога массы \bar{M}_H планетарного механизма типа \overline{AI} при расчете на контактную прочность его внешнего зацепления имеет явный минимум. При этом с увеличением числа спутников k или с уменьшением значения параметра n_M значение этого минимума уменьшается.

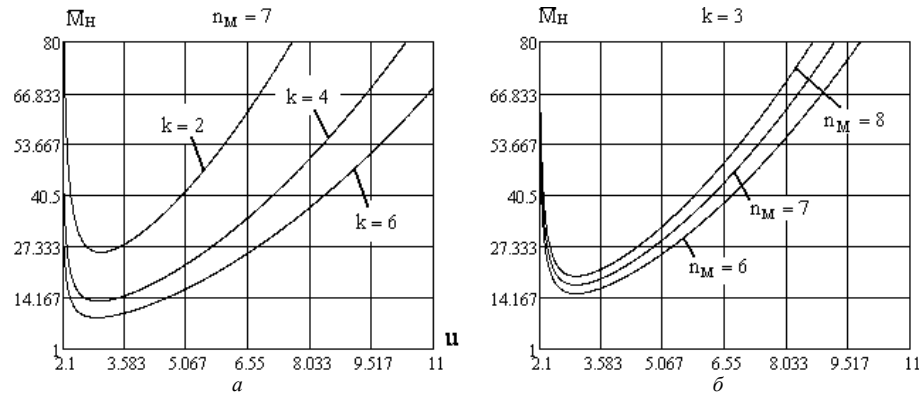


Рисунок 2 – График зависимости функции аналога массы $\bar{M}_H = \bar{M}_H(u)$ при различных значениях: a – параметра k ; b – параметра n_M

Значение передаточного отношения механизма u_{optH} , при котором значение аналога массы \bar{M}_H будет минимальным, находим из решения следующего уравнения

$$\frac{\partial \bar{M}_H}{\partial u} = 0 \Rightarrow (k + n_M) \cdot u^3 - (5k + 3n_M) \cdot u^2 + 8k \cdot u - 4 \cdot (1+k) = 0. \quad (8)$$

Уравнение (8) – кубическое уравнение, которое можно решить численным методом или с помощью формулы Кардана. Например, если $k=3$ и $n_M=7$, то

$u_{optH} = 2,974$. При значениях $k=6$ и $n_M=7$ находим $u_{optH} = 2,908$.

Из формулы (4) находим значение допускаемого момента на входе механизма $[T_1]_H$

$$[T_1]_H = \frac{(\sigma_{HP}^2)_{12}}{0,418^2 \cdot 4} \cdot \frac{k}{\Omega_H} \cdot \frac{\cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw12})}{(E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}} \cdot \frac{u-2}{u} \cdot b_1 d_1^2. \quad (9)$$

Полученная формула (9) подобна той, что приведена в [2], если сделать такие замены: величину передаточного отношения u поменять на параметр $p = u-1$; ввести коэффициент $[k_0]$ согласно [1].

Значение допускаемого момента нагрузки механизма $[T_H]_H$ находим из (9)

$$[T_H]_H = [T_1]_H \cdot u = \frac{(\sigma_{HP}^2)_{12}}{0,418^2 \cdot 4} \cdot \frac{k}{\Omega_H} \cdot \frac{\cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw12})}{(E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}} \cdot (u-2) \cdot b_1 d_1^2. \quad (10)$$

Перепишем формулу (10) следующим образом

$$[T_H]_H = \frac{(\sigma_{HP}^2)_{12}}{0,7} \cdot \frac{k}{\Omega_H} \cdot \frac{\cos^3(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw12})}{(E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12} \cdot \cos(\alpha_{tw12})} \cdot \frac{(p-1)}{p^3} \cdot \Psi_{bd12} d_3^3, \quad (11)$$

где $\Psi_{bd12} = b_1/d_{w1}$ – коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра для внешнего зубчатого зацепления механизма.

Представим соотношение (11) так, как это сделано в [2]

$$[T_H]_H = K_{\overline{AI-H}} \cdot \frac{d_3^3}{50\Omega_H} \cdot \frac{(\sigma_{HP}^2)_{12} \cdot \cos^3(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw12})}{0,7 \cdot (E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12} \cdot \cos(\alpha_{tw12})}, \quad (12)$$

где $K_{\overline{AI-H}}$ – коэффициент, характеризующий несущую способность механизма при расчете на контактную прочность его внешнего зацепления,

$$K_{\overline{AI-H}} = \begin{cases} \frac{50k\Psi_{bd12}(p-1)}{p^3}, & p \geq 3; \\ \frac{25k\Psi_{bd12}(p-1)^2}{p^3}, & p < 3. \end{cases}$$

В формуле (12) учтено замечание, приведенное в [2] относительно величины параметра Ψ_{bd12} .

При заданных значениях $K_{H\beta}$, K_{Hv} , α_t , α_{tw12} , E_{np} , σ_{HP} для внешнего зацепления механизма и значении диаметра эпицикла d_3 несущая способность механизма зависит от значения коэффициента $K_{\overline{AI-H}}$. На рисунке 3 приведен график зависимости коэффициента $K_{\overline{AI-H}}$ от величины параметра p . При этом значение параметра Ψ_{bd12} было принято равным 0,7 [2]. При увеличении значения параметра Ψ_{bd12} свыше 0,7 до 1,4 значение коэффициента $K_{\overline{AI-H}}$ тоже растет. Однако при этом увеличивается осевой размер механизма.

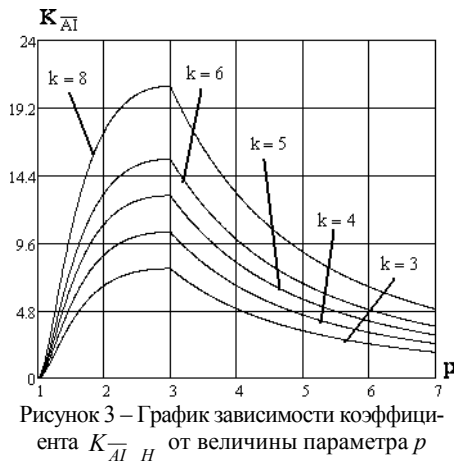


Рисунок 3 – График зависимости коэффициента K_{AI-H} от величины параметра p

Анализ графиков, приведенных на рисунках 2 и 3, показывает, что значение передаточного отношения механизма u_{max} , при котором его несущая способность будет наибольшей, больше значения передаточного отношения u_{optH} , когда его масса будет наименьшей. Например, если $k=3$, $n_M=7$ и $\psi_{bd12}=0,7$, то $u_{optH}=2,974$ ($p=1,974$), а $u_{max}=4$ ($p=3$). При этом $M_H(u=u_{optH})=17,496$, $M_H(u=u_{max})=21,333$, $K_{AI}(u=u_{optH})=6,645$ и $K_{AI}(u=u_{max})=7,778$. Таким образом, несущая способность конструкции простого планетарного

механизма типа AI , имеющая наименьшее значение аналога массы при расчете на контактную прочность, на 16% меньше максимально возможной несущей способности этого механизма.

Рассмотрим изгибную прочность внешнего зубчатого зацепления простого планетарного механизма AI .

Для внешнего зацепления z_1-z_2 условие изгибной прочности имеет вид [1]

$$(\sigma_F)_1 = \frac{2 \cdot T_1 \cdot (\Omega_F K_{F\beta} K_{Fv})_1 \cdot (Y_{FS})_1 \cdot z_1}{b_1 d_1^2 \cdot k} \leq (\sigma_{FP})_1; \quad (13) \quad (\sigma_F)_2 = (\sigma_F)_2 \cdot \frac{(Y_{FS})_2}{(Y_{FS})_1} \leq (\sigma_{FP})_2, \quad (14)$$

где $(\sigma_F)_i$ – расчетное местное напряжение при изгибе ($i=1,2$); $(Y_{FS})_i$ – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; $(\sigma_{FP})_i$ – допускаемые напряжения при изгибе зубьев.

В формуле (13) с нижним индексом "F" указаны параметры, аналогичные тем, что указаны в формуле (4) соответственно с нижним индексом "H". При записи формул (13) и (14) принято, что $b_1=b_2$.

Из формулы (13) находим наименьшее значение параметра $(b_1 d_1^2)_{F \min}$ из расчета на изгибную прочность внешнего зацепления механизма

$$(b_1 d_1^2)_{F \min} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot (\Omega_F K_{F\beta} K_{Fv})_1 \cdot (Y_{FS})_1 \cdot z_1}{k \cdot (\sigma_{FP})_1}. \quad (15)$$

С учетом формулы (10) массу условного объема $0,25\pi b_1 d_1^2$ центрального зубчатого колеса z_1 при расчете на изгибную прочность запишем в виде

$$\frac{\pi \rho_1}{4} \cdot b_1 d_1^2 = \frac{\pi \rho_1}{4} \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot (\Omega_F K_{F\beta} K_{Fv})_1 \cdot (Y_{FS})_1 \cdot z_1}{k \cdot (\sigma_{FP})_1} = C_F \cdot \frac{z_1}{k}, \quad (16)$$

где $C_F = \frac{\pi \rho_1}{2} \cdot \frac{T_1 \cdot (\Omega_F K_{F\beta} K_{Fv})_1 \cdot (Y_{FS})_1}{(\sigma_{FP})_1}$ – коэффициент массы при расчете на изгибную прочность.

Аналог массы \bar{M}_F простого планетарного механизма типа AI при расчете на изгибную прочность внешнего зацепления z_1-z_2 находим по формуле

$$\bar{M}_F = \frac{M_{AI}}{C_F} = \frac{z_1 A}{k} = \frac{z_1 \cdot \left(1 + k \cdot \left(\frac{u-2}{2}\right)^2 + n_M \cdot \frac{u^2}{4}\right)}{k}. \quad (17)$$

При заданных значениях параметров z_1 , k и n_M конструкции механизма аналог его массы \bar{M}_F является функцией передаточного отношения механизма u , т.е. $\bar{M}_F = M_F(u)$. На рисунке 4 приведены графики этой функции. Из представленных графиков видно, что функция аналога массы \bar{M}_F планетарного механизма типа AI при расчете на изгибную прочность его внешнего зацепления имеет явный минимум. Оптимальное значение передаточного отношения u_{optF} , при котором целевая функция $\bar{M}_F(u)$ принимает минимальное значение, находим из решения следующего уравнения

$$\frac{\partial \bar{M}_F}{\partial u} = 0 \Rightarrow \frac{z_1 \cdot (ku - 2k + n_M u)}{2k^2} = 0 \Rightarrow u_{optF} = \frac{2k}{k + n_M}. \quad (18)$$

Из формулы (18) следует, что для принятых диапазонов изменения параметров k ($k \in [2, 8]$) и n_M ($n_M \in [0,6, 0,8]$), значение передаточного отношения u_{optF} будет в диапазоне $[0,4, 1,143]$. Следовательно, такие значения передаточного отношения u_{optF} не попадают в область возможных значений передаточного отношения простого планетарного механизма типа AI [2]. Поэтому решение о значении передаточного отношения u_{optF} приходится принимать исключительно из конструктивных соображений.

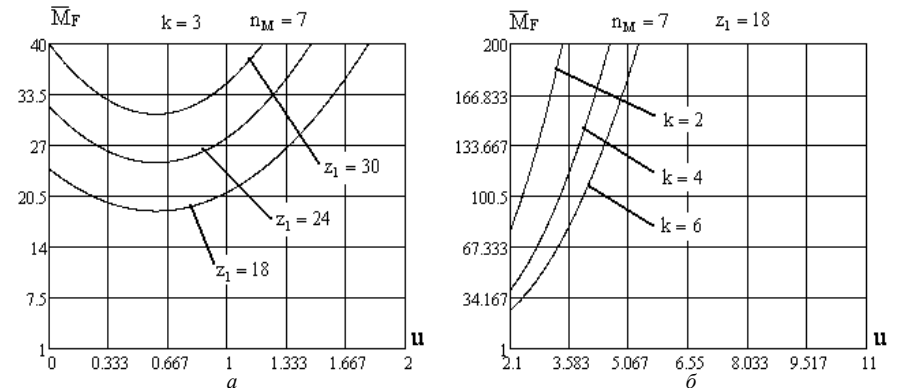


Рисунок 4 – График зависимости функции аналога массы $\bar{M}_F = M_F(u)$ при различных значениях: a – параметра k ; b – параметра z_1

Из графиков, приведенных на рисунке 4 видно, что с увеличением числа сателлитов k или с уменьшением значения параметра n_M или с уменьшением

числа зубьев центрального подвижного зубчатого колеса z_1 значение аналога массы M_F механизма уменьшается.

Выполним оценку несущей способности простого планетарного механизма типа AI при расчете на изгибную прочность подобно тому, как это было сделано ранее. Из (13) находим значение допускаемого момента на входе механизма $[T_1]_F$

$$[T_1]_F = \frac{k}{2\Omega_F} \cdot \left(\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}} \right)_1 \cdot \frac{b_1 d_1^2}{z_1 \cdot (K_{F\beta} K_{Fv})_1}. \quad (19)$$

Величину допускаемого момента нагрузки механизма $[T_H]_F$ получим из формулы (19)

$$[T_H]_F = [T_1]_F \cdot u = [T_1]_F \cdot (p+1) = \frac{k}{2\Omega_F} \cdot \left(\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}} \right)_1 \cdot \frac{b_1 d_1^2}{z_1 \cdot (K_{F\beta} K_{Fv})_1} \cdot (p+1). \quad (20)$$

Выполним преобразование формулы (20), подобно тому, как это было сделано при выводе формулы (11)

$$[T_H]_F = \frac{k}{2\Omega_F} \cdot \left(\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}} \right)_1 \cdot \frac{\psi_{bd1} d_1^3 \cdot \cos(\alpha_t)}{z_1 \cdot (K_{F\beta} K_{Fv})_1 \cdot \cos(\alpha_{tw12})} \cdot (p+1). \quad (21)$$

С учетом соотношения $d_1 = d_3/p$ получим

$$[T_H]_F = \frac{k \cdot \psi_{bd1} \cdot (p+1)}{p^3} \cdot \frac{d_3^3}{2 \cdot \Omega_F \cdot z_1} \cdot \left(\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}} \right)_1 \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{(K_{F\beta} K_{Fv})_1 \cdot \cos(\alpha_{tw12})}. \quad (22)$$

Формулу (22) представим в виде

$$[T_H]_F = K_{AI_F} \cdot \frac{d_3^3}{100 \cdot \Omega_F \cdot z_1} \cdot \left(\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}} \right)_1 \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{(K_{F\beta} K_{Fv})_1 \cdot \cos(\alpha_{tw12})}, \quad (23)$$

где K_{AI_F} – коэффициент, характеризующий несущую способность механизма при расчете на изгибную прочность его внешнего зацепления,

$$K_{AI_F} = \begin{cases} \frac{50 \cdot k \cdot \psi_{bd1} \cdot (p+1)}{p^3}, & p \geq 3; \\ \frac{25 \cdot k \cdot \psi_{bd1} \cdot (p+1)(p-1)}{p^3}, & p < 3. \end{cases}$$

Заметим, что при записи формулы (23) учтено замечание относительно параметра ψ_{bd1} , сделанное при выводе формулы (12).

При заданных значениях $K_{F\beta}$, K_{Fv} , α_t , α_{tw12} , Y_{FS} и σ_{FP} для внешнего зацепления механизма и значении диаметра эпицикла d_3 несущая способность механизма зависит от значения коэффициента K_{AI_F} . На рисунке 5 приведен график зависимости коэффициента K_{AI_F} от величины параметра p . При этом значение параметра $n_M = 7$, а значение параметра n_M было принято равным 0,7 [2]. При увеличении значения параметра ψ_{bd} свыше 0,7 до 1,4 значение

коэффициента K_{AI_F} тоже растет.

Особенность графиков, приведенных на рисунке 5 в том, что они имеют максимум при одном и том же значении p . Это значение параметра p равно $\sqrt{3} = 1,732$, что соответствует передаточному отношению механизма $u_{max F} = 2,732$. Данное значение превышает величину $u_{opt F}$. С учетом этого можно принять в качестве передаточного отношения $u_{opt F} = u_{max F}$. Например, если $k=3$, $n_M = 0,7$, $z_1 = 18$ и $\psi_{bd} = 0,7$, то получим $M_F = 86,781$ и $K_{AI_F} = 20,207$.

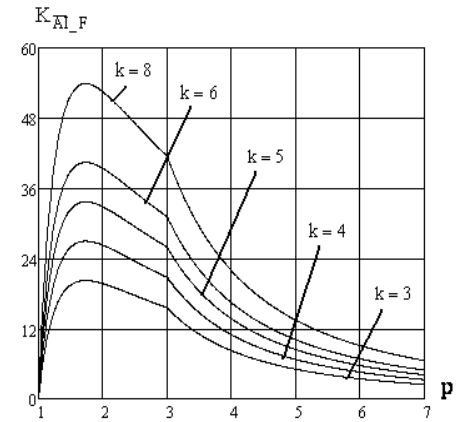


Рисунок 5 – График зависимости коэффициента K_{AI_F} от величины параметра p

Рассмотрим случай контактной и изгибной равнопрочности внешнего зацепления z_1-z_2 простого планетарного механизма типа AI .

Учитываем, что $b_1 = \psi_{bd} \cdot d_1 \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})}$ и $d_1 = m \cdot z_1$. Подставив эти соотношения в (5) и (15) и приняв условие равенства значений модулей при расчете на контактную и изгибную прочности, получим

$$\frac{0,7 \cdot \Omega_H \cdot E_{np} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{\sigma_{HP}^2 \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw})} \cdot \frac{u}{u-2} = \frac{2 \cdot \Omega_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{FS} \cdot z_1}{\sigma_{FP}}. \quad (24)$$

В формуле (24) отсутствуют нижние индексы "12" и "1" так, как все величины в этой формуле относятся к внешнему зацеплению z_1-z_2 механизма.

С учетом формул (6) и (16) соотношение (24) примет вид

$$C_H \cdot \frac{u}{u-2} = C_F \cdot z_1. \quad (25)$$

Выражение (25) есть условие выполнения контактной и изгибной равнопрочности внешнего зацепления z_1-z_2 механизма применительно к аналогам массы M_H и M_F механизма.

Подобно (7) и (17) введем аналог массы простого планетарного механизма типа AI при расчете на контактную и изгибную равнопрочность внешнего зацепления z_1-z_2 . Однако этот аналог может быть задан двумя способами. Для обозначения этого аналога задаем два символа. Первый символ будет указывать на аналог контактной или изгибной прочности, а второй символ – на оставшийся аналог. Таким образом, получим

$$\bar{M}_{HF} = \frac{M_{AI}}{C_H^*} = \frac{u^* \cdot A}{k \cdot (u^* - 2)}; \quad \bar{M}_{FH} = \frac{M_{AI}}{C_F^*} = \frac{z_1^* \cdot A}{k}; \quad M_{AI} = \bar{M}_{HF} \cdot C_H^* = \bar{M}_{FH} \cdot C_F^*. \quad (26)$$

В формулах (26) верхним символом "*" обозначены величины, которые

удовлетворяют условию (25).

Задав величины C_H^* и C_F^* из (25), получим следующую зависимость

$$u^* = u^*(z_1^*) = 1 + \frac{C_H^*/C_F^* + z_1^*}{C_H^*/C_F^* - z_1^*} = 1 + \frac{C_{HF} + z_1^*}{C_{HF} - z_1^*}, \quad (27)$$

где $C_{HF} = C_H^*/C_F^*$ – коэффициент.

На рисунке 6 показан график зависимости передаточного отношения $u^* = u^*(z_1^*, C_{HF})$ от величины числа зубьев z_1^* при заданном значении коэффициента C_{HF} . Коэффициент C_{HF} находим по формуле

$$C_{HF} = 0,7 \cdot \frac{\Omega_H \cdot E_{np} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{\sigma_{HP}^2 \cdot \cos^2(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw})} \cdot \frac{\sigma_{FP}}{\Omega_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{FS}}. \quad (28)$$

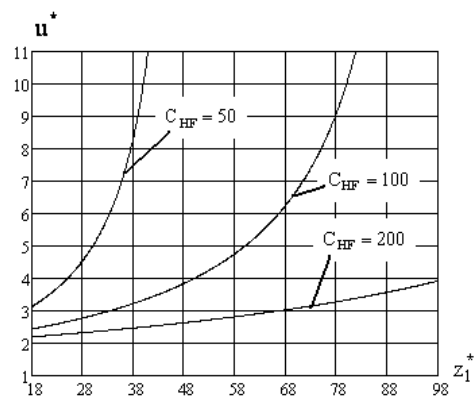


Рисунок 6 – График зависимости $u^* = u^*(z_1^*, C_{HF})$

отношение $(E_{np} \sigma_{FP})/(\sigma_{HP}^2)$, тем больше будет передаточное отношение u^* , и значение числа зубьев z_1^* будет ближе к минимальному числу, равному 18.

На рисунке 7 показаны графики зависимостей аналогов масс \overline{M}_{HF} и \overline{M}_{FH} соответственно от величины числа зубьев z_1^* для случая контактной и изгибной равнопрочности внешнего зацепления z_1 - z_2 простого планетарного механизма типа AI . Вид этих зависимостей такой же, как и на рисунках 2 и 4. Поэтому для нахождения минимума этих зависимостей все справедливо то, что было показано для зависимостей $\overline{M}_H(u)$ и $\overline{M}_F(u)$ соответственно. Например, для данных, которые были приняты при определении оценки величины коэффициента C_{HF} , и параметрах $k=3$ и $n_M=0,7$, получим значения $z_{1optHF}^* \approx 35$, $u_{optHF}^* = 2,898$ и $\overline{M}_{HF} = 3,207$. Но при данных значениях k и z_{1optHF}^* получим значение $z_2 < 18$. Поэтому примем $z_{1optHF}^* = 38$, тогда имеем $z_2 = 19$, $z_3 = 76$, $u_{optHF}^* = 3$ и

$$\overline{M}_{HF} = 3,325.$$

На рисунке 7,б приведена зависимость отношения $\overline{M}_{FH}/\overline{M}_{HF} = C_H^*/C_F^* = z_1^*(u^* - 2)/u^*$. Для данных, приведенных выше, имеем $\overline{M}_{FH}/\overline{M}_{HF} = 12,628$, откуда находим $\overline{M}_{HF} \approx 42$.

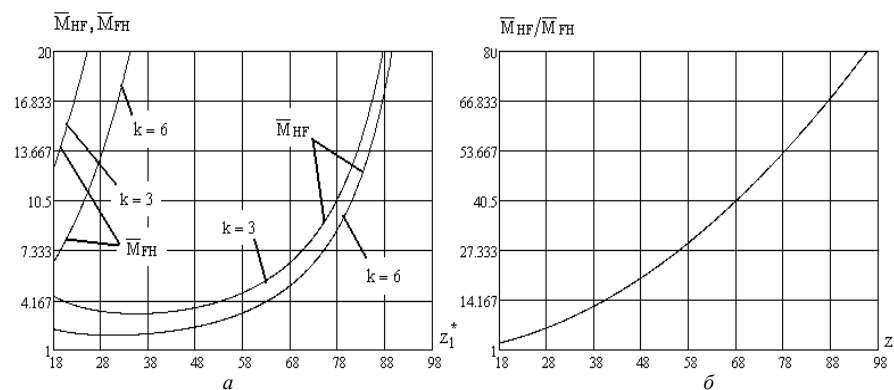


Рисунок 7 – Графики зависимостей: а – $\overline{M}_{HF} = \overline{M}_{HF}(z_1^*)$; б – $\overline{M}_{FH} = \overline{M}_{FH}(z_1^*)$

Для оценки несущей способности конструкции простого планетарного механизма типа AI при расчете на контактную и изгибную равнопрочность его внешнего зацепления введем следующие величины допускаемого момента на выходе механизм: $[T_H]_{HF}$, $[T_H]_{FH}$. Эти величины задаем в виде

$$[T_H]_{HF} = K_{AI-H}^- \cdot \frac{d_3^3}{50} \cdot \frac{\sigma_{HP}^2 \cdot \cos^3(\alpha_t) \cdot \text{tg}(\alpha_{tw})}{0,7 \cdot \Omega_H \cdot E_{np} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot \cos(\alpha_{tw})}; \quad (29)$$

$$[T_H]_{FH} = K_{AI-F}^- \cdot \frac{d_3^3}{50} \cdot \frac{\sigma_{FP} \cdot \cos(\alpha_t)}{2 \cdot \Omega_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{FS} \cdot z_1 \cdot \cos(\alpha_{tw})}. \quad (30)$$

Очевидно выполнение следующих соотношений

$$[T_H]_{HF} = [T_H]_{FH}; \quad K_{AI-H}^- = K_{AI-F}^- \cdot \frac{u^* - 2}{u^*}. \quad (31)$$

Заметим, что для введенных допускаемых моментов с двумя нижними символами справедливо правило, которое было принято выше применительно для аналогов масс.

На рисунке 8,а приведены графики зависимостей коэффициентов $K_{AI-H}^- = K_{AI-H}^-(z_1^*)$ и $K_{AI-F}^- = K_{AI-F}^-(z_1^*)$ соответственно, которые характеризуют нагрузочную способность конструкции простого планетарного механизма типа AI при расчете его внешнего зацепления на контактную и изгибную равнопрочность. Зависимость отношения этих коэффициентов показана на рисунке 8,б. Графики, приведенные на рисунке 8, построены для данных, которые были приведены в примере оценки величины C_{HF} , а также данных из

примера по определению значения u_{optHF}^* .

Вид зависимостей $K_{\overline{AI}_H}(z_1^*)$ и $K_{\overline{AI}_F}(z_1^*)$, показанных на рисунке 8, такой же как, и вид зависимостей $K_{\overline{AI}_H}(p)$ и $K_{\overline{AI}_F}(p)$ соответственно, которые показаны на рисунках 3 и 5. Поэтому с учетом значений параметра p , при которых функции $K_{\overline{AI}_H}(p)$ и $K_{\overline{AI}_F}(p)$ имеют максимум, получим

$$z_{1maxH}^* = \frac{C_{HF}}{2}; \quad z_{1maxF}^* = C_{HF} \cdot \frac{\sqrt{3}-1}{\sqrt{3}+1}. \quad (32)$$

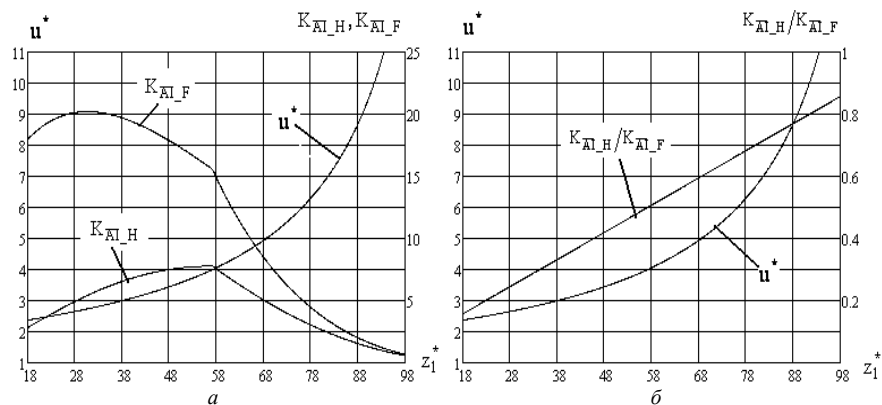


Рисунок 8 – Графики зависимостей:
 $a - K_{\overline{AI}_H} = K_{\overline{AI}_H}(z_1^*)$; $b - K_{\overline{AI}_F} = K_{\overline{AI}_F}(z_1^*)$

Применительно для зависимостей, приведенных на рисунке 8, по формуле (32) находим $z_{1maxH}^* \approx 57$ и $z_{1maxF}^* \approx 31$. При этом значения коэффициентов, определяющих нагрузочную способность механизма, составили $K_{\overline{AI}_H}(z_{1maxH}^*) = 7,778$ и $K_{\overline{AI}_F}(z_{1maxF}^*) = 20,207$. Если вернуться, к примеру по определению значения $u_{optHF}^* = 3$, то получим $K_{\overline{AI}_H}(z_1^* = 38) = 6,548$ и $K_{\overline{AI}_F}(z_1^* = 38) = 19,702$. Полученные значения меньше максимальных не более, чем на 15%.

В заключение сделаем ряд замечаний. В работе рассмотрены условия прочности применительно к внешнему зацеплению z_1-z_2 простого планетарного механизма типа \overline{AI} и ничего не было сказано о внутреннем зацеплении z_2-z_3 механизма. Связано это с тем, что внутреннее зацепление данного механизма прочнее внешнего [2]. Поэтому его прочность не лимитирует прочность всего механизма. Зубчатые колеса внешнего и внутреннего зацеплений данного механизма имеют один и тот же модуль. Поэтому можно говорить о контактной равнопрочности или об изгибной равнопрочности зацеплений механизма. Все приведенные графики в виде непрерывных кривых следует рассматривать как данные, характеризующие свойства тех или иных зависимостей, приведенных в работе. Все эти зависимости на самом деле являются дискрет-

ными функциями и, следовательно, вместо непрерывной кривой надо приводить дискретное множество точек. Следует учитывать связь величин k , p и z_1 , которые, так или иначе, учитываются в приведенных в работе зависимостях.

Выводы:

1. Разработана методика оценки несущей способности конструкции простого планетарного механизма типа \overline{AI} , конструкция которого удовлетворяет критерию минимума массы.
2. Приведены графики зависимостей аналогов масс и соответствующих коэффициентов, определяющих несущую способность конструкции механизма. Эти графики позволяют быстро оценить потребные значения параметров конструкции механизма, как его передаточное отношение, так и число зубьев центрального подвижного зубчатого колеса.
3. Сопоставление графиков, относящихся к аналогам масс, с одной стороны, и графиков, характеризующих несущую способность, с другой стороны, позволяет конструктору выбрать желаемый диапазон возможных значений передаточного отношения механизма, для которого условия минимума массы и максимума нагрузочной способности механизма будут реализованы с требуемой точностью.
4. Разработанная методика может быть применима и к другим конструкциям простых планетарных механизмов.

Список литературы: 1. Упрощенные расчеты зубчатых передач / В.Н. Кудрявцев – Л.: Машиностроение, 1967. – 110с. 2. Планетарные передачи. Изд. 2-е / В.Н. Кудрявцев – Л.: Машиностроение, 1966. – 308с. 3. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и диплом. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 4. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В.А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 5. Абрамов В.Т., Гетья А.Н., Матусевич В.А., Шехов А.В. Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2009. – Вип.29. – С.45-52. 6. Матусевич В.А., Шарaban Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ при контактной прочности // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2012. – Вип.35. – С.93-102. 7. Матусевич В.А., Шарaban Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Равнопрочность зубчатых зацеплений в задаче оптимизации многоступенчатого планетарного механизма \overline{AI} по критерию массы // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2010. – Вип.26. – С.77-85.

Bibliography (transliterated): 1. Kudrjavcev V.N. Uproshhennye raschety zubchatykh peredach / V.N. Kudrjavcev – Leningrad.: Mashinostroenie, 1967. – 110p. 2. Kudrjavcev V.N. Planetarnye peredachi. Izd. 2-e / V.N. Kudrjavcev – Leningrad.: Mashinostroenie, 1966. – 308p. 3. Tkachenko V.A. Proektirovanie planetarnykh mekhanizmov, optimal'nykh po dinamicheskim harakteristikam: Ucheb. posobie po kursov. i dipl. proektirovaniyu / V.A. Tkachenko, V.T. Abramov, M.D. Korovkin. – Kharkov: Khark. aviac. in-t, 1983. – 110p. 4. Tkachenko V.A. Planetarnye mekhanizmy (optimal'noe proektirovanie) / V.A. Tkachenko – Kharkov: Nac. azerokosm. un-t "Khark. aviac. in-t", 2003. – 446p. 5. Abramov V.T., Getya A.N., Matusевич V.A., Shehov A.V. Metodika optimizacii mnogostupenchatogo planetarnogo mekhanizma po kriteriyu massy / Visnyk Natsional'nogo tehnicnogo univertyetu "KhPI". – 2009. – No.29. – P.45-52. 6. Matusевич V.A., Sharaban Yu.V., Shehov A.V., Abramov V.T. Nesushhaja sposobnost' optimal'noj po masse konstrukcii mnogostupenchatogo planetarnogo mekhanizma tipa $n \times \overline{AI}$ pri kontaktnoj prochnosti // Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo univertyetu "KhPI". – 2012. – No35. – P.93-102. 7. Matusевич V.A., Sharaban Yu.V., Shehov A.V., Abramov V.T. Ravnoprochnost' zubchatykh zaceplenij v zadache optimizacii mnogostupenchatogo planetarnogo mekhanizma \overline{AI} po kriteriyu massy // Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo univertyetu "KhPI". – 2010. – No26. – P.77-85.

Поступила (received) 19.05.2015

УДК 621.833

Пам'яті видатного українського вченого і педагога професора Заблонського Костянтина Івановича / С.С. Гутиря, Б.В. Мотулько, В.П. Ягліньский та ін. // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.4-10. – ISSN 2079-0791.

Наведено біографічний нарис про життєвий та фронтний шлях, навчання та трудові досягнення відомого українського вченого, педагога, багаторічного керівника широко відомої у науковому світі Одеської школи механіки й деталей машин, ректора Одеського політехнічного інституту (1969-1985р.р.), професора К.І. Заблонського, написаний його учнями й співробітниками з нагоди 100-річчя з дня народження Вчителя. Життєвий шлях проф. Заблонського є славним прикладом неперервного навчання, наполегливого пошуку наукових знань, чесної самовідданої праці заради Батьківщини, дорученої справи, рідного інституту та кафедри, колег і учнів, сім'ї та друзів.

Ключові слова: деталі машин, передачі зачеплення, раціональне проектування машин, біографічний нарис.

УДК 621.833

Синтез сучасних циліндричних прямозубих евольвентних передач в курсі "Прикладна механіка" / Д.Т. Бабічев, А.І. Смовж, А.В.Кривошея // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". 2015. – №35(1144). – С.10-19. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Викладено методіку комп'ютерного проектування прямозубих передач при переході від однопарного до двопарного зачеплення при збереженні незмінними: корпусних деталей, валів і посадочних поверхонь. Дано приклади синтезу 4-х передач, що мають однакові розміри, але різну здатність навантаження: дві з коефіцієнтами перекриття $\epsilon < 2$ і дві з $\epsilon > 2$. Наведена діаграма для кількісної оцінки залежності підвищення здатності навантаження передач з $\epsilon > 2$ залежно від поєднання чисел зубів шестерні і колеса у вихідній передачі.

Ключові слова: циліндрична передача, багатопарні зачеплення.

УДК 621.833

Методика дослідження шумових характеристик для евольвентного прямозубого зачеплення / В.О. Бережний, М.В. Матиюшенко, Г.В. Федченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.19-22. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглядається методика експериментального дослідження шуму для евольвентних прямозубих передач. Показана актуальність вирішення даної задачі. Розглянуто основні поняття та стандарти, необхідні для проведення експериментальних досліджень. Вивчаються основні шумові характеристики передач: рівень звукового тиску, інтенсивність звуку та акустична потужність джерела. Наводяться основні способи визначення акустичної потужності машини. Вибирається методика дослідження шуму редуктора і наводяться основні її положення.

Ключові слова: евольвентна прямозуба передача, шумові характеристики, експериментальна методика, акустична потужність, звуковий тиск, інтенсивність звуку.

УДК 62-23+519.863

Раціональне проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів з урахуванням рівня напруженості зубчастих передач / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко, В.І. Сериков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.23-27. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Стаття присвячена задачі раціонального проектування широко розповсюджених зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів. У ній розглядаються питання пошуку оптимально-раціональних геометричних параметрів, які задовольняють певним критеріям. Усі складності компонування та взаємозв'язок параметрів унеможливають їх вибір без використання підходів математичної оптимізації. Використання відомого псевдо-випадкового методу *ММТ*-пошуку з авторською модифікацією дало змогу уникнути проблем пов'язаних з дискретністю та кількістю параметрів. Для розв'язання вказаної задачі було сформовано постановку та вказані параметри проектування з обмеженнями, записані критерії та обрано підхід. Розроблена методика та алгоритм розв'язання задачі, що враховує рівень напруженості зубчастих передач за згином та контактом. Проведені тестові розрахунки вказують на коректність запропонованого підходу.

Ключові слова: проектування, редуктор, критерії, цільова функція, раціональні параметри, алгоритм, *ММТ*-пошук, напруженість.

УДК 621.833

Моделювання формування і оцінка працездатності гвинтових передач / М.І. Величко, П.І. Носко, Д.М. Марченко, П.В. Філь // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.28-32. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2079-0791.

158

ISSN 2079-0791. Вісник НТУ "ХПІ". 2015. № 35 (1144)

У статті розглядається побудова узагальненої математичної моделі зубчастих передач, складених з циліндричних коліс. Спряжені поверхні коліс отримано у вигляді огинаючих інструменту рейкового типу при параметричному завданні форми вихідного контуру. Побудована модель дозволяє досліджувати експлуатаційне зачеплення наближених гіперболоїдних передач, отриманих при використанні жорсткої неконгруентної пари вихідних контурів для шестерні і колеса. Досліджено вплив ступені локалізації контакту на положення активних діючих ліній, виконано чисельний аналіз критеріїв працездатності гвинтових зубчастих передач з різною геометрією виробничого рейкового контуру, наведені практичні рекомендації по вибору параметрів коллового контуру.

Ключові слова: вихідний контур, верстатне зачеплення, гвинтова передача.

УДК 004.422.8:621.01

Методологія реалізації експорту даних, візуалізації та формування 3D-моделі механізму у спеціалізованій розрахунковій системі / В.В. Влах // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.33-37. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

В статті розглядаються методи, за допомогою яких утворюється візуалізація механізмів та виконується передача даних з спеціалізованого програмного забезпечення в середовищі AutoCAD. Пропоноване програмне забезпечення створювалось в середовищі Embarcadero Rad Studio Delphi методами об'єктно-орієнтованого програмування. Це значної мірою дало змогу реалізувати експорт кінематичної схеми механізму та сформувати код програми мовою AutoLISP, яка описує тривимірну модель.

Ключові слова: Delphi, об'єктно-орієнтоване програмування, AutoLISP, AutoCAD, 3D-модель.

УДК 620.169.2.

Вібромониторинг зубчастих коліс редукторів у процесі приробітки / С.О. Гаврилов, М.М. Ішин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015 – №35(1144). – С.38-46. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Викладено принципи та особливості вібродіагностики редукторів мотор-коліс самоскидів БЕЛАЗ на стадії обкатки. Розроблено основні положення методики оцінки якості виготовлення і вібромониторинга редукторів. Наведено результати відпрацювання методики розбраковки в умовах їх цехової обкатки і рекомендації з оцінки якості виготовлення. В якості інтегрального критерію оцінки збірки редукторів мотор-коліс можуть служити величини середньоквадратичних значень віброприскорень в частотному діапазоні 3-100Гц і амплітуда вібрацій на зворотному частоті торсіонного валу.

Ключові слова: зубчаста передача, приробітка, вібромониторинг, контроль якості.

УДК 621.833; 62.652

Форми і критерій пов'язаності коливань планетарного колісного редуктора / С.С. Гутиря, В.П. Ягліньский, А.М. Чанчін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.47-55. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

На основі розробленої моделі визначення спектру головних частот планетарного колісного редуктора (ПКР) визначено форми коливань, досліджено пружні зв'язки між парціальними системами. Встановлено суттєве зниження перших двох головних частот при збільшенні числа сателітів, а також за наявності тріщини в епіциклі. Вищі частоти практично не змінюються. Підвищення жорсткості опор сателітів зменшує критерій пов'язаності коливань поступальних парціальних систем сателітів з обертальними удвічі, що сприяє послабленню пружних зв'язків колісальної системи ПКР. Аналогічний, але значно менший, ефект спричиняє зниження куту зачеплення.

Ключові слова: модель колісальної системи, спектр головних частот, парціальні системи, енергія коливань.

УДК 621.01621.833:24:539.3

Віброкінематометрія зубчастих передач / В.М. Журавльов, А.Б. Єдінович, О.В. Папчонков, О.В. Корнейчук // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.56-60. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Вирішене завдання вібродіагностики зубчастих передач, у тому числі, газотурбінних двигунів, методом кінематометрії. Розроблена й апробована математична модель фазової модуляції сигналу вібрацій зубчастої передачі, параметри якої чутливі до величини й швидкості лінійної деформації зуба в процесі передачі крутного моменту. Адекватність моделі перевірялась у процесі аналізу сигналу датчика поперечних горизонтальних вібрацій ведучої шестерні редуктора двигуна ТВ3 – 117ВМА – СБМ1. Результати експериментальних досліджень дозволяють прогнозувати адекватність математичної моделі не гірше 0,9.

Ключові слова: газотурбінні двигуни, вібродіагностика, зубчасті передачі, кінематична погрішність.

ISSN 2079-0791. Вісник НТУ "ХПІ". 2015. № 35 (1144)

159

УДК 629.048.8

Аналіз шляхів покращення експлуатаційних характеристик елементів приводних агрегатів автомобілей підвищеної прохідності ПАТ "АвтоКрАЗ" / Р.О. Кайдалов, С.В. Дунь, П.М. Калінін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". 2015. – №35(1144). – С.61-66. – Бібліогр.: 8 назв. –ISSN 2079-0791.

У роботі наведені результати оцінки експлуатаційних характеристик основних елементів приводних агрегатів автомобілів підвищеної прохідності на прикладі зубчастих коліс, ведучого валу і підшипників роздаткової коробки автомобіля КрАЗ-6322. Проведено аналіз напруженого стану цих елементів роздаткової коробки та зроблені висновки о їх резервах до підвищення енергонасиченості автомобіля та збільшення пробігу до регламентованих рівнів. Показано, що, використовуючи розроблений програмний комплекс можна діагностувати експлуатаційні характеристики зубчастих коліс, валів та підшипників приводних агрегатів автомобілів з метою їх покращення.

Ключові слова: зубчаста передача, підшипник, автомобіль, трансмісія, роздаткова коробка, напруження, міцність, втома, напружений стан.

УДК 621.894

Способи підвищення зносостійкості і контактної витривалості зубчастих коліс / П.В. Каллун // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. НТУ "ХПІ", 2015 – №35(1144). – С.67-75. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-079.

Наведені результати експериментальних досліджень зносостійкості і контактної витривалості зразків з різних сталей після зміцнення методами термічної обробки та іонного азотування в водневих і без водневих середовищах при терті кочення з проковзуванням. Відзначено важливість впливу градієнта властивостей отриманих композицій на експлуатаційні характеристики. Запропоновані способи підвищення контактної витривалості і зносостійкості зубчастих коліс.

Ключові слова: зносостійкість, контактна витривалість, тертя кочення, проковзування

УДК 621.833.22

Оцінка впливу параметрів зачеплення конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями на їх ресурс / А.В. Кузнецова, О.М. Гнисько, В.П. Оніщенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.75-79. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

В статті проведено оцінку впливу параметрів зачеплення конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями на їх ресурс. Розроблено методику прогнозування ресурсу конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями шляхом вибору раціональних параметрів зачеплення на підставі моделювання зношування робочих поверхонь зубців. Методика ґрунтується на двох математичних моделях: моделі зачеплення зубців та імітаційній чисельній моделі зношування зубців.

Ключові слова: двоопукло-ввігнуті зубці, зношування, ресурс, конічна передача, модуль, число зубців, контактні напруження.

УДК 539.4.016: 621.831

Кваліметричний підхід до оцінки факторів, які впливають на експлуатацію зубчатих коліс суднових редукторів / В.В. Куриляк, Г.І. Хімичева // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.80-87. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянутий кваліметричний підхід до дослідження факторів, які впливають на експлуатаційний ресурс зубчатих коліс суднових редукторів, вузлів та агрегатів. Поставлена задача систематизації дефектів, виявлених в процесі ремонтування зубчатих передач. Проаналізовані технічні причини, які призводять до появи характерних дефектів з ціллю визначення раціонально-ефективного застосування різного типу зміцнюючих засобів. Також запропонована методика видалення конденсату з зони роботи редуктора за допомогою технічного силкагелю.

Ключові слова: довговічність, ресурс, зубчаті колеса, дефекти, аналіз, систематизація інформації, конденсат, осушення, силкагель.

УДК 621.833

Циліндрична евольвентна передача з арочно-гвинтовими зубцями / Р.О. Машей, Томас Штеле, О.Г. Добринський, О.В. Ковра // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.88-95. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянуто підвищення здатності навантаження циліндричного евольвентного зачеплення з арочними зубцями за рахунок оптимізації геометро-кінематичних і міцнісних характеристик. Поставлена мета досягається за рахунок того, що уздовж ширини вінця колеса арочна частина зуба, що розташована в середній частині ширини вінця, зв'язана з косозубими полушеврово-

нами, що збільшує товщину і міцність зубців на торцях та знижує концентрацію контактної напруги і віброактивність зачеплення під дією зовнішнього навантаження.

Ключові слова: циліндрична евольвентна передача, арочні зубці, геометро-кінематичні характеристики, нарізування зубців пальцевою фрезою.

УДК 621.833

Удосконалення редукторів виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" / О.І. Мироненко, В.С. Спіцин, С.А. Гамза, Д.В. Матвєєвський, С.А. Дзятко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.95-100. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Представлені нові напрямки в проектуванні, виготовленні та випробуванні зубчастих передач виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект". Наведено конструктивні особливості зубчастих зачеплень та інших елементів редукторів. Показана модернізація редукторного виробництва високоточним обладнанням і сучасними випробувальними стендами. Можливості редукторного виробництва і кваліфікація його співробітників дають можливість налагодити виробництво зубчастих передач для будь-яких галузей промисловості України, а також виконувати великі обсяги зарубіжних замовлень.

Ключові слова: редуктор, зубчасті колеса, зубошліфувальні верстати, випробувальні стенди.

УДК 62-231.3:621.01

Дослідження рівня акселераційного навантаження на тренажері-гексаподі / А.С. Обайді // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.101-106. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Розроблені математичні моделі управління параметрами кінематики тренажера-гексапода на рухомій основі, який має вісім ступенів вільності. Управління бойовими мобільними машинами є складна і небезпечна операція, що вимагає прийняття швидких рішень по утриманню курсу та миттєвих реакцій зі зміни руху дією на органи управління. Тому імітація процесу управління мобільними машинами і приводними пристроями переміщень кабіни тренажера є актуальною проблемою. Визначені рівні акселераційного навантаження на екіпаж під час руху на суші зі складним рельєфом з виконанням маневру.

Ключові слова: динамічна платформа, модель, імітація, маневр.

УДК 621.833

Нелінійна контактна задача стосовно до зачеплення прямих зубів / А.П. Попов, Л.А. Попова, А.М. Медведовський, О.І. Савенков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.107-112. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Вперше представлено результати досліджень контактної міцності традиційних зубчастих передач з прямими зубами з урахуванням нелінійного взаємозв'язку між пружними переміщеннями (деформаціями) зубів і виникаючими при цьому напруженнях. При цьому визначено залежності максимальних контактних напружень σ_H і півширини b_0 прямокутної ділянки контакту. Показано, що величина напруження σ_H у випадку що розглядається дещо перевищує таку, що має місце при відсутності вказаної нелінійності. У відповідності зі сказаним величина b_0 , навпаки, дещо перевищує аналогічну ширину, характерну для випадків відсутності не лінійності що розглядається.

Ключові слова: зубчаста передача, зуби, контакт, напруження, навантажувальна здатність.

УДК 621.833.07

Розмірно-функціональний аналіз силових трихвильових зубчастих передач / О.Г. Приймаков, М.В. Маргуліс, І.О. Кириченко, О.В. Устиненко, О.О. Грязев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.113-120. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Сучасна тенденція у вітчизняному та світовому машинобудуванні – застосування силових трихвильових зубчастих передач з металополімерними гнучкими колесами. У статті на основі аналізу специфіки функціонування хвильової зубчастої передачі під навантаженням виявлена вихідна (що замикає) ланка сукупності основних ланок в плоскості хвильового зачеплення (генератор – хвильове зачеплення). Отримані залежності для розрахунку складових його елементів, граничних значень і допуску. Визначено радіальне осідання полімерного шару металополімерних гнучких коліс під навантаженням.

Ключові слова: хвильова зубчаста передача, хвильове зачеплення, розмірно-функціональний аналіз, бічний зазор в зачепленні, осідання полімерного шару.

УДК 621.01(833)

Оптимізація динамічних процесів електромеханічних приводів машин за коефіцієнтом динамічності / Х.С. Самідов, А.Ф. Гасимов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.120-124. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Робота присвячена оптимізації параметрів динамічної системи технологічних машин. Базуючись на методах оптимізації за коефіцієнтом динамічності, розроблені та реалізовані методики оптимізації динамічних процесів технологічних машин. Розроблені методики оптимізації динамічних процесів машин дозволяють: за допомогою нескладних аналітичних виразів встановити зв'язок між конструктивними, експлуатаційними параметрами і динамічними характеристиками проєктованої машини, прогнозувати очікуваний рівень вібрації, проводити синтез машини по заданих динамічними характеристиками і створити машини з найменшими коефіцієнтами динамічності.

Ключові слова: оптимальне проєктування, динамічні процеси, технологічні машини, вібрації.

УДК 621.833

Порівняння аркової передачі змішаного зачеплення з традиційною за геометро-кінематичними показниками / П.М. Ткач, О.О. Ревакіна, О.Ю. Чала // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.125-134. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті представлено профіль вихідного контуру обкатаних аркових передач змішаного зачеплення. Головка зуба шестірні та ніжка зуба колеса утворені відрізком прямої, тобто являють собою традиційне квазівольвентне зачеплення. Ніжка зуба шестірні та головка зуба колеса утворені кривою, що отримана на основі синтезу за заданим значенням приведеної кривизни. Дано порівняльну оцінку геометро-кінематичних показників таких передач із традиційними квазівольвентними передачами.

Ключові слова: аркова передача, змішане зачеплення, квазівольвентні передачі, показники працездатності, приведена кривизна.

УДК 621.825.(075.8)

Аналіз напружено-деформованого стану опорно-поворотного пристрою автокранів з урахуванням жорсткості опор / В.В. Федик, В.О. Малащенко, О.В. Ланець // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.135-139. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянуто напружено-деформований стан основних деталей опорно-поворотного пристрою автомобільних кранів з урахуванням жорсткісних характеристик зубчастого вінця та півобойм за методом скінченних елементів. Встановлено закономірності розподілення контактних напружень на торцях роликів та за їх довжиною. Виявлено наявність двох зон з максимальними контактними напруженнями та зменшення його величини на основній контактній лінії. Встановлено, що нерівномірність навантаження ролика відповідає умовам рівноваги, оскільки рівнодіюча сила від дії тиску на обох його сторонах буде однаковою, але в результаті обертання ролика навколо своєї осі пікові навантаження дещо збільшуються по відношенню до таких, які виникають на іншій його стороні.

Ключові слова: автокрани, опорно-поворотні пристрої, контактні напруження.

УДК 531.3+621.313.32

Динаміка дводвигунових приводів с гідропневмобалонними муфтами / О.В. Христенко, Б.В. Виноградов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.140-145. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглянуто дводвигунові приводи, обладнані муфтами з гумокордними оболонками, які сполучені між собою загальним трубопроводом. Приведені схеми муфт, які призначені для передачі крутних моментів 509кН·м та 814кН·м, а також аналітичні вирази їх в'язко-пружних характеристик. Як приклад, розглянута динаміка синхронного дводвигунового приводу, з гідропневмобалонними муфтами. Встановлено, що застосування таких приводів дозволяє рівномірно розподіляти статичні та динамічні навантаження між лініями передач кожного двигуна та обмежувати їх максимальну величину в резонансному режимі до безпечної величини.

Ключові слова: дводвигуновий привід, гумокордні оболонки, пружні муфти, розподілення навантаження.

УДК 621.833.6

Умови міцності та оцінка здатності до навантаження оптимальної по загальної маси конструкції простого планетарного механізму типу АІ / О.В. Шехов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.145-157. – Бібліогр.:

7 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглянуто методику знаходження оцінки здатності до навантаження оптимальної по загальної маси конструкції простого планетарного механізму типу АІ з урахуванням різних умов міцності. Методика заснована на дослідженні екстремальних властивостей цільових функцій аналога маси і коефіцієнта здатності до навантаження конструкції механізму. Цільові функції задають як функції передавального відношення механізму та параметрів його конструкції. В якості параметрів конструкції механізму приймають число сателітів, коефіцієнт приведення маси епіциклу, число зубців центрального рухомого зубчастого колеса і коефіцієнт параметрів міцності зовнішнього зубчастого зачеплення. Аналог маси конструкції механізму визначають для трьох умов міцності зовнішнього зубчастого зачеплення – контактної, згинальної, контактної та згинальної рівномірності.

Ключові слова: простий планетарний механізм типу АІ, умови міцності, здатність до навантаження, оптимальна по загальної маси конструкція, аналог маси, контактна та згинальна рівномірності.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.833

Памяти выдающегося украинского ученого и педагога профессора Заблонского Константина Ивановича / С.С. Гутыря, Б.В. Мотулько, В.П. Яглинский и др. // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.4-10. – ISSN 2079-0791.

Представлен биографический очерк о жизненном и фронтном пути, учебе и трудовых достижениях известного украинского ученого, педагога, многолетнего руководителя известной в научном мире Одесской школы механики и деталей машин, ректора Одесского политехнического института (1969-1985г.г.), профессора К.И. Заблонского, написанный его учениками и сотрудниками в связи со 100-летием со дня рождения Учителя. Жизненный путь проф. Заблонского является замечательным примером непрерывной учебы, настойчивого поиска научных знаний, честного самоотверженного труда в интересах Родины, порученного дела, института и кафедры, коллег и учеников, семьи и друзей.

Ключевые слова: детали машин, передачи зацеплением, рациональное проектирование машин, биографический очерк

УДК 621.833

Синтез современных цилиндрических прямозубых эвольвентных передач в курсе "Прикладная механика" / Д.Т. Бабичев, А.И. Смовж, А.В.Кривошея // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. НТУ "ХПІ". 2015. – №35(1144). – С.10-19. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Изложена методика компьютерного проектирования прямозубых передач при переходе от однопарного к двухпарному зацеплению при сохранении неизменными: корпусных деталей, валов и посадочных поверхностей. Даны примеры синтеза 4-х передач, имеющих одинаковые размеры, но разную нагрузочную способность: две с коэффициентами перекрытия $\varepsilon < 2$ и две с $\varepsilon > 2$. Приведена диаграмма для количественной оценки зависимости повышения нагрузочной способности передач с $\varepsilon > 2$ в зависимости от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса в исходной передаче.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, многопарное зацепление.

УДК 621.833

Методика исследования шумовых характеристик для эвольвентного прямозубого зацепления / В.А. Бережной, Н.В. Матюшенко, А.В. Федченко // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №35(1144). – С.19-22. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассматривается методика экспериментального исследования шума для эвольвентных прямозубых передач. Показана актуальность решения данной задачи. Рассмотрены основные понятия и стандарты, необходимые для проведения экспериментальных исследований. Изучаются основные шумовые характеристики передачи: уровень звукового давления, интенсивность звука и акустическая мощность источника. Приводятся основные способы определения акустической мощности машины. Выбирается методика исследования шума редуктора и приводятся основные её положения.

Ключевые слова: эвольвентная прямозубая передача, шумовые характеристики, экспериментальная методика.

УДК 62-23+519.863

Рациональное проектирование зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов с учетом уровня напряженности зубчатых передач / А.В. Бондаренко, А.В. Устиненко, В.И. Сериков // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.23-27. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Статья посвящена задаче рационального проектирования широко распространенных зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов. В ней рассматриваются вопросы поиска оптимально-рациональных геометрических параметров, которые удовлетворяют определенным критериям. Все сложности компоновки и взаимосвязь параметров делают невозможным их выбор без использования подходов математической оптимизации. Использование известного псевдо-случайного метода *Мит*-поиска с авторской модификацией позволило избежать проблем связанных с дискретностью и количеством параметров. Для решения указанной задачи было сформировано постановку и указаны параметры проектирования с ограничениями, записаны критерии и выбран подход. Разработана методика и алгоритм решения задачи, учитывающий уровень напряженности зубчатых передач по изгибу и контакту. Проведенные тестовые расчеты указывают на корректность предложенного подхода.

Ключевые слова: проектирование, редуктор, критерии, целевая функция, рациональные параметры, алгоритм, *Мит*-поиск, напряженность.

УДК 621.833

Моделирование формообразования и оценка работоспособности винтовых передач / Н.И. Величко, П.Л. Носко, Д.Н. Марченко, П.В. Филь // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.28-32. – Библиогр.: 2 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассматривается построение обобщенной математической модели зубчатых передач, составленных из цилиндрических колес. Сопряженные поверхности колес описаны в виде огибающих инструмента реечного типа при параметрическом задании формы исходного контура. Построенная модель позволяет исследовать эксплуатационное зацепление приближенных гиперболоидных передач, полученных при использовании жесткой неконгруэнтной пары исходных контуров для шестерни и колеса. Исследовано влияние степени локализации контакта на положение активных действующих линий, выполнен численный анализ критериев работоспособности винтовых зубчатых передач с различной геометрией производящего реечного контура, приведены практические рекомендации по выбору параметров кругового контура.

Ключевые слова: исходный контур, станочное зацепление, винтовая передача.

УДК 004.422.8:621.01

Методология реализации экспорта данных, визуализации и формирования 3D-модели механизма в специализированной расчетной системе / В.В.Влах // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.33-37. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассматриваются методы, с помощью которых образуется визуализация механизмов и выполняется передача данных из специализированного программного обеспечения в среду AutoCAD. Предлагаемое программное обеспечение создавалось в среде Embarcadero Rad Studio Delphi методами объектно-ориентированного программирования. Это в значительной степени позволило реализовать экспорт кинематической схемы механизма и сформировать код программы на языке AutoLISP, которая описывает трехмерную модель.

Ключевые слова: Delphi, объектно-ориентированное программирование, AutoLISP, AutoCAD, 3D-модель.

УДК 620.169.2

Вибромониторинг зубчатых колес редукторов в процессе приработки / С.А. Гаврилов, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.38-46. – Библиогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Изложены принципы и особенности вибродиагностики редукторов мотор-колес самосвалов БЕЛАЗ на стадии обкатки. Разработаны основные положения методики оценки качества изготовления и вибромониторинга редукторов. Приведены результаты отработки методики разбраковки в условиях их цеховой обкатки и рекомендации по оценке качества изготовления. В качестве интегрального критерия оценки сборки редукторов мотор-колес могут служить величина среднеквадратичных значений виброускорений в частотном диапазоне 3-100Гц и амплитуда вибраций на оборотной частоте торсионного вала.

Ключевые слова: зубчатая передача, приработка, вибромониторинг, контроль качества.

УДК 621.833; 62.652

Формы и критерий связности колебаний планетарного колесного редуктора / С.С. Гутыря, В.П. Яглинский, А.Н. Чанчин // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.47-55. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

На основе разработанной модели определения спектра главных частот планетарного колесного редуктора (ПКР) определены формы колебаний, исследованы упругие связи между парциальными системами. Установлено существенное понижение первых двух главных частот при увеличении числа спутников, а также при наличии трещины в эпитцикле. Высшие частоты практически не меняются. Повышение жесткости опор спутников уменьшает критерий связности колебаний поступательных парциальных систем спутников с вращательными, что способствует ослаблению упругой связи между парциальными системами ПКР. Аналогичное, но значительно меньшее влияние оказывает уменьшение угла зацепления.

Ключевые слова: модель колебательной системы, спектр главных частот, парциальные системы, энергия колебаний

УДК 621.01621.833:24:539.3

Виброкинематометрия зубчатых передач / В.Н. Журавлёв, А.Б. Единолич, А.В. Папчёнков, А.В. Корнейчук // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.56-60. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Решена задача вибродиагностики зубчатых передач, в том числе, газотурбинных двигателей, методом кинематометрии. Разработана и апробирована математическая модель фазовой модуляции сигнала вибраций зубчатой передачи, параметры которой чувствительны к величине и скорости линейной деформации зуба в процессе передачи крутящего момента. Адекватность модели проверялась в процессе анализа сигнала датчика поперечных горизонтальных вибраций ведущей шестерни заднего редуктора двигателя ТВ3 – 117ВМА – СБМ1. Результаты экспериментальных исследований позволяют прогнозировать адекватность математической модели не хуже 0,9.

Ключевые слова: Газотурбинные двигатели, вибродиагностика, зубчатые передачи, кинематическая погрешность.

УДК 629.048.8

Анализ путей улучшения эксплуатационных характеристик элементов приводных агрегатов автомобилей повышенной проходимости ПАО "АвтоКрАЗ" / Р.О. Кайдалов, С.В. Дунь, П.Н. Калинин // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.61-66. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

В работе приведены результаты оценки эксплуатационных характеристик основных элементов приводных агрегатов автомобилей повышенной проходимости на примере зубчатых передач, вала и подшипников раздаточной коробки автомобиля КрАЗ-6322. Проведен анализ напряженного состояния этих элементов раздаточной коробки и сделаны выводы о их резервах к повышению энергонасыщенности автомобиля и увеличению пробега до регламентированных уровней. Показано, что, используя разработанный программный комплекс, можно диагностировать эксплуатационные характеристики зубчатых колес, валов и подшипников приводных агрегатов автомобилей с целью их улучшения.

Ключевые слова: зубчатая передача, подшипник, автомобиль, трансмиссия, раздаточная коробка, напряжение, прочность, усталость, напряженное состояние.

УДК 621.894

Способы повышения износостойкости и контактной выносливости зубчатых колес / П.В. Каплуи // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.67-75. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

Изложены результаты экспериментальных исследований износостойкости и контактной выносливости образцов из различных сталей после упрочнения методами термической обработки и ионного азотирования в водородных и безводородных средах, при трении качения с проскальзыванием. Отмечена важность влияния градиента свойств полученных композиций на эксплуатационные характеристики. Предложены способы повышения контактной выносливости и износостойкости зубчатых колес.

Ключевые слова: износостойкость, контактная выносливость, трение качения, проскальзывание.

УДК 621.833.22

Оценка влияния параметров зацепления конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями на их ресурс / А.В. Кузнецова, А.Н. Гнигтько, В.П. Онищенко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.75-79. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье проведена оценка влияния параметров зацепления конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями на их ресурс. Разработана методика прогнозирования ресурса конических зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями путем выбора рациональных параметров зацепления на основании моделирования изнашивания зубьев. Методика основывается на двух математических моделях: модели зацепления зубьев и имитационной численной модели изнашивания зубьев.

Ключевые слова: двояковыпукло-вогнутые зубья, износ, ресурс, коническая передача, модуль, число зубьев, контактные напряжения.

УДК 539.4.016: 621.831

Квалиметрический подход к оценке факторов, которые влияют на эксплуатацию зубчатых колес судовых редукторов / В.В. Курьяк, А.И. Химичева // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.80-87. – Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрен квалиметрический подход к исследованию факторов, которые влияют на эксплуатационный ресурс зубчатых колес судовых редукторов, узлов и агрегатов. Поставлена задача систематизации дефектов, выявленных в процессе ремонта зубчатых передач. Проанализированы технические причины, которые приводят к появлению характерных дефектов с целью определения рационально-эффективного применения различного типа укрепляющих средств. Также предложена методика удаления конденсата из зоны работы редуктора с помощью технического силикагеля.

Ключевые слова: долговечность, ресурс, зубчатые колеса, дефекты, анализ, систематизация информации, конденсат, осушение, силикагель.

УДК 621.833

Цилиндрическая эвольвентная передача с арочно-винтовыми зубьями / Р.А. Мацей, Томас Штеле, А.Г. Добринский, А.В. Ковра // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.88-95. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрено повышение нагрузочной способности цилиндрического эвольвентного зацепления с арочными зубьями за счет оптимизации геометро-кинематических и прочностных характеристик. Поставленная цель достигается за счет того, что вдоль ширины венца колеса арочная часть зуба, расположенная в средней части ширины венца, сопряжена с косозубыми полусверонами, что увеличивает толщину и прочность зубьев на торцах и снижает концентрацию контактных напряжений и виброактивность зацепления под действием внешней нагрузки.

Ключевые слова: цилиндрическая эвольвентная передача, арочные зубья, геометро-кинематические характеристики, нарезание зубьев пальцевой фрезой.

УДК 621.833

Усовершенствование редукторов производства ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект" / А.И. Мироненко, В.Е. Спицын, Е.А. Гамза, Д.В. Матвеевский, С.А. Дзятко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.95-100. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Представлены новые направления в проектировании, изготовлении и испытании зубчатых передач производства ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект". Приведены конструктивные особенности зубчатых зацеплений и других элементов редукторов. Показана модернизация редукторного производства высокоточным оборудованием и современными испытательными стендами. Возможности редукторного производства и квалификация его сотрудников дают возможность наладить производство зубчатых передач для любых отраслей промышленности Украины, а также выполнять большие объемы зарубежных заказов.

Ключевые слова: редуктор, зубчатые колеса, зубошлифовальные станки, испытательные стенды.

УДК 62-231.3:621.01

Исследование уровня акселерационного воздействия на тренажере-гексапode / А.С. Обайди // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.101-106. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Разработаны математические модели управления параметрами кинематики тренажера-гексапода на подвижном основании, имеющего восемь степеней свободы. Управление боевыми мобильными машинами весьма сложная и опасная операция, требующая принятия быстрых решений по удержанию курса и мгновенных реакций по изменению движения воздействием на органы управления. Поэтому имитация процесса управления мобильными машинами и приводными устройствами перемещений кабины тренажера является актуальной проблемой. Определены

уровни акселерационной нагрузки на экипаж, возникающие при движении по суше со сложным рельефом с осуществлением маневра.

Ключевые слова: динамическая платформа, модель, имитация, маневр.

УДК 621.833

Нелинейная контактная задача применительно к зацеплению прямых зубьев / А.П. Попов, Л.А. Попова, А.М. Медведовский, О.И. Савенков // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.107-112. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Впервые представлены результаты теоретических исследований контактной прочности традиционных зубчатых передач с прямыми зубьями с учётом нелинейной взаимосвязи между упругими перемещениями (деформациями) зубьев и возникающими при этом напряжениями. При этом определены зависимости максимальных контактных напряжений σ_H и полуширины b_0 прямоугольной площадки контакта. Показано, что величина напряжений σ_H в рассматриваемом случае несколько превышает таковую, имеющую место при отсутствии указанной нелинейности. В соответствии со сказанным величина b_0 , наоборот, несколько превышает аналогичную ширину, характерную для случаев отсутствия рассматриваемой нелинейности.

Ключевые слова: зубчатая передача, зубья, контакт, напряжения, нагрузочная способность.

УДК 621.833.07

Размерно-функциональный анализ силовых трехволновых зубчатых передач / А.Г. Приймаков, М.В. Маргулис., И.А. Кириченко, А.В. Устиненко, А.А. Грязев // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.113-120. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Современная тенденция в отечественном и мировом машиностроении – применение силовых трехволновых зубчатых передач с металлополимерными гибкими колесами. В статье на основе анализа специфики функционирования волновой зубчатой передачи под нагрузкой выявлено исходное (замыкающее) звено совокупности основных звеньев в плоскости волнового зацепления (генератор – волновое зацепление). Получены зависимости для расчёта составляющих его элементов, предельных значений и допуска. Определена радиальная осадка полимерного слоя МГК под нагрузкой.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, волновое зацепление, размерно-функциональный анализ, боковой зазор в зацеплении, расчёт бокового зазора, осадка полимерного слоя.

УДК 621.01(833)

Оптимизация динамических процессов электромеханических приводов машин по коэффициенту динамичности / Х.С. Самидов, А.Ф. Гасымов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.120-124. – Библиогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Работа посвящена оптимизации параметров динамической системы технологических машин. Базируясь на методах оптимизации по коэффициенту динамичности, разработаны и реализованы методики оптимизации динамических процессов технологических машин. Разработанные методики оптимизации динамических процессов машин позволяют: при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными, эксплуатационными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машины по заданным динамическими характеристиками и создать машины с наименьшими коэффициентами динамичности.

Ключевые слова: оптимальное проектирование, динамические процессы, технологические машины, вибрации.

УДК 621.833

Сравнение арочной передачи смешанного зацепления с традиционной по геометро-кинематическим показателям / П.Н. Ткач, О.А. Ревякина, О.Ю. Чалай // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.125-134. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье представлен профиль исходного контура обкатных арочных передач смешанного зацепления. Головка зуба шестерни и ножка зуба колеса образованы отрезком прямой, т.е. представляют собой традиционное квазизвольвентное зацепление. Ножка зуба шестерни и головка зуба колеса образованы кривой, полученной на основе синтеза по заданному значению приведенной кривизны. Приведена сравнительная оценка геометро-кинематических показателей таких передач с традиционными квазизвольвентными передачами.

Ключевые слова: арочная передача, смешанное зацепление, квазизвольвентные передачи, показатели работоспособности, приведенная кривизна.

УДК 621.825.(075.8)

Анализ напряженно-деформированного состояния опорно-поворотного устройства автомобильных кранов с учетом жесткости опор / В.В. Федик, В.А. Малащенко, О.В. Ланец // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.135-139. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрено напряженно-деформированное состояние основных деталей опорно-поворотного устройства автомобильных кранов с учетом жесткостных характеристик зубчатого венца и полуобоймы по методу конечных элементов. Установлены закономерности распределения контактных напряжений на торцах роликов и по их длине. Выявлено наличие двух зон с максимальными контактными напряжениями и уменьшение его величины на основной контактной линии. Установлено, что неравномерность нагрузки ролика соответствует условиям равновесия, поскольку равнодействующая сила от действия давления на обеих его сторонах будет одинакова, но в результате вращения ролика вокруг своей оси пиковые нагрузки несколько увеличиваются по отношению к таким, которые возникают на другой его стороне.

Ключевые слова: автокраны, опорно-поворотные устройства, контактные напряжения.

УДК 531.3+621.313.32

Динамика двухдвигательных приводов с гидропневмобаллонными муфтами / А.В. Христенко, Б.В. Виноградов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.140-145. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассмотрены двухдвигательные приводы, содержащие муфты с резинокордными оболочками, которые сообщены между собой общим трубопроводом. Приведены схемы муфт, предназначенные для передачи крутящих моментов 509кН·м и 814кН·м, а также аналитические выражения их упруговязких характеристик. В качестве примера рассмотрена динамика синхронного двухдвигательного привода, с гидропневмобаллонными муфтами. Установлено, что применение таких приводов позволяет равномерно распределить статические и динамические нагрузки между линиями передач каждого двигателя и ограничить их максимальную величину в резонансном режиме до безопасной величины.

Ключевые слова: двухдвигательный привод, резинокордные оболочки, упругие муфты, распределение нагрузки.

УДК 621.833.6

Условия прочности и оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции простого планетарного механизма типа А1 / А.В. Шехов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №35(1144). – С.145-157. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассмотрена методика оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции простого планетарного механизма типа А1 с учетом различных условий прочности. Методика основана на исследовании экстремальных свойств целевых функций аналога массы и коэффициента несущей способности конструкции механизма. Целевые функции задают как функции передаточного отношения механизма и параметров его конструкции. В качестве параметров конструкции механизма принимают число сателлитов, коэффициент приведения массы эпицикла, число зубьев центрального подвижного зубчатого колеса и коэффициент параметров прочности внешнего зубчатого зацепления. Аналог массы конструкции механизма определяют для трех условий прочности внешнего зубчатого зацепления – контактной, изгибной, контактной и изгибной равнопрочности.

Ключевые слова: простой планетарный механизм типа А1, условия прочности, несущая способность, конструкция оптимальная по массе, аналог массы, контактная и изгибная равнопрочность.

ABSTRACTS

Memories of the outstanding Ukrainian scientist and teacher professor Zablonsky Konstantin Ivanovich / S.S. Gutyrya, B.V. Motulko, V.P. Yaglinsky etc. // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.4-10. – ISSN 2079-0791.

The biographic sketch about a vital and front way, study and labor achievements of the famous Ukrainian scientist, teacher, long-term head of the well known in the scientific world Odessa's school of mechanics and details of machines, the rector of the Odessa polytechnic institute (1969-1985), the prof. K.I. Zablonsky, written by his pupils and colleagues, to the 100 anniversary since the birth of the Teacher, is presented. Professor Zablonsky is the author of known scientific works in the field of rigidity, load

ability and improvement of designs of gearings, and also textbooks on such basic engineering and mechanical disciplines as "The Theory of mechanisms and machines", "Machines elements", "Applied mechanics", "Bases of design of machines", "Design of units and mechanisms of devices". Professor Zablonsky – the author of 430 scientific works, including 11 monographs and 25 inventions. As the research supervisor and the consultant prepared 48 Doctors of Engineering and 5 Doctors of Science. The course of life of the professor K.I. Zablonsky is a remarkable example of continuous study, persistent search of scientific knowledge, honest dedicated work in interests of the Homeland, the charged work, institute and chair, colleagues and pupils, a family and friends.

Keywords: machines elements, gears, rational design of machines, biographic sketch.

The synthesis of modern involute spur gears in the course "Applied Mechanics" / D.T. Babichev, A.I. Smovzh, A.V. Krivosheya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.10-19. – Bibliog.: 9. – ISSN 2079-0791.

The technique of computer design of spur gears in the transition from single-pair to two-pair linkage is stated. While the case shaped parts, shafts and mounting surfaces remain invariable. The non-standard initial contour having parameters $h_a^* = 1.25$, $c_s^* = 0.20$, $\alpha = 20^\circ$ was used in a technique basis. Quality of the designed gears is estimated by two criteria along all line of linkage: level of contact voltages according to Hertz and intensity of abrasive damage of teeth (coefficient of specific sliding). We created two diagrams for quickly to estimate prospects of replacement of single-pair engagement by the two-pair. The first diagram concerns dependence of overlap factor ε of the projected gear with $\varepsilon < 2$ on numbers of teeth z_1 and z_2 of initial gear with $\varepsilon > 2$. The second diagram concerns quantitative assessment of increase of rated power P_1 of gear upon transition from the optimized single-pair engagement to not optimized two-pair engagement (depending on a combination of numbers of teeth z_1 and z_2 in initial gear). We gave examples of synthesis of 4 transfers: having the same sizes, but different loading capacity: two to overlap factor $\varepsilon < 2$ and two with $\varepsilon > 2$. The article, technique of synthesis and the developed program and methodical providing are focused on ordinary engineers, technicians and students.

Keywords: cylindrical gear, multi-engagement.

Research methodology the noise characteristics for spur gear / V.A. Berezhniov, N.V. Matyushenko, A.V. Fedchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.19-22. – Bibliog.: 4. – ISSN 2079-0791.

The method of experimental research of noise is examined for involute spur gears. Actuality of decision of this task is proposed. Basic concepts and standards, necessary for the lead through of experimental researches, are considered. Short-story description of different types of noises is given depending on the type of his source. Basic noise descriptions of transmission are studied: level of voice pressure, intensity of sound and acoustic power of source. The basic base moments of experimental method are selected. Basic methods over of determination of acoustic power of machine are brought. The method of research of noise of reducing gear gets out and its substantive provisions over are brought. The terms of measuring of levels of voice pressure and sound-levels are considered in a reducing gear by sound level meter. The chart of measuring of acoustic power of source of noise is represented round a reducing gear. Conclusions over and list of literature are given.

Keywords: involute spur gearing, noise characteristics, experimental methodology, sound power, sound pressure, sound intensity.

The rational design of two-stage cylindrical gear reducers taking into account level of gears tension / O.V. Bondarenko, O.V. Ustynenko, V.I. Serykov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.23-27. – Bibliog.: 7. – ISSN 2079-0791.

The article is devoted to the problem of the rational design of widespread of two-stage cylindrical gear reducers taking into account level of tension gears. It deals with questions the search of an optimal rational geometric parameters that satisfy certain criteria. All the complexity of the design and the relationships between parameters, make it impossible for them without the use of mathematical optimization approaches. Using the well-known pseudo-random-up method *LPr*-search with the author's modification to avoid problems associated with discrete and number of parameters. To solve this problem, was shaped formulation and set the limits on the variable planning, and afterwards registered criteria and chosen approach. An objective functions and limits on the variable planning taking into account level of tension gears are written. Elaboration method and algorithm for solving the problem, taking into account the level of tension gears for "bending" and "contact". Test calculations for two-stage cylindrical gear reducer carried out. This calculations are indicate the correctness of the proposed approach.

Keywords: design, gear, criteria, objective function, rational parameters, algorithm, *LPr*-search, intensity.

Shaping simulation and screw gear performance assessment / N.I. Velichko, P.L. Nosko, D.N. Marchenko, P.V. Fil // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.28-32. – Bibliog.: 2. – ISSN 2079-0791.

This article describes the developing of a generalized mathematical model of gears composed of cylindrical gearwheels. The mating surfaces of the wheels are described as envelopes of a rack-type tool with parametric specification of the rack tooth profile. The developed model allows to investigate the operational engagement of approximate hyperboloid gears obtained from using hard incongruity pairs of a rack tooth profile for gears and wheels. The influence of the contact localization degree on the current status of active lines is investigated; the numerical analysis of the helical gears performance criteria with different geometry of a generating rack profile is performed; practical recommendations on the choice of the circular profile parameters are provided. Research results have confirmed the benefits of the original circular contour, optimal (from the standpoint of smoothness and load capacity) is $\rho_1 = (8 \dots 10)m$, the degree of localization contact $k_f = 0,8 \dots 0,9$.

Keywords: basic profile, machine engagement, screw gear

Methodology of realization the exporting data, visualization and the formation of 3D-model of the mechanism in a specialized system of calculating / V.V. Vlach // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.33-37. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

The article deals with the ways in which formed mechanisms visualization and data transmission is performed from specialized software environment in AutoCAD. Featured software was created in the Embarcadero Rad Studio Delphi with methods of object-oriented programming. It is largely made it possible to implement-export the kinematic scheme of mechanism and create program code AutoLISP language, describing the three-dimensional model. Functions of the program include the possibility to research mechanisms in other systems. Program provides export of data in office applications Word and Excel and in automated design system AutoCAD. Export data in Word and Excel enables you to receive standard documents and tabular data for detailed analysis mechanism. Also this program has possible to implement exporting the kinematic scheme of mechanism and create program code AutoLISP language, which describing the 3D-model.

Keywords: Delphi, object-oriented programming, AutoLISP, AutoCAD, 3D-model.

Vibration condition monitoring of gearing gears in the process of running-in of gear wheels / S.A. Gavrilov, N.N. Ishin, A.M. Goman, A.S. Skorokhodov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.38-46. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2079-0791.

The principles and features of vibration diagnostics of the motor-wheels reducers of dump trucks BELAZ to the stage of running-in. Developed basic methods of assessing the quality of manufacture and the vibration monitoring of gearboxes. The results of the methods of grading in terms of their plant running and recommendations on the assessment of the quality of manufacture. As an integral evaluation criterion assembly of the motor-wheels reducers can serve as RMS value of vibration acceleration in the frequency range 3-100Hz and amplitude of the vibrations on the back of the frequency of the torsion shaft. It is recommended to evaluate the manufacturing quality of the motor-wheels reducers as: Satisfactory – for registration on the permissible levels of amplitude characteristic frequencies and recorded a minimum decrease RMS at one pair of controllable parameters for running; Permissible – in identifying trends reduce vibration amplitudes within the prescribed period of his break-in with an additional increase of 30-45min; Unsatisfactory – in excess of the individual amplitude spectra recorded at characteristic frequencies, more than 20% compared to the reference and the absence of the tendency to reduce them, and reduce the RMS for a double period running from under.

Keywords: gear, running-in, vibration condition monitoring, quality control.

Forms and criterion of connectivity of fluctuations of a planetary wheel gearbox / S.S. Guttyra, V.P. Yaglinsky, A.N. Chanchyn // Bulletin NTU "KhPI". Series: Problems of the mechanical drive – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.47-55 – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

On the basis of the developed model of definition of a range of the main frequencies of the planetary wheel gearbox (PWG) forms of fluctuations are defined, elastic communications between the partial systems are investigated. Between partial systems there is a constant interrelation in the form of an exchange of kinetic energy of fluctuations. Three characteristic partial systems (sun, carrier, epicycle) are allocated and investigated, charts of coherence of fluctuations the partial systems of PWG are constructed. Decrease of the first two main frequencies at increase in number of satellites is established, and also in the presence of a crack in an epicycle. The highest frequencies practically don't change. Reduction of torsional rigidity of an epicycle owing to development of a fatigue crack leads to decrease of the first main frequency of PWG twice. Increase of rigidity of support of planets reduces criterion of connectivity of fluctuations forward the partial systems of planets with rotary that promotes weakening of elastic communication between partial systems of PWG. Similar, but considerably reduction of a corner of gearing has smaller impact. Recommendations about weakening of elastic communication between the partial systems of PWG are proved.

Keywords: model of oscillatory system, range of the main frequencies, partial systems, energy of

fluctuations.

Gear box vibrokinematicometry / V.N. Zhuravlev, A.B. Yedjnovich, A.V. Papchenkov, A.V. Korneychuk // Bulletin of "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.56-60. – Bibliogr.: 5 – ISSN 2079-0791.

The task of vibration diagnostic of gear box, particularly gas-turbine engine gear box is decided. A mathematical model the parameters of that are sensible to the size of tooth linear deformation and tooth speed in the process of flowage is worked out and approved. The mathematics model was verified by analysis of the horizon transverse vibrometr sensor data on primary gear frequency of the turboshaft engine TV3 – 117VMA – SBM1. The results of experimental researches allow to forecast adequacy of mathematical model not worse 0,9. The model calculation algorithm software processes data of the regular gearbox vibrometers. This software can supplement the next generation onboard diagnostic systems for engine operation on condition. The software that implements the algorithm for calculating the model works with regular vibration sensor signal housing GTE and may complement the on-board (or bench) automatic analysis system technical condition of gears GTE fifth and sixth generations.

Keywords: gear, mathematical model, vibration diagnostic.

Analysis of ways of improving the performance of the elements of power transmission units of vehicles PJSC "AutoKRAZ" / R.O. Kaidalov, C.V. Dun, P.N. Kalinin // Bulletin of NTU "KHPI". Series: Problems of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.61-66. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

The paper presents the results of the evaluation of operating characteristics of the basic elements of drive units of vehicles. As the object of the study examined the elements of the transfer box car KrAZ-6322 (leading gear wheel leading of the shaft and the bearings of the drive shaft) when you work the box in the lower and higher modes of transmission and the eight modes of operation for the transmission. The analysis of the tensions of the investigated elements of the transfer box and the conclusions about their potential for increasing the saturation of the car and increase mileage up to the regulated deadlines. It is noted that the accuracy of the estimation of reserves depends, in part, on the accuracy of the assignment of the modes of operation of the transmission of the car. It is shown that, using the developed software package, you can conduct rapid diagnostic performance of gears, shafts and bearings of drive units of vehicles with a view to their further improvement.

Keywords: gear, bearing, car, transmission, transfer case, stress, strength, fatigue.

Methods improve the wear resistance and contact fatigue of gear wheels / P.V. Kaplun // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.67-75. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0791.

The article lays out the results of experimental research of wear resistance and contact endurance of various steel specimens after hardening with heat treatment methods and ion nitriding in hydrogen and hydrogen-free media at combined rolling and sliding friction. The article distinguishes the importance of the influence of properties gradient of received compositions on the performance of the materials operating in rolling and combined rolling and sliding friction conditions. The article points to the need to achieve a minimum reduction of properties gradient in coating depth. The article emphasizes the role of residual compressive stress occurring in the coatings after ion nitriding. Research data on ion nitriding in hydrogen bearing and hydrogen-free media were provided. The analysis of the influence of aggressive media at friction pairs operation was performed. Data on comparative research of steels with different alloy degree were provided. The article offers the ways of increasing the contact endurance and durability of gear wheels.

Keywords: wear, contact fatigue, rolling friction, slippage.

Influence estimation of engagement parameters of bevel gears with biconvex-concave teeth on their resource / A. Kuznetsova, A. Gnitko, V. Onishchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.75-79. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Influence estimation of engagement parameters of bevel gears with biconvex-concave teeth on their resource was carried out in this article. Resource prognostication method of bevel gears with biconvex-concave teeth is developed. Resource prognostication is carried out by selecting gear rational parameters based on the modeling of teeth wear. The method is based on the two mathematical models: the model of teeth engagement and the numerical model simulation of teeth wear. The fact that the change of profile shape of biconvex-concave teeth work surfaces has effect on the value of geometric, kinematic and loading parameters was taken into account during wear modeling, which improves the accuracy of wear calculations. The software was developed for wear and resource prognostication of bevel gears with biconvex-concave teeth taking into account initial profile curvature of the teeth working surface after each cycle of stress changes.

Keywords: biconvex-concave teeth, wear, resource, bevel gear, module, number of teeth, contact

stresses.

Qualimetric approach to assessing the factors that affect the operation of cogwheels of ship reducers / V.V. Kuryljak, G.I. Himicheva // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.80-87. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2079-0791.

In the article qualimetric approach to the study of factors that influence the life of ship reducers, components and assemblies was considered. The task of systematization and analysis of defects discovered during repair of ship reducers was set. Technical reasons that lead to the appearance of the characteristic defects with aim of determining rational effective use of various types of tonics were analyzed in the article. The most common reasons that lead to reduction of reducers working life, namely their gear transmissions were mentioned. Also the technique of removing condensate from the area of gear by means of technical silica gel was proposed. The desire to increase the mechanized gear durability court-MIB by further increasing demands for precision geometric were little affective combination of parts, as well as leads to substantial growth of technological difficulties and costs of production. Application of new but high-strength materials for the manufacture of critical parts for judicial mechanisms though it promotes growth static strength, but at the same time accompanied by a significant increase of the cost of technological products.

Keywords: durability, resource, gears, defects, analysis, condensate, drainage, silica gel.

Cylindrical involute gear with arched-spiral teeth / R.A. Matsey, A.V. Kovra // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.88-95. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

It was considered in this article the increasing of the loading ability of the cylindrical involute hooking with the arched points due to the optimization of the geometrical-kinematic characteristics. The assigned aim is achieved due to the fact that along the width of the wheel's crown the arched part of the tooth, locating in the middle of the wheel's crown, attends with helical-half chevrons, that allow to increase the axial contact ratio of the gear drive and the teeth thickness on butt ends towards the action of the distributed contact load. In that connection, that wheels cut with the involute end mill, the shape's and sizes' optimization of the heel pattern achieve due to modification arched teeth, that decrease contact's stress concentration and vibroactivity gearing under the influence of the external load, that essentially influence on the increase transmission's resources. The authenticity has been confirmed by theoretical studies on the technology and the experimental phase of the research project.

Keywords: geometrical-kinematic characteristics.

SE GTRPC "Zorya"- "Mashproekt" Gear Boxes Improvement / A.I. Mironenko, V.E. Spitsyn, E.A. Gamza, D.V. Matveevskiy, S.A. Dzyatko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.95-100. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

The article presents the new directions in the design, manufacture and testing of gearing production "Zorya"- "Mashproekt." Constructive features of gears and other elements of gear. In order to reduce weight and size and improve the performance gears and bearings designers created a series of original, multi-threaded cylindrical and bevel gears, schematics which are protected by patents of the USSR and Ukraine. It is shown that the modernization of the production of high-precision equipment gear. For example, the manufacture of cylindrical gears with the help of German machine Gleason-PFAUTER really reached the fourth degree of accuracy. Noting the existence of modern test stands: made conical and cylindrical gears up to 10...12MW are being tested at the stands with closed loop circulating load using hydraulic and mechanical loading devices of its own production. Gear production capabilities and qualifications of its staff allow to establish production of gears for all industries of Ukraine, as well as to carry out large volumes of overseas orders.

Keywords: gear box, gear wheels, gear tooth grinding machines, test benches.

Research of the accelerations level of influence on exercise machine-hexapod / A.S. Obaydi // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.101-106. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

Mathematical models of management of the exercise machine-hexapod of kinematics parameters on the mobile basis having eight degrees of freedom are developed. Expansion of a working zone of the exercise machine- hexapod is received by application of the offered design with highly forced reloading ability of engines that promotes imitation of the movement of mobile machine with a difficult relief by land at working off of standard conditions of maneuvering. Control of fighting mobile vehicles is very difficult and dangerous operation demanding adoption of fast decisions on deduction of a course and instant reactions on movement change by impact on governing bodies. Therefore imitation of process of management of mobile machine and actuating units of movements of a cabin of the exercise machine is an actual problem. The levels of accelerations load of crew arising at the movement by land with a difficult relief with maneuver implementation are determined. Results of researches testify that levels of impacts

on crew corresponds to the level of possible influences (to 60dB) at implementation of standard maneuvers of mobile machine and promote acquisition of skills of driving in extreme conditions.

Keywords: dynamic platform, model, imitation, maneuver.

Non-linear contact problem conformably to straight tooth system / A.P. Popov, L.A. Popova, A.M. Medvedovskiy, O.I. Savenkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.107-112. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0791.

Contact strength of teeth is one of the main criteria working capacity of gears. Calculation of gearing on the contact strength is carried out by a well-known formula of Hertz in relation to the model of contact between two elastic compression cylinders with radii and $\rho_1 \rho_2$ at the pitch and involves determining the maximum contact stress. For the first time the results of theoretical analysis's of contact strength of traditional gearings with the straight teeth taking into account non-linear correlation between elastic displacements (deformations) of teeth and arising stresses have been presented. By that the dependences of the maximum contact stresses σ_H and the semi width b_0 of the right-angled contact area have been determined. His shown that the value of stresses σ_H in this case slightly exceeds the value taking place in the absence of non-linearity. In accordance with stated above b_0 on the contrary slightly exceeds the analogous width which is typical for the cases of absence of the abovementioned non-linearity.

Keywords: gearing, teeth, contact, stresses, load capacity.

Size-functional analysis of the power three-wave gearings / A.G. Priymakov, M.V. Margulis, I.A. Kirichenko, A.V. Ustinenko, A.A. Grjazev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.113-120. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

The current trend in the Ukrainian and worldwide engineering – the use of three-wave power gears with metal-polymer flexible wheels. In the article on the basis of analysis of specific of functioning of the wave gearings the initial (locking) link of aggregate of basic links is on-loading exposed in plane wave hooking (a generator is the wave hooking). For the developed wave transmissions with the intermediate bodies of wobbling it is expedient to execute a size-functional analysis taking into account the specific of their functioning. The methodical going is resulted near the exposure of initial (locking) link at the size-functional analysis of the power wave gearings. Calculation dependences are got for determination of maximum values and admittance of initial (locking) link of aggregate of basic links of the wave gearings, determining necessary exactness and labour intensiveness of their making. The radial sinking of polymeric layer of metal-polymer flexible wheels is certain on-loading.

Keywords: the wave gearing, wave hooking, size-functional analysis, sidelash is in hooking, calculation of sidelash, sinking of polymeric layer.

Optimization of dynamic processes in electromechanical machines drives by dynamicity coefficient / H.S. Samidov, A.F. Gasyimov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.120-124. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

The work is dedicated to the optimization of parameters of the dynamic system of technological machines. Mathematical model for three-mass dynamic model of electromechanical system designed. Based on the methods of optimization of dynamic factor, a technique of optimization of dynamic processes of technological machines are designed and implemented. The developed techniques to optimize the dynamic processes of the machine allows: using simple analytical expressions to establish a link between design, performance and dynamic characteristics of the machine designed to predict the expected level of vibration of the machine to carry out the synthesis of specified dynamic characteristics and create a machine with the least dynamic factor. Case studies of optimization of dynamic processes in machines made. As a result of optimization of electromechanical parameters of pipe milling machines had been significantly reduced in the elastic systems values of dynamicity coefficients.

Keywords: optimal design, dynamic processes, technological machines, vibration.

Arch gears of mixed meshing compare with the traditional one by geometry and kinematic indicators / P.N. Tkach, O.A. Revyakina, E.Yu. Chalaya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.125-134. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

The article presents the initial contour's profile of arch gear of mixed meshing. The addendum of pinion's tooth and dedendum of gear's tooth are formed by a line segment, i.e. it creates a traditional quasi-involute meshing. The addendum of gear's tooth and dedendum of pinion's tooth are formed by curve which obtained by the synthesis of the given reduced curvature. The method of synthesis is presented; the geometric and kinematic indicators of working capacity are defined. The comparative evaluation of such transmissions' indicators with the tradition quasi-involute ones is presented. It showed that at the boundaries of the pressure line the most of mixed meshing's indicators values are higher than the uncorrected traditional in 1,14...6,23 times. The numbers of the pinion's and gear's teeth is 18 and 90. The

maximum effect of the mixed meshing's application occurs at the base of the pinion's tooth. This is due to the fact that the number of teeth is close to the minimum conditions for the absence of undercutting. Therefore, the greatest effect of the mixed engagement is expected in the gears with a minimum number of teeth.

Keywords: arch gear, mixed meshing, quasi-involute transmission, indicators of working capacity, reduced curvature.

The analysis of stress-strain state of automobile crane supporting-turning device with taking into account inflexibility of supports / V.V. Fedyk, V.O. Malashenko, O.V. Lanets // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.135-139. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0791.

In the article the stress-strain state of the main parts of the supporting rotary crane trucks considering stiffness characteristics of ring gear by finite element method. Analysis of stress-strain state for rollers taking into account of real parameters for basic elements executed, such as rigidity of the Rings and geometry of location rollers on treadmills. The regularities of distribution of contact stresses at the ends of rollers and their length. Revealed the presence of two zones of maximum contact stresses and reduce its size in the main contact line. Established that the uneven load roller meets the conditions of equilibrium because of the resultant force of pressure on both of its sides is the same, but the rotation of the roller about its axis peak slightly increased relative to those arising in another of his side. The obtained results in the paper can be the main base for further research supporting-turning devices crane trucks, excavator s and other handling machines.

Keywords: cranes, supporting-turning device, contact stress.

The dynamic of dual pinion drive system with Flexible rubber-cord shell couplings / A. Khristenko, B. Vinogradov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.140-145. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

In present article the dual pinion drive system with flexible rubber-cord shell couplings is considered. Considered couplings are interconnected by hose. The flexible couplings sketches, which are designed for torsion torque transmission 509kN·m to 814kN·m, and their visco-elastic characteristic formula are adduced. It is shown, that in mechanical systems of ball mill dual pinion drives the forced oscillations can excite. The forced oscillations caused by the accumulated error in the teeth pitch. As an example, the dynamics of the ball mill dual pinion drive with flexible rubber-cord shell couplings is shown. The equivalent dynamic diagram and forced oscillation equations of a synchronous dual pinion drives consists of rubber-cord shell couplings are adduced. The amplitude-frequency characteristics of the motors and couplings moment of elasticity are adduced. It is shown that the application of considered couplings enables to distribute the static and dynamic load between transmissions of each motors uniformly. It also enables to reduce the dynamic impact and resonant load.

Keywords: dual pinion drive, rubber-cord shell, flexible couplings, load sharing.

Terms of strength and estimation of the loading ability of optimal on mass construction of simple planetary mechanism of type AI / A.V. Shehov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №35(1144). – P.145-157. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

The method of finding of the loading ability of the mass optimal construction of simple planetary mechanism of type AI from conditions of different strength is considered. A method is based on research of extreme properties of objective functions of analogue of mass and coefficient of the loading ability of construction of mechanism. Objective functions set as functions of transmission relation of mechanism and parameters of his construction. As parameters of construction of mechanism accept the number of satellites, coefficient of bringing mass over of epicycle, number of teeth of central mobile gear-wheel and coefficient of parameters of strength of the external gearing. The analogue of mass of construction of mechanism is determined for three terms of strength of the external gearing – contact, flexural, contact and flexural strength balances.

Keywords: simple planetary mechanism of type AI, conditions of strength, loading ability, optimal construction of the mass, analog of the mass, contact and flexural strength balances.

Гутиря С.С., Мотулько Б.В., Яглинский В.П., Моргун Б.А., Хихловский А.Б. Памяти выдающегося украинского ученого и педагога, профессора Заблонского Константина Ивановича	4
Бабичев Д.Т., Смовж А.И., Кривошея А.В. Синтез современных цилиндрических прямозубых эвольвентных передач в курсе "Прикладная механика"	10
Бережной В.А., Матюшенко Н.В., Федченко А.В. Методика исследования шумовых характеристик для эвольвентного прямозубого зацепления.	19
Бондаренко О.В., Устиненко О.В., Сериков В.И. Рациональне проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів з урахуванням рівня напруженості зачеплень	23
Величко Н.И., Носко П.Л., Марченко Д.Н., Филь П.В. Моделирование формообразования и оценка работоспособности винтовых передач	28
Влах В.В. Методологія реалізації експорту даних, візуалізації та формування 3D-моделі механізму у спеціалізованій розрахунковій системі	33
Гаврилов С.А., Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С. Вибромониторинг зубчатых колес редукторов в процессе приработки	38
Гутиря С.С., Яглинский В.П., Чанчин А.М. Форми і критерій пов'язаності коливань планетарного колісного редуктора.....	47
Журавлёв В.Н., Единович А.Б., Папчёнков А.В., Корнейчук А.В. Виброкинematометрия зубчатых передач	56
Кайдалов Р.О., Дунь В.С., Калинин П.Н. Анализ путей улучшения эксплуатационных характеристик элементов приводных агрегатов автомобилей повышенной проходимости ПАО "АвтоКРАЗ"	61
Каплун П.В. Способы повышения износостойкости и контактной выносливости зубчатых колёс.....	67
Кузнецова А.В., Гнисько А.Н., Онищенко В.П. Оценка влияния параметров зацепления конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями на их ресурс	75
Куриляк В.В., Хімичева Г.І. Кваліметричний підхід до оцінки факторів, які впливають на експлуатацію зубчатих коліс судових редукторів	80
Мацей Р.А., Томас Штеле, Добринский А.Г., Ковра А.В. Цилиндрическая эвольвентная передача с арочно-винтовыми зубьями.....	88
Мироненко А.И., Спицын В.Е., Гамза Е.А., Матвеевский Д.В., Дзятко С.А. Усовершенствование редукторов производства ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект"	95
Обайди А.С. Исследование уровня акселерационного воздействия на тренажере-гексаподе	101

Попов А.П., Попова Л.А., Медведевский А.М., Савенков О.И. Нелинейная контактная задача применительно к зацеплению прямых зубьев.....	107
Приймаков А.Г., Маргулис М.В., Кириченко И.А., Устиненко А.В., Грязев А.А. Размерно-функциональный анализ силовых трехволновых зубчатых передач.....	113
Самидов Х.С., Гасымов А.Ф. Оптимизация динамических процессов электромеханических приводов машин по коэффициенту динамичности.....	120
Ткач П.Н., Ревякина О.А., Чалая Е.Ю. Сравнение арочной передачи смешанного зацепления с традиционной по геометро-кинематическим показателям.....	125
Федик В.В., Малащенко В.О., Ланець О.В. Аналіз напружено-деформованого стану опорно-поворотного пристрою автокранів з урахуванням жорсткості опор.....	135
Христенко А.В., Виноградов Б.В. Динамика двухдвигательных приводов с гидropневмобаллонными муфтами.....	140
Шехов А.В. Условия прочности и оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции простого планетарного механизма типа АІ.....	145
Реферати	158
Рефераты	163
Abstracts	168

CONTENTS

Gutyrya S.S., Motulko B.V., Yaglinsky V.P. etc. Memories of the outstanding Ukrainian scientist and teacher professor Zablonsky Konstantin Ivanovich.....	4
Babichev D.T., Smovzh A.I., Krivosheya A.V. The synthesis of modern involute spur gears in the course "Applied Mechanics".....	10
Berezhnoy V.A., Matyushenko N.V., Fedchenko A.V. Research methodology the noise characteristics for spur gear.....	19
Bondarenko O.V., Ustynenko O.V., Serykov V.I. The rational design of two-stage cylindrical gear reducers taking into account level of gears tension.....	23
Velichko N.I., Nosko P.L., Marchenko D.N., Fil P.V. Shaping simulation and screw gear performance assessment.....	28
Vlakh V.V. Methodology of realisation the exporting data, visualization and the formation of 3D-model of the mechanism in a specialized system of calculating....	33
Gavrilov S.A., Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S. Vibration condition monitoring of gearing gears in the process of running-in of gear wheels....	38
Gutyrya S.S., Yaglinsky V.P., Chanchyn A.N. Forms and criterion of connectivity of fluctuations of a planetary wheel gearbox.....	47
Zhuravlev V.N., Yedjnovich A.B., Papchenkov A.V., Korneychuk A.V. Gear box vibrokinematicometry.....	56
Kaidalov R.O., Dun C.V., Kalinin P.N. Analysis of ways of improving the performance of the elements of power transmission units of vehicles PJSC "AutoKpAZ".....	61
Kaplun P.V. Methods improve the wear resistance and contact fatigue of gear wheels.....	67
Kuznetsova A.V., Gnitko A.N., Onishchenko V.P. Influence estimation of engagement parameters of bevel gears with biconvex-concave teeth on their resource.....	75
Kuryljak V.V., Himicheva G.I. Qualimetric approach to assessing the factors that affect the operation of cogwheels of ship reducers.....	80
Matsey R.A., Kovra A.V. Cylindrical involute gear with arched-spiral teeth.....	88
Mironenko A.I., Spitsyn V.E., Gamza E.A., Matveevskiy D.V., Dzyatko S.A. SE GTRPC "Zorya"- "Mashproekt" Gear Boxes Improvement.....	95
Obaydi A.S. Research of the accelerations level of influence on exercise machine-hexapod.....	101
Popov A.P., Popova L.A., Medvedovskiy A.M., Savenkov O.I. Non-linear contact problem conformably to straight tooth system.....	107
Priymakov A.G., Margulis M.V., Kirichenko I.A., Ustinenko A.V., Grjazev A.A. Size-functional analysis of the power three-wave gearings.....	113

<i>Samidov H.S., Gasymov A.F.</i> Optimization of dynamic processes in electromechanical machines drives by dynamicity coefficient	120
<i>Tkach P.N., Revyakina O.A., Chalaya E.Yu.</i> Arch gears of mixed meshing compare with the traditional one by geometry and kinematic indicators	125
<i>Fedyk V.V., Malashenko V.O., Lanets O.V.</i> The analysis of stress-strain state of automobile crane supporting-turning device with taking into account inflexibility of supports.....	135
<i>Khristenko A.V., Vinogradov B.V.</i> The dynamic of dual pinion drive system with Flexible rubber-cord shell couplings	140
<i>Shehov A.V.</i> Terms of strength and estimation of the loading ability of optimal on mass construction of simple planetary mechanism of type \overline{AI}	145
Abstracts	168

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"**

Збірник наукових праць

Серія:
ПРОБЛЕМИ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

№ 35 (1144) ' 2015

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М.А. Ткачук

Технічний редактор канд. техн. наук, доц. О.В. Устиненко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

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-sapr.org

Обл.-вид № 34-15

Підп. до друку 28.07.2015р. Формат 60×90/16. Папір офісний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,8.
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, віл Фрунзе, 21

Надруковано ТОВ "ПЛАНЕТА-ПРИНТ"
Свідоцтво №24800170000040432 від 21.03.2001р.
61024, Харків, вул. Фрунзе, 16

ДЛЯ ЗАМЕТОК