



ISSN 2079-0791
25' 2017

ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Харків

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"

Серія: Проблеми механічного приводу

№ 25 (1247) 2017

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ "ХПІ", 2017

Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ". – 2017. – № 25 (1247). – 178 с.

Державне видання

**Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року**

Мова статей – українська, російська, англійська.

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 рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

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 48-ї міжнародної науково-технічної конференції "Проблеми якості і довговічності зубчастих передач та механічного приводу" ЗП-2017.

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. Є. 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. Єпіфанов, 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. 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.;
М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Заст. відповідального редактора: О. В. Устиненко, канд. техн. наук, доц., с.н.с.

Відповідальний секретар: О. В. Бондаренко, канд. техн. наук.

Члени редколегії: К. Б. Арнаудов, д-р техн. наук, проф.; Д. Т. Бабічев, д-р техн. наук, проф.;

М. Бошанські, д-р філософії, 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.;

Г. І. Львов, д-р техн. наук, проф.; П. Л. Носко, д-р техн. наук, проф.;

Х. С. Самідов, д-р техн. наук, проф.; В. Є. Старжинський, д-р техн. наук, с.н.с.;

В. М. Стрельников, д-р техн. наук, проф.; М. Е. Тернюк, д-р техн. наук, проф.

*Вісник Національного технічного університету "ХПІ", серія "Проблеми механічного приводу", індексується в наукометричних базах **WorldCat** і **Google Scholar** і включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ".

Протокол № 7 від 07 липня 2017 р.

**80 ЛЕТ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, ПРОФЕССОРА
САМИДОВА ХАЛИЛА САМИДОВИЧА**

20 ноября 2017 года исполняется 80 лет со дня рождения доктору технических наук, профессору *Самидову Халилу Самидовичу*.

В 1959 году он закончил факультет механики Азербайджанского Политехнического института.

В 1959–61 гг. работал в Специальном Конструкторском Бюро на должности инженера-конструктора II-ой степени. В течение первых 6 месяцев работы Самидов Х. С. проектировал новый автоматический аппарат типа "Датчик-дозатор", используемый в космических кораблях и реактивных летательных аппаратах, за это был обеспечен квартирой в Баку за счет Министерства обороны СССР.

В 1961–64 гг. учился заочно в аспирантуре Института Машиноведения Академии Наук СССР в Москве. Научным консультантом и научным руководителем в годы учебы в аспирантуре Самидов Х. С. были академик Иван Иванович Артоболевский и д.т.н. Арон Ефимович Кобринский.

В 1965–75 гг. работал старшим преподавателем в Азербайджанском политехническом институте на кафедре "Детали машин и ТММ".

С 1975 г. по настоящее время работает в Азербайджанском Архитектурно-строительном университете.

В 1967 г. стал кандидатом технических наук. В 1985 г. стал доктором технических наук.

С 1968 г. он доцент, а в 1988 г. получил звание профессора.

Самидов Х. С. в 1988–96 гг. работал зав. кафедрой "Инженерная графика" Азербайджанского Архитектурно-строительного университета, в 1999–2015 гг. зав. кафедрой "Металловедение и механика машин" Азербайджанского Архитектурно-строительного университета.

Профессор Самидов Х. С. является автором 130 научных статей и учебно-методических работ.

Под руководством проф. Самидова Х. С. 5 человек получили ученую степень кандидата наук, 3 из них готовятся к защите докторской диссертации.

Научная работа "Анализ колебательных процессов в динамических системах машин и инженерные методы оптимального проектирования" под руководством проф. Самидова Х. С. была внесена в план координации научно-исследовательских работ Академии Наук СССР на 1986–90 гг.

Профессор Самидов Х. С. совместно со своим аспирантом ежегодно выступает со своими работами на Международных научно-технических конференциях, ранее проводившихся в городе Севастополе, а с 2014 года – в Каролино-Бугаз под Одессой.

Монография "Динамика и оптимальное конструирование машин" написанная на русском языке проф. Самидовым Х. С. и его сыном, старшим инженером Самидовым Э. Х., в объеме 622 страницы, предназначена для научных и инженерно-технических работников, занимающимися исследованиями, расчетом и оптимизацией конструктивных параметров машин.

В данной монографии впервые раскрывается сущность метода "Оптимизации СССР", так называемой "Оптимизации Соболя И. М., Статникова Р. Б., Самидова Х. С.", созданной на базе идей американского ученого Ф. Веллмана "Динамическое программирование" и советского академика Понтрягина Л. С. "Математическая теория оптимальных процессов".

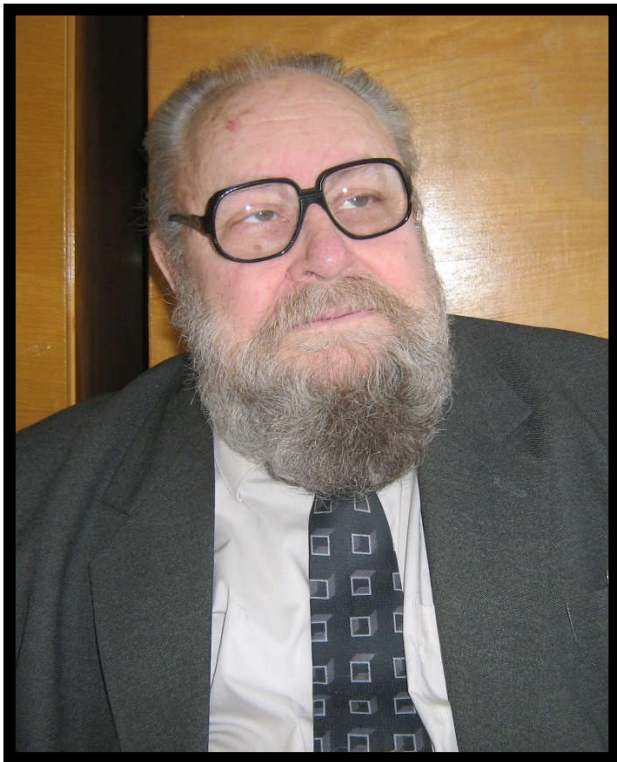
Основной задачей научных работ проф. Самидова Х. С. является разработка и реализация методики оптимизации параметров динамической системы приводов машин с учетом их реальных характеристик, позволяющей прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машин с оптимальными конструктивными и эксплуатационными параметрами. При назначении этих параметров мы получаем высокопроизводительные, долговечные, виброустойчивые машины с минимальными динамическими нагрузками и металлоемкостью.

Результаты научно-исследовательских работ проф. Самидова Х. С. и его аспирантов внедрены на Азербайджанском трубопрокатном заводе им. С. М. Кирова, в Тбилисском специальном конструкторско-технологическом бюро станкостроения, на Московском станкостроительном производственном объединении "Красный пролетарий" и на других предприятиях. Они используются в расчетах, анализе и оптимизации конструкций существующих и вновь проектируемых металлорежущих станков. Экономия от внедрения результатов его исследований подтверждена актами и составляет более одного миллиона рублей в год.

Желаем юбиляру крепкого здоровья, счастья и дальнейших успехов в научной деятельности!

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

**Программно-организационный комитет
международной научно-технической
конференции ЗП-2017**

**ПАМЯТИ ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, ПРОФЕССОРА
КИРИЧЕНКО АНАТОЛИЯ ФЕДОРОВИЧА**

21 августа 2017 года исполнилось 10 лет со дня смерти профессора, доктора технических наук *Анатолія Федоровича Кириченка* – известного советского и украинского ученого в области исследования, расчета и проектирования зубчатых передач и редукторов, одного из "отцов-основателей" Международной научно-технической конференции "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач и механического привода".

Анатолій Федорович родился 17 июня 1932 г. в г. Харькове. В 1952 г. окончил среднюю школу и Харьковское музыкальное училище по классу скрипки. В этом же году поступает на учебу в ХПИ, который оканчивает в 1957 г.

С 1958 по 1961 гг. он – стажер конструкторского бюро по локомотивостроению завода им. Малышева. В это время он увлекся зубчатыми передачами, исследование которых и стало целью всей его жизни.

В начале 60-х годов его заинтересовали новые перспективные передачи с зацеплением М. Л. Новикова. Тогда он работал в Базовой лаборатории зубчатых передач Новикова при Харьковском Совнархозе. К сожалению, лаборатория просуществовала недолго. Травля сотрудников со стороны высокого начальства привела к ее уничтожению, а ценнейшие приборы и стенды, созданные, в том числе и руками Анатолия Федоровича, были пущены на металлолом.

Однако Анатолий Федорович не сложил рук. Он продолжал работать в ХПИ, в 1969 г. защитил кандидатскую диссертацию, посвященную динамике передач Новикова, руководил аспирантами, занимался хозяйственными научно-исследовательскими работами. На базе проведенных исследований им опубликовано более 300 научных работ.

В 70-х годах он занялся новой, очень важной тематикой – исследованием напряженно-деформированного состояния зубьев. Ему удалось найти изящное решение для определения напряжений в корне зуба на базе R -функций. На тот момент это был качественный скачок вперед. Найденное решение вполне могло быть реализовано на существовавших в то время ЭВМ со слабым быстродействием и ничтожной оперативной памятью (в отличие от общепринятого в наше время метода конечных элементов).

Но честность и принципиальность Анатолия Федоровича, а также привычка говорить правду в лицо начальству привели к тому, что успешная защита докторской диссертации состоялась лишь в 1991 году. А все предыдущие попытки наткнулись на стену непонимания и открытого противодействия.

Когда настали "лихие 90-е", и в высшую школу пришли нищенские зарплаты и практически полное отсутствие бюджетного финансирования науки, Анатолий Федорович не пал духом. В 1961 году он стал заместителем председателя секции зубчатых передач и редукторостроения НТО Машиностроителей Украины, а с 1992 года – ее председателем. Благодаря активной деятельности успешно проводил международные конференции, причем более чем в пятнадцати был председателем оргкомитета. Благодаря этой деятельности ему удалось даже в те тяжелые годы не растерять, а наоборот, еще теснее сплотить специалистов – "зубчатников".

А в начале XXI века продолжила успешно развиваться его научная школа в области исследования зубчатых передач. Резко возросло количество успешно защитившихся аспирантов, появились и докторанты.

Одновременно с активной научной деятельностью А. Ф. Кириченко вел большую учебно-методическую работу. При его участии выпущено около 10000 специалистов, написано большое количество методических разработок, он 15 лет был членом редакционного совета института, в 2002 г. создал фундаментальный учебник "Теоретичні основи інженерної графіки". А последние годы жизни работал над компьютеризированным вариантом этого учебника.

Смерть вырвала Анатолия Федоровича из наших рядов внезапно, когда он планировал проводить 38-ю по счету международную конференцию по зубчатым передачам. Однако ничто из его нереализованных мыслей и задумок не пропало. Наглядное тому свидетельство – эта, уже 48-я конференция ЗП-2017, и этот сборник научных работ.

Светлая память об Анатолии Федоровиче навсегда останется в наших сердцах, будет жить в его работах, идеях, трудах соратников и учеников.

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

**Программно-организационный комитет
международной научно-технической
конференции ЗП-2017**

А. Б. АХАДОВ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Робота присвячена дослідженню динамічних процесів технологічних машин, зокрема, токарно-гвинторізного верстата 1К625. Записані і розв'язані диференціальні рівняння руху приводів верстата. Проведено експериментальні дослідження динаміки верстата в різних режимах його роботи. Виконані дослідження дозволяють встановити причини виникнення коливальних процесів в робочих вузлах верстата 1К625 та дають можливість розробити ряд обґрунтованих рекомендацій щодо зниження інтенсивності коливань верстата і підвищення продуктивності обладнання, точності обробки деталей.

Ключові слова: привід, машина, технологічна машина, верстат, динамічна модель, коливання.

Работа посвящена исследованию динамических процессов технологических машин, в частности, токарно-винторезного станка 1К625. Записаны и решены дифференциальные уравнения движения приводов станка. Проведены экспериментальные исследования динамики станка в различных режимах его работы. Выполненные исследования позволяют установить причины возникновения колебательных процессов в рабочих узлах станка 1К625 и дают возможность разработать ряд обоснованных рекомендаций по снижению интенсивности колебаний станка и повышению производительности оборудования, точности обработки деталей.

Ключевые слова: привод, машина, технологическая машина, станок, динамическая модель, колебания.

The work is devoted to the study of the dynamic processes of technological machines, in particular, the 1K 625 screw-cutting machine tool. The differential equations of motion of the machine drives are recorded and solved. Experimental studies of the dynamics of the machine tool in various operating modes have been carried out. The performed researches allow to establish the reasons of occurrence of oscillatory processes in working units of machine tool 1K625 and give the chance to develop a number of the grounded recommendations on decrease in intensity of vibrations of the machine tool and to increase productivity of the equipment, processing accuracy of details.

Keywords: drive, machine, technological process, machine tool, dynamic model, vibration.

Актуальность проблемы. Современное машиностроение характеризуется непрерывным ростом скоростей движения механизмов, мощностей приводов, нагрузок на детали и выдвигает на первое место исследование их динамики, создание надежных методов расчета и проектирования.

Цель исследований. Разработка и реализация научно обоснованных методов расчета и проектирования технологических машин, в том числе, металлорежущих станков, которые позволяют: выявить причины порождающих динамических процессов в упругой системе, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машин с наилучшими конструктивными, технологическими и эксплуатационными параметрами.

Материалы исследований.

1. Теоретическая часть. Движения реальных механических систем характеризовать линейными дифференциальными уравнениями, приводит крупным ошибкам. Деформации деталей, движущие силы и силы сопротивления фактической меняются нелинейными законами. Поэтому, при точном анализе движений машин, обязательно надо учесть нелинейность процессов, путем:

- 1) Теоретического исследования динамики машины с учетом нелинейных факторов.
- 2) Проведения экспериментального исследования динамики машин.

Составление динамической модели главного привода станка 1К 625. При теоретическом исследовании машин, и в том числе металлорежущих станков, необходимо составить "идеализированной" расчетной схемы, т. е. динамической модели.

Составление динамической модели – важнейший этап решения задачи динамики машин. Ошибка, внесенная на этом этапе, сводит на все решение задачи и его исследования [1].

Динамическая система металлорежущего станка включает в себя упругую систему и рабочие процессы в их взаимодействии. Упругая система состоит из деталей, уз-

лов станка, инструментов и приспособлений. А рабочими процессами являются трение, резание, гидравлические, электромагнитные, пневматические и другие явления.

В теоретической части работы составляется динамическая модель главного и вспомогательная приводов токарно-винторезного станка 1К625, подвергающие сложной изгибно-крутильной деформации.

Аналитическим методом определены масс, моментов инерции и податливостей главного привода станка 1К625 (рис. 1)

В главный привод (коробка скоростей) токарного винторезного станка 1К625 входят асинхронный двигатель, рабочая машина – шпиндельный узел и связывающий их механизм – пятиступенчатый редуктор, а вспомогательный привод коробки подач начинает движение от шпинделя до рейки.

Составление динамической модели приводов рассматриваемого станка осуществляется по методике, приводимой в работе [1]. Здесь излагается последовательность расчета и приводятся его результаты

Определение масс и моментов инерции деталей приводов станка аналитическим методом. При составлении динамической модели главного привода токарного станка 1К625 учитываются крутильная податливость валов, деформации опор, контактная податливость шлицевых, шпоночных соединений и зубчатых передач.

Значения моментов инерции движущихся деталей, а также податливостей на кручение валов, шпоночных и шлицевых соединений находятся по формулам из работ [1–4].

Эквивалентную крутильную податливость при изгибе валов, деформации опор и зубчатых колес рассматриваемой системы определяли следующим образом:

1. Определили силы, действующие на зубчатые колеса и на опоры валов;
2. Определили прогиб валов под зубчатыми колесами;
3. Определили приведенную нагрузку на подшипниках;
4. Определили упругие перемещения в опорах валов;

5. Вычисляли перемещения зубчатых колес, вызванные податливостью опор;
6. Определили полные линейные перемещения зубчатых колес;
7. Определили относительные смещения и взаимный угол поворота зацепляющихся зубчатых колес;

8. Вычисляли эквивалентную крутильную податливость при изгибе валов и деформаций опор;
 9. Определили приведенную к крутильной податливости изгибных и контактных деформаций зубьев.
- Результаты вышеперечисленных пунктов расчета внесены в табл. 1.

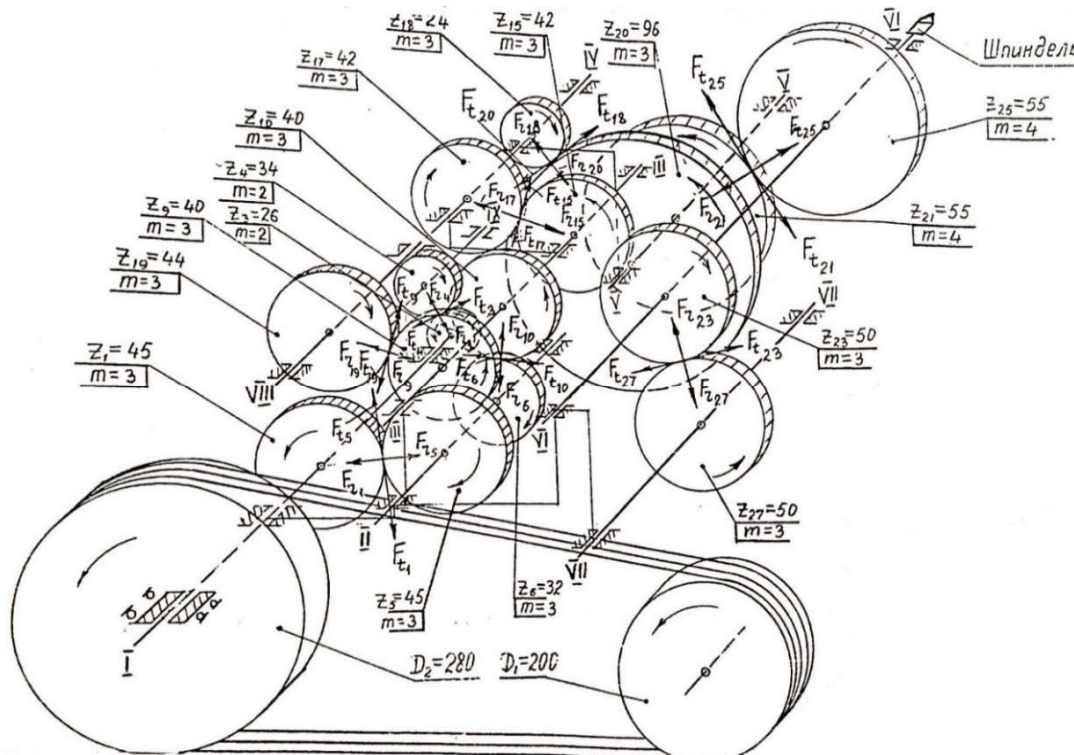


Рис. 1 – Силы, действующие на зубчатые колеса главного привода токарного станка 1К625:

F_r – радиальные, F_t – тангенциальные, F_o – осевые силы

Таблица 1 – Момент инерции и податливости деталей главного привода (коробки скоростей) токарно-винторезного станка 1К625 при $n_{шп} = 250$ об/мин

Вал Участок Вала		Момент инерции, 10^4 Н·м·с ²	Крутильная податливость валов, 10^{-7} рад/Н·м	Крутильная податливость от деформ. шпон. и шлиц. соединения, 10^{-7} рад/Н·м	Крутильная податливость от изгиба валов, деформации опор и зубч. передач, 10^{-7} рад/Н·м	Суммарная крутильная по- датливость, 10^{-7} рад/Н·м	Приведенная крутильная подат- ливость в % от суммарного		
							От кручения валов	От деформ. шпон. и шлиц- цевого соеди- нений	От изгиба ва- лов, деформ. опор и зубч. передач
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I	1	425	220	-	28	248,0	82	0	12
II	1	110,2	-	-	-	-	-	-	-
II	2	138,0	448	45,1	330,4	823,5	56,4	6,1	37,5
III	1	520,4	118,5	5,5	-	-	-	-	-
III	2	206,5	-	-	442,5	566,5	23,0	2,0	78,0
IV	1	158,0	-	-	-	-	-	-	-
IV	2	112,0	270,4	72,2	1290,1	1632,7	16,6	16,2	75,0
V	1	730,1	-	-	-	-	-	-	-
V	2	1360,2	480,6	102,1	18,2	600,9	76,0	18,0	3,2
VI	1	1520,5	-	-	-	-	-	-	-
VI	2	6800,2	5,8	12,1	215,0	239,6	3,8	7,2	88,5
VI	3	7806,0	1,08	5,6	-	-	-	-	-
VII	1	82,0	880,1	93,6	570,1	1543,8	59,2	5,8	36,5
VII	2	31,5	-	-	-	-	-	-	-
VIII	1	85,6	-	-	148,2	845,9	87,5	3,4	18,5
VIII	2	5,7	682,5	15,2	-	-	-	-	-
Среднее значение							49,01	7,34	43,65

На основе теоретических данных, представленных в табл. 1, построен график зависимости приведен-

ных моментов инерции J_n от числа оборотов шпинделя токарного станка 1К625 (рис. 2).

Из данных табл. 1 и рис. 2 видно, что чистая податливость на кручение валов главного привода (коробки скоростей) токарно-винторезного станка 1К625 при $n_{\text{шп}} = 250$ об/мин составляет 49,01 % от общей суммарной податливости главного привода станка. Приведенные к крутильной податливости изгиб валов, деформации опор и зубчатых передач станка составляет 43,65 %, а приведенная к крутильной податливости контактные деформации шпоночных и шлицевых соединений составляет 7,34 %.

Исходя из анализа составляющих общего баланса крутильной податливости привода токарно-винторезного станка 1К625, можно сделать вывод о том, что при

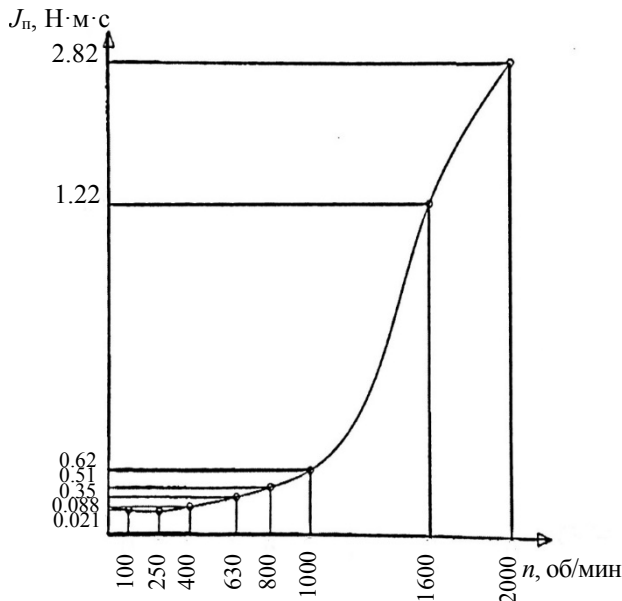


Рис. 2 – Зависимость приведенных моментов инерции от числа оборотов шпинделя токарного станка модели 1К625 (по теоретическим данным)

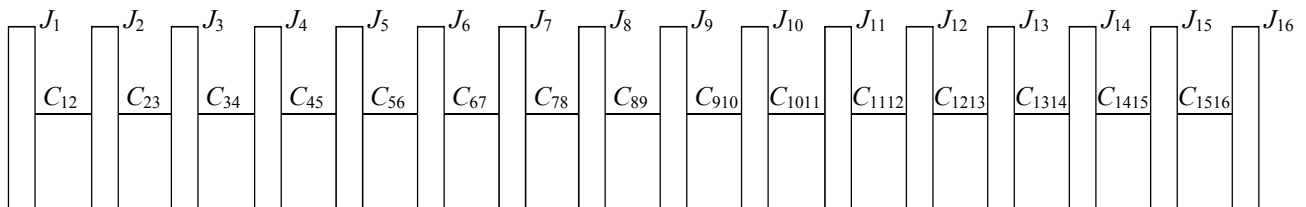


Рис. 4 – Приведенная динамическая модель токарно-винторезного станка 1К625

$$J_i \ddot{\varphi}_i - c_{i-1,i} (\dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_i) + c_{i,i+1} (\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1}) - \beta_{i-1,i} (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + \beta_{i,i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1}) + \xi_{i,i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1})^3 = M_i(t) - N_{1i} + N_{2i} \varphi_i - N_{3i} \varphi_i^3, \quad (1)$$

где $i = 1, n$;

$$M_i(t) = M_{0i} \sin \omega t \quad [1, 2].$$

Вводя безразмерное время и безразмерные параметры, формулу (1) запишем в следующем виде,

$$a_i \ddot{\bar{\varphi}}_i - b_{i,i+1} (\dot{\bar{\varphi}}_{i-1} - \dot{\bar{\varphi}}_i) + b_{i,i+1} (\bar{\varphi}_i - \bar{\varphi}_{i+1}) = \epsilon f_i (\bar{\varphi}_{i-1}, \bar{\varphi}_i, \bar{\varphi}_{i+1}) + e_1 \sin \left(\frac{\omega}{\sqrt{\delta}} \right) < d_i. \quad (2)$$

Потом, переходя к квазинормальным координатам, формулу (2) запишем в следующем виде нелинейного уравнения,

$$\ddot{\bar{\gamma}}_1 = q_s^2 \bar{\gamma}_s = \epsilon \bar{\varphi}_s, \quad (3)$$

где ϵ – маленький параметр;

$\bar{\varphi}$ – нелинейная функция.

Используя один из асимптотических методов, решение уравнения (3) можно представить в виде

$$\bar{\gamma}_s = \delta_s \cos \delta_s + \epsilon x_1(\delta_s, Q_s) + \epsilon^2 x_2(\delta_s, Q_s) + \dots + \epsilon x_n(\delta_s, Q_s), \quad (4)$$

составлении динамической модели крутильных систем машин наряду с чистой податливостью на кручение вращающихся деталей необходимо также учитывать приведенный к крутильной податливости изгиб валов, деформаций опор, зубчатых колес, шпоночных и шлицевых соединений.

На рис. 3 показана динамическая модель главного привода токарно-винторезного станка 1К625 при $n_{\text{шп}} = 250$ об/мин. Эта модель состоит из 16 сосредоточенных масс.

На рис. 4 показана приведенная динамическая модель токарно-винторезного станка 1К625.

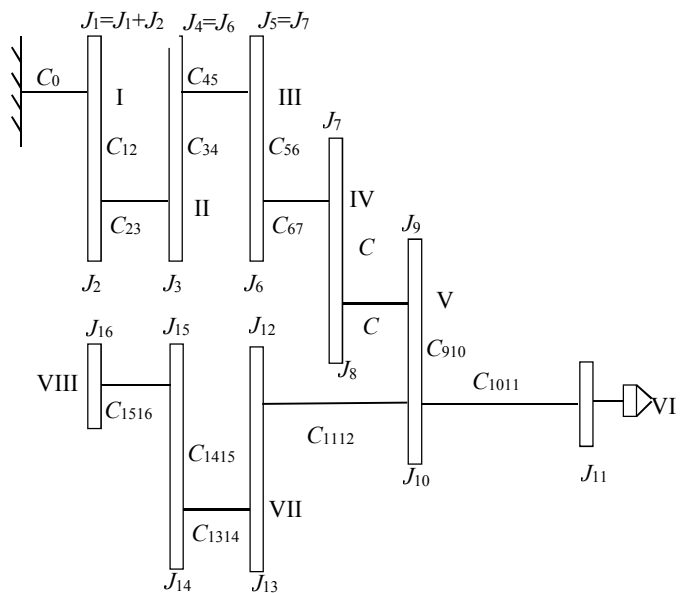


Рис. 3 – Динамическая модель главного привода токарно-винторезного станка 1К625

где $x_i(\delta_s, Q_s)$, $i = 1, \dots, n$ – периодические функции.

Как видно из дифференциальных уравнений (1), при теоретическом исследовании приводов станков надо заранее определить значения коэффициентов жесткости c и демпфирования β . Они определяются, исходя из следующих уравнений.

$$C = \frac{Q_s}{\delta_s}, \quad K_i = \frac{M_i}{\bar{\varphi}_i}, \quad (6)$$

где Q_s – статическая нагрузка;

δ_s – значение деформации;

M_i – момент силы в точке i системы;

$\bar{\varphi}_i$ – значения угловой амплитуды колебаний в точке i системы;

$$K = -(J_1 + J_2 + \dots + J_{16})^2 \bar{\omega}^2 \frac{\left(1 - \frac{\bar{\omega}^2}{\bar{\omega}_1^2}\right) \left(1 - \frac{\bar{\omega}^2}{\bar{\omega}_2^2}\right) \dots \left(1 - \frac{\bar{\omega}^2}{\bar{\omega}_n^2}\right)}{\left(1 - \frac{\bar{\omega}^2}{\bar{\omega}_1^2}\right) \left(1 - \frac{\bar{\omega}^2}{\bar{\omega}_2^2}\right) \dots \left(1 - \frac{\bar{\omega}^2}{\bar{\omega}_n^2}\right)}, \quad (7)$$

где n – количество масс, приведенных к ведущему валу;

S – количество участков динамической модели;

$\bar{\omega}_1, \bar{\omega}_2, \bar{\omega}_3, \dots, \bar{\omega}_n$ – количество собственных колебаний точек оседаний приведенных масс.

II. Экспериментальная часть. На рис. 5 показаны общая схема экспериментальной установки и размещение датчиков.

В результате анализа осциллограммы колебаний упругого перемещения шпинделя и суппорта, а также осциллограммы колебаний сил резания станка 1K625 (рис. 6, а, б, в), построена амплитудно-частотная характеристика станка 1K625 (рис. 7).

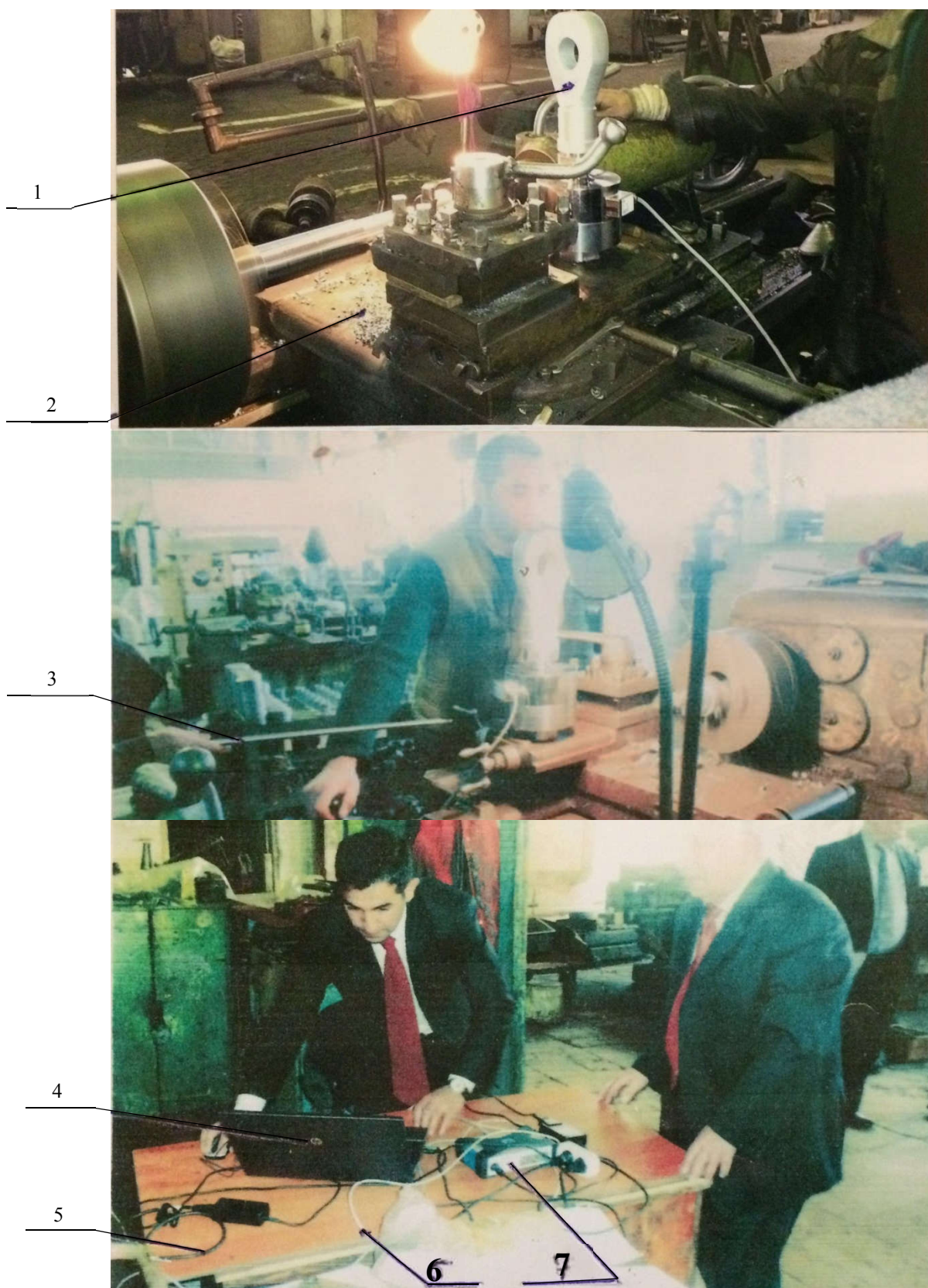
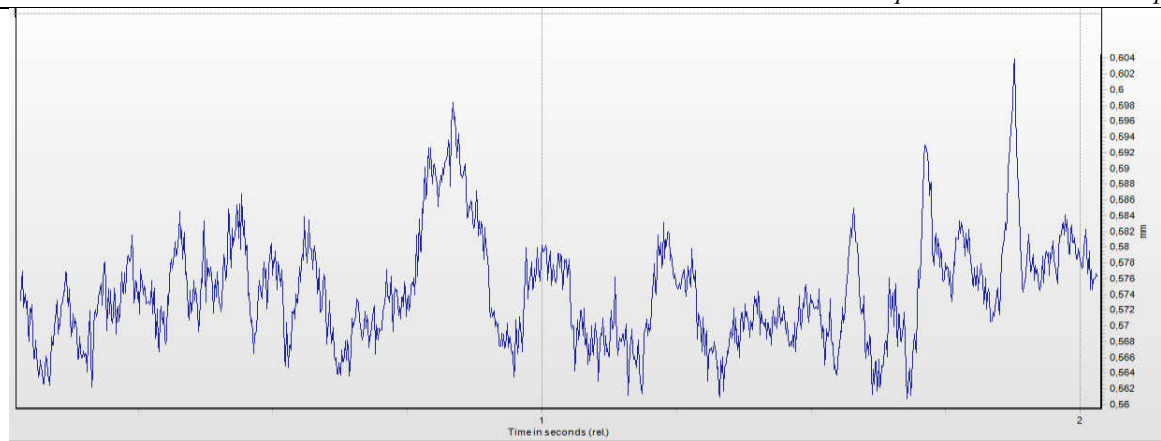
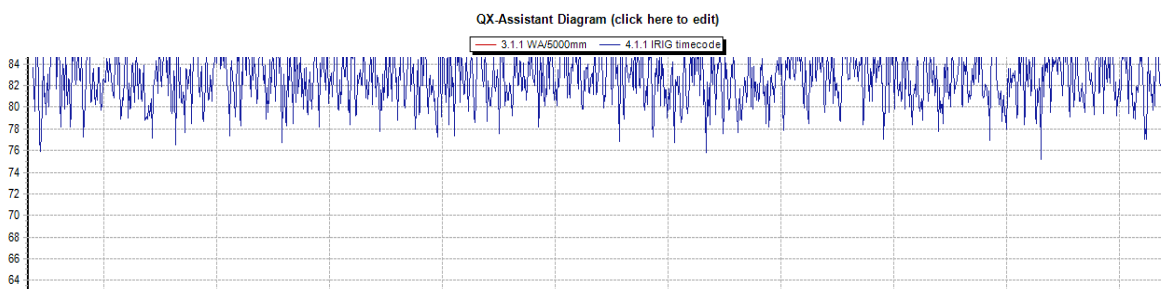


Рис. 5 – общая схема экспериментальной установки:

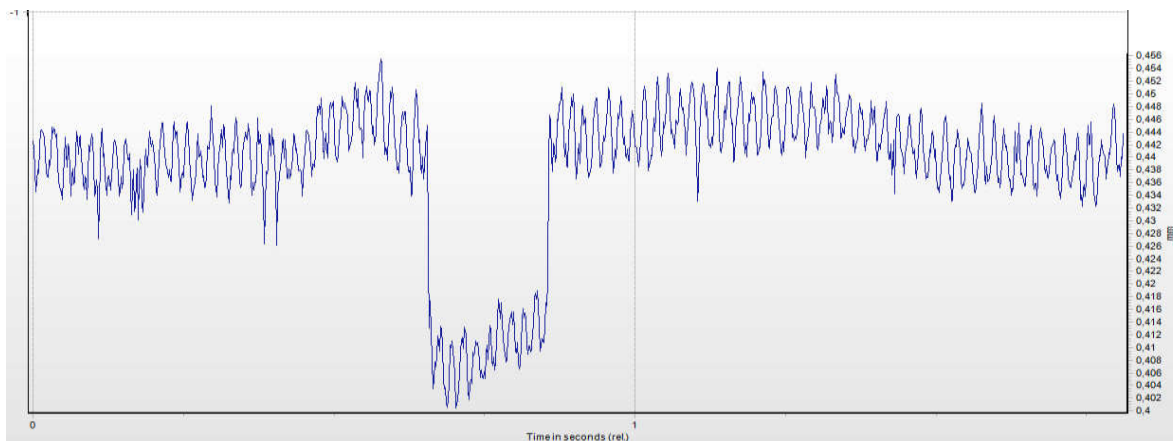
1 – датчик измерения усилий U2B; 2 – станок токарный 1K625; 3 – индуктивный датчик перемещения;
4 – ноутбук; 5 – выпрямитель; 6 – соединительные кабели; 7 – гаунтум



а



б



в

Рис. 6 – Фрагменты экспериментального исследования динамики токарного станка 1K625:
а, б – осциллограммы колебаний упругого линейного перемещения шпинделя и суппорта станка;
в – осциллограмма колебаний сил резания

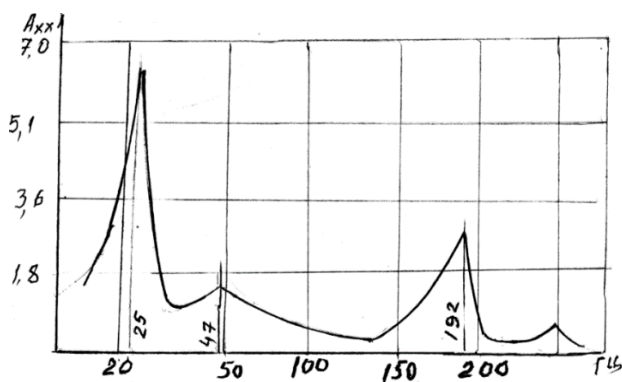


Рис. 7 – Амплитудно-частотная характеристика токарного станка 1K625

Из анализа амплитудно-частотной характеристики, показанной на рис. 6, видно, что наиболее интенсивные колебания токарного станка 1K625 возникают при частотах 25, 47, 192 Гц.

Выводы:

1. Составлена динамическая модель главного привода токарно-винторезного станка 1K625.
2. Записаны и решены с использованием асимптотического метода дифференциальные уравнения движений приводов станка 1K625.
3. В заводских условиях, с применением новейших электронно-измерительных приборов, проведены экспериментальные исследования динамики станка 1K625 в различных режимах его работы.
4. Выполненные теоретические и экспериментальные исследования позволяют установить причины возникновения колебательных процессов в рабочих узлах станка 1K625 и дают возможность разработать ряд обоснованных рекомендации по снижению интенсивности колебаний станка и повышению производительности оборудования, точности обработки деталей.
5. Результаты экспериментального исследования совместно с теоретическими обобщениями и практическими рекомендациями переданы на завод в качестве

руководящих материалов, предназначенных для разработки и совершенствования технологических процессов обработки деталей с учетом реальных ресурсных возможностей токарно-винторезных станков.

Ожидаемая годовая экономическая эффективность от внедрения результатов исследовательской работы профессора Х. С. Самидова и докторанта А. Б. Ахадова в производственном объединении "Промавтоматика", Азербайджан, составит около 90 (девяносто) тысяч Азербайджанских манат в год.

Список литературы

1. Самидов Х. С., Самидов Э. Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: "Нурлан", 2003. – 622 с.
2. Самидов Х. С., Алиев Б. Г. Вынужденные колебания электромеханических систем приводов машин // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Х.: НТУ "ХПИ", 2007. – № 21. – С. 132–143.
3. Sadek M. M., Knight W. A. The selection of Dynamic Acceptance Test Conditions for Machine Tools // Production Engineering. – Vol. 51, № 12. – 1972. – P. 429–435.
4. Самидов Х. С., Ахадов А. Б. Оптимизация динамических процессов

приводов технологических машин методом "Обобщенные безразмерные параметры" // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 142–145.

References (transliterated)

1. Samidov X. S., Samidov E. X. *Dinamika i optimal'noe konstruirovaniye mashin* [The dynamics and optimal design of machines]. Baku, Nurlan Publ., 2003. 622 p.
2. Samidov X. S., Aliev B. G. Vynuzhdennye kolebaniya elektromekhanicheskikh sistem privodov mashin [Forced oscillations of electromechanical systems of machine drives]. *Vestnik NTU "KhPI". Tem. vyp. "Problemy mekhanicheskogo privoda"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2007, no. 21, pp. 132–143.
3. Sadek M. M., Knight W. A. The selection of Dynamic Acceptance Test Conditions for Machine Tools. *Production Engineering*. Vol. 51, no. 12, 1972, pp. 429–435.
4. Samidov X. S., Ahadov A. B. Optimizatsiya dinamicheskikh processov privodov tehnologicheskikh mashin metodom "Obobshhionnye bezrazmernye parametry" [Optimization of dynamic processes of technological machines drives by "Generalized dimensionless parameters"]. *Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Problemy mekhanicheskogo privodu* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 23 (1195), pp. 142–145.

Поступила (received) 07.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Теоретичні та експериментальні методи дослідження динаміки технологічних машин / А. Б. Ахадов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 5–10. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Теоретические и экспериментальные методы исследования динамики технологических машин / А. Б. Ахадов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 5–10. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Theoretical and experimental methods for studying the dynamics of technological machines / A. B. Ahadov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 5–10. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ахадов Анар Бейбала оглу – інженер, докторант, технік вимірювальних приладів "BP Caspian sea exploration", м. Баку; тел.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

Ахадов Анар Бейбала оглу – инженер, докторант, техник измерительных приборов "BP Caspian sea exploration", г. Баку; тел.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

Ahadov Anar Beybala – engineer, PhD student, instrumentation technician at "BP Caspian Sea Exploration", Baku; tel.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

УДК 62-23+519.863

О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО, І. Є. КЛОЧКОВ

КОМП'ЮТЕРНА МОДЕЛЬ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОГО РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

Стаття присвячена задачі комп'ютерного моделювання раціонального проектування широко розповсюджених зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів при декількох критеріях. Розглядаються питання пошуку оптимально-раціональних геометричних параметрів, які задовольняють декільком критеріям якості. 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 сформуовано постановку задачі та вказані параметри проектування з обмеженнями, записані критерії та запропоновано підхід переходу від багатокритеріальної до однокритеріальної задачі. Підхід базується на аналізі пробних точок, що отримані при використанні *ММТ*-пошуку, та подальшій обробці отриманої інформації. Запропоновано підхід переходу від багатьох критеріїв до одного за допомогою введення проектувальником шкали важливості та призначення важливості кожного з критеріїв, і знаходження для кожної пробної точки відносного зміщення бажаного розв'язання, що й пропонується використовувати у якості об'єднуючого критерію. Надано основні схеми та блок-схеми елементів алгоритму. Реалізація комп'ютерної моделі здійснювалася у програмному середовищі Delphi 7.

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

© О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко, І. Є. Клочков, 2017

Статья посвящена задаче компьютерного моделирования рационального проектирования широко распространенных зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов при нескольких критериях. Рассматриваются вопросы поиска оптимально-рациональных геометрических параметров, которые удовлетворяют нескольким критериям качества. Все сложности компоновки и взаимосвязь параметров делают сложным их выбор, что упрощается при использовании подходов математической оптимизации. Использование известного псевдо-случайного метода ЛПт-поиска с авторской модификацией позволило избежать проблем связанных с дискретностью и количеством параметров. Для решения указанной задачи было сформулировано постановку задачи и указаны параметры проектирования с ограничениями, записанные критерии и предложен подход перехода от многокритериальной к однокритериальной задаче. Подход базируется на анализе пробных точек, полученных при использовании ЛПт-поиска, и дальнейшей обработке полученной информации. Предложен подход перехода от многих критериев к одному с помощью введения проектировщиком шкалы важности и назначения важности каждого из критериев, нахождения для каждой пробной точки относительного смещения желаемого решения, что и предлагается использовать в качестве объединяющего критерия. Предоставлено основные схемы и блок-схемы элементов алгоритма. Реализация компьютерной модели осуществлялась в среде Delphi 7.

Ключевые слова: оптимально-рациональное проектирование, модель, алгоритм, критерии, редуктор, критерии, целевая функция, рациональные параметры, алгоритм, ЛПт-поиск, напряженность.

The article is devoted to the problem of computer modeling of rational design of widespread toothed cylindrical gears with multiple criteria. The problems of finding optimal rational geometric parameters that meet several quality criteria. All the complexity of the layout and connection options make impossible their choice without using mathematical optimization approaches. Using the known pseudo-random method LPt search author of the modification made to avoid problems associated with discrete and number of parameters. To solve the said problem The problem was formed and the parameters of design limitations, written criteria and approach to the transition from a multicriterion to one-criterion problem. The approach is based on analysis of test points that obtained using LPt search, and further processing of the information received. The approach of transition from one to many criteria by introducing designer of the scale and importance of the appointment of the importance of each criterion, and finding for each test point relative displacement desired solution, which is proposed to use as a unifying criterion. The algorithm was implemented in Delphi 7.

Keywords: rational design, model, algorithm, gear, criteria, objective function, rational parameters, algorithm, LPt search, tension.

Актуальність задачі. На сьогоднішній день широко застосування у машинобудуванні набули зубчасті редуктори, які використовуються для зміни обертового моменту та частоти обертання, найбільш яскравими та розповсюдженими представниками яких є циліндричні двоступінчасті редуктори.

Основною проблемою при проектуванні таких редукторів є необхідність забезпечити рівномірність зубчастих зацеплень з одночасним поліпшенням масогабаритних характеристик. Це досягається обранням конструктивних параметрів та відповідним розподіленням передаточних чисел між ступеннями редуктора. Зазвичай, при проектуванні технічних систем інженер стикається з дилемою, бо широкий спектр вимог до виробу приводить до появи декількох критеріїв якості. Більшість задач оптимального проектування співвісних ступінчастих приводів також є багатокритеріальними. Одночасне досягнення кращих характеристик завжди є суперечливим, складним та суб'єктивним процесом, тому доцільно використати при проектуванні підходи багатокритеріальної математичної оптимізації.

Для розв'язання даної задачі запропоновано псевдовипадковий пошук, що базується на зондуванні простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-последовності [1]. А усі критерії об'єднуються в один.

При такому підході до розв'язання задачі постають питання формулювання цільових функцій, що відповідають критеріям, підхід об'єднання критеріїв та алгоритм реалізації розв'язання задачі, що дає змогу звести задачу до однокритеріальної. Таким чином, розробка алгоритму розв'язання задачі раціонального проектування двоступінчастого редуктора при декількох критеріях, з об'єднанням їх у один, є актуальним.

Конструктивні параметри та критерії проектування. У якості змінних параметрів оптимально-раціонального проектування запропоновано використати наступні конструктивні параметри редуктора: m_μ – відповідні модулі пар зубчастих коліс ($\mu = 1, 2$); $z_{\mu,k}$ – відповідні числа зубців коліс, k – номер колеса у зацепленні ($k = 1$ – ведуче колесо, $k = 2$ – ведене колесо); β_μ – кути нахилу зубців у зацепленнях.

Далі наведено запропоновані критерії якості двоступінчастого редуктора.

Цільову функцію критерію мінімальної міжосьової відстані представимо у вигляді [2, 3]:

– для розгорнутої компоновки (при сумарному коефіцієнті зміщення $x_\Sigma = 0$):

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

– для співвісної компоновки:

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

Цільову функцію у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна довжина редуктора визначимо як суму ширин зубчастих коліс та додаткової величини L_d , що враховує розміри опор, картеру, різноманітних зазорів, тощо [2–4]:

$$F_L = \sum_{w=1}^h L_{az} + \sum_{r=1}^g L_{nidu} + \sum_{t=1}^f L_k + \sum_{\mu=1}^s b_{w\mu}, \quad F_L \rightarrow \min. \quad (3)$$

Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса редуктора. Основна маса редуктора складається з мас наступних елементів: зубчастих коліс, валів, підшипників та картеру [2]. Запишемо цільову функцію у вигляді:

$$F_M = \sum_{j=1}^r M_{кол} + \sum_{c=1}^v M_{вал} + \sum_{o=1}^6 M_{nidu} + M_{кар}, \quad F_M \rightarrow \min. \quad (4)$$

Цільову функцію у випадку, коли критерієм оптимальності є вірогідність безвідмовної роботи (P), запропоновано [4] представити у вигляді добутку вірогідностей безвідмовної роботи передач за контактом та згином:

$$F_P = p(K_{nH1}) \cdot p(K_{nF11}) \cdot p(K_{nF12}) \times p(K_{nH2}) \cdot p(K_{nF21}) \cdot p(K_{nF22}), \quad F_P \rightarrow \max. \quad (5)$$

Обмеження та функціональні залежності між конструктивними параметрами дивись у [4].

Підхід та алгоритм розв'язання задачі.

Підхід побудовано на позиції дослідження точками ЛПт-рівномірно-розподіленої (A_i) последовності

усього можливого простору параметрів (W), що визначається технічними та технологічними вимогами до типу приводу, що розглядається.

Потім точки проходять перевірку за функціональними обмеженнями у певній послідовності. З точок, що пройшли перевірку, складається множина, що задовольняє умовам проектування (Q , $Q \in W$).

Подальший аналіз Q ведеться у напрямку оперування критеріями якості та об'єднання їх в один.

Авторами було запропоновано відійти від досить розповсюдженого лінійного згортання [5] та ввести **шкалу важливості**, яка буде застосовуватися для всіх критеріїв. У цій шкалі важливість (α) може змінюватися від 0 до $\alpha_{\max}$ з кроком 1, значення $\alpha_{\max}$ також обирається проектувальником самостійно: $\alpha = 0, 1, 2, \dots, \alpha_{\max}$; таким чином, проектувальник може самостійно обирати рівень дискретизації шкали важливості. Значення $\alpha = 0$ відповідає абсолютній пріоритетності критерію, значення $\alpha = \alpha_{\max}$ відповідає відносній неважливості критерію. Для кожного з критеріїв (F_a, F_L, F_M, F_P) проектувальник самостійно призначає відповідні значення **важливості** ($\alpha_a, \alpha_L, \alpha_M, \alpha_P$). Важливостям можуть призначатися значення у межах прийнятої шкали, не є винятком ситуація рівності значень важливості будь-яких критеріїв, що дає змогу реалізувати ієрархічні, бінарні чи будь-які інші зв'язки та співвідношення між критеріями.

Для всіх точок множини Q розраховуються окремо значення всіх критеріїв за відповідними цільовими функціями (1–5). Після цього визначаються максимальне ($F_{a \max}, F_{L \max}, F_{M \max}, F_{P \max}$) та мінімальне ($F_{a \min}, F_{L \min}, F_{M \min}, F_{P \min}$) значення для кожного критерію.

Далі пропонується ввести **крок критерію**, що відповідає ціні ділення шкали важливості, який відображає приріст значення критерію у відповідності до 1-го балу шкали важливості:

$$R_u = \frac{F_{u \max} - F_{u \min}}{(\alpha_{\max} + 1)}, u = a, L, M, P. \quad (6)$$

Наступним етапом є визначення для кожної (s) точки множини Q **зміщення бажаного розв'язання** відносно дійсного за кожним з критеріїв:

$$\begin{cases} E_{as} = \frac{|(F_{a \min} + \alpha_a \cdot R_a) - F_{as}|}{F_{as}}; \\ E_{Ls} = \frac{|(F_{L \min} + \alpha_L \cdot R_L) - F_{Ls}|}{F_{Ls}}; \\ E_{Ms} = \frac{|(F_{M \min} + \alpha_M \cdot R_M) - F_{Ms}|}{F_{Ms}}; \\ E_{Ps} = \frac{|(F_{P \max} - \alpha_P \cdot R_P) - F_{Ps}|}{F_{Ps}}. \end{cases} \quad (7)$$

Потім об'єднаємо критерії за зміщеннями бажаного розв'язання відносно дійсного як середнє арифметичне:

$$E_s = \frac{\sum E_{us}}{4}. \quad (8)$$

Залежність (18) пропонується використовувати у якості критерію при аналізі точок множини Q : чим

менше E_s , тим більше пробна точка наближена до бажаного проектувальником розв'язання:

$$E_s \rightarrow \min. \quad (9)$$

Таким чином задача трансформується в однокритеріальну, а введений критерій характеризує відносне наближення пробної точки до бажаного розв'язання.

Розглянемо **алгоритмізацію** даного підходу.

Як відомо, послідовність розв'язання будь-якої задачі складається з етапів, наведених на рис. 1.

Можна виділити два концептуальних шляхи процедури оптимально-раціонального проектування редукторів (рис. 2).

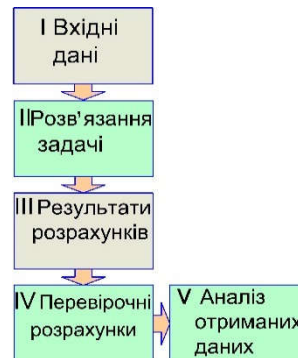


Рис. 1 – Загальна схема розв'язання задачі

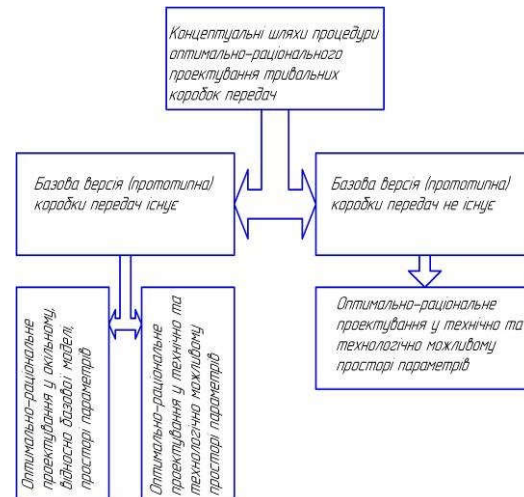


Рис. 2 – Концептуальні шляхи процедури оптимально-раціонального проектування

Перший, оптимально-раціональне проектування вже існуючого редуктора, що є базовим. У межах цього шляху є можливість розв'язувати задачу оптимально-раціонального проектування за двома підходами: оптимально-раціональне проектування у просторі параметрів змінних проектування, що обмежується технічними та технологічними можливостями виробництва, а також оптимально-раціональне проектування у просторі параметрів змінних проектування, що є окілним відносно базового редуктора.

Другий, оптимально-раціональне проектування нового зразка редуктора, яке проводиться виключно у просторі параметрів змінних проектування, що обмежується границями технічних та технологічних можливостей виробництва та вимог до самого редуктора.

Зважаючи на шлях оптимально-раціонального проектування, проектувальник обирає ті чи інші вхідні дані в залежності від різних особливостей тієї чи іншої конструкції редуктора, технологічних та технічних обмежень, на-

явності чи відсутності базових варіантів, вимог, що висуваються до майбутньої конструкції та інших факторів.

Функціонування алгоритму оптимально-раціонального проектування редуктора (рис. 3) проходить наступним чином.

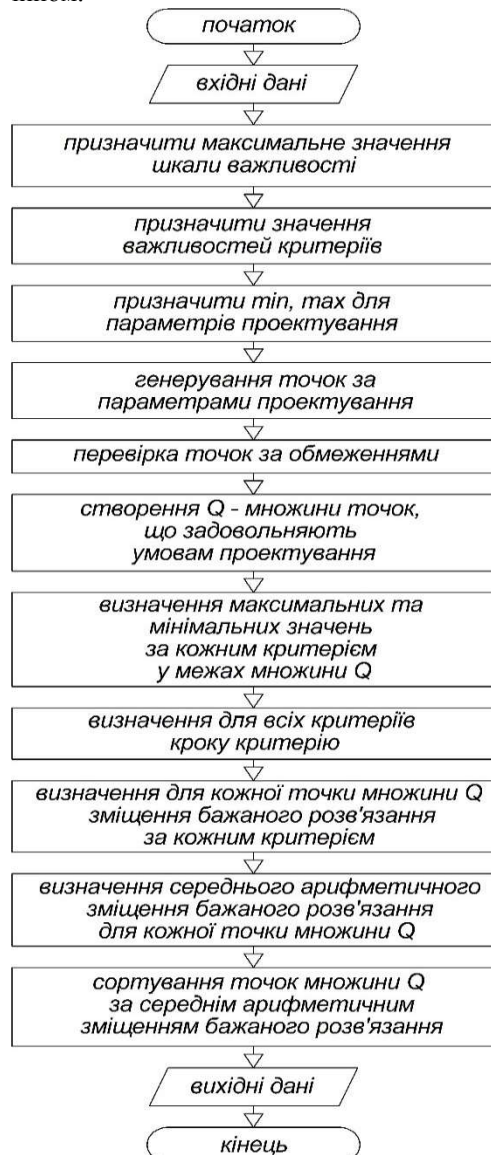


Рис. 3 – Блок-схема програми багатокритеріального оптимально-раціонального проектування

1. В першу чергу проектувальником задаються вхідні дані. Вони обираються ним в залежності від різних особливостей тієї чи іншої конструкції редуктора, технологічних та технічних обмежень, наявності чи відсутності базових варіантів редуктора, вимог, що висуваються до майбутнього редуктора та інших факторів.

У даному алгоритмі прийняті наступні вхідні данні:

- числові обмеження на змінні проектування;
- функціональні обмеження, що відповідають конструкторським та технологічним вимогам.

2. Призначити максимальне значення шкали важливості $\alpha_{\max}$, причому, чим більше $\alpha_{\max}$, тим більш точне співвідношення між критеріями може бути досягнуто. Також, значення цього параметру слід приймати беручи до уваги і кількість критеріїв якості, і те, що у підході використовується метод псевдо-випадкового пошуку і результуюча пробна точка може бути далеко від точки з бажаним співвідношенням критеріїв. Тому рекомендується провести розв'язання задачі при декількох значеннях

$\alpha_{\max}$, тим самим відстежити зміну розв'язання.

3. Призначення значень важливостей критеріїв проводиться проектувальником виключно з власних міркувань, але приймаючи до уваги сказане у попередньому пункті.

4. Призначення максимальних та мінімальних значень параметрів проектування виконується беручи до уваги технічні та технологічні вимоги.

5. Генерування ЛПт-последовності (m, z, β) . Розглянемо змінні проектування – модулі зачеплень. Особливістю цієї групи є те, що вони повинні приймати стандартні (фіксовані) значення. Вибір модулів з стандартного ряду пропонується здійснювати шляхом збільшення координати $q_{i,j}$ [2] на порядок з наступним математичним округленням до цілого значення. За отриманим числом (порядковим номером) обираємо модуль з ряду.

Прийmemo J – порядковий номер параметру.

Операція знаходження модулів може бути проілюстрована наступною схемою (рис. 4).

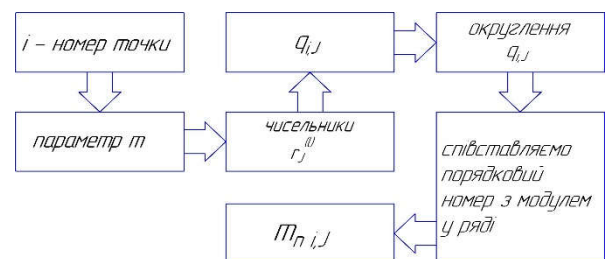


Рис. 4 – Схема вибору координат модулів

Наступна група параметрів – числа зубців коліс. Вони повинні приймати тільки цілі значення, на відміну від координат, отриманих за ЛПт-последовністю. Застосування математичного округлення на ці параметри дає змогу уникнути цієї проблеми, пробні точки зсуваються за відповідними координатами. Параметр z_6 ($z_{2,2}$) будемо розраховувати через інші у відповідності до конструкції редуктора, що зменшить кількість параметрів, що варіюються. Це також дає змогу забезпечити наперед задане передавальне відношення редуктора (у межах похибки, що допускається).

Схема вибору координат пробних точок за цією групою параметрів наведено на рис. 5. Тут s – кількість ступенів редуктора ($s = 2$).

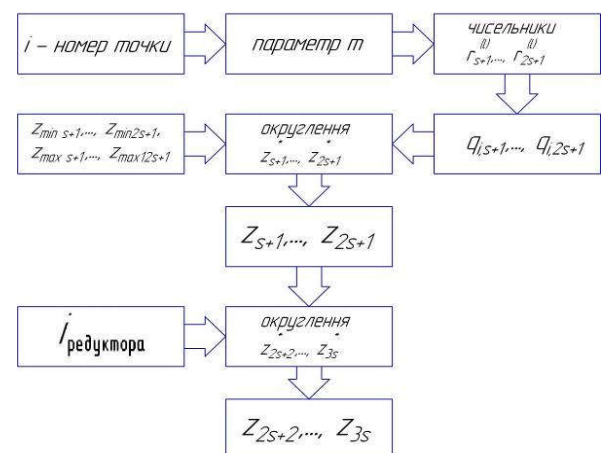


Рис. 5 – Схема вибору координат чисел зубців:

* – розрахункові за ЛПт-последовністю (дробні)
значення чисел зубців

Координати точок, що відповідають параметрам кутів нахилу зубців у зачепленні знаходимо за алгоритмом, наданим на схемі (рис. 6).

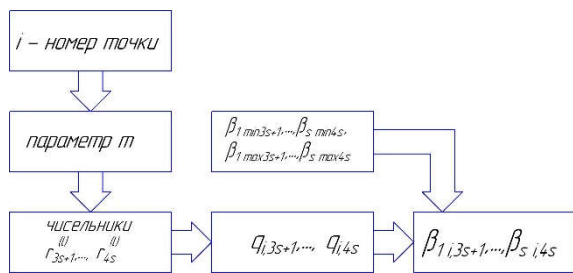


Рис. 6 – Схема вибору координат кутів нахилу

6. Наступним етапом у алгоритмі оптимізації є *перевірка обмежень*. Розглянемо цей етап детальніше.

Перевірка обмежень на змінні проектування (пробні точки) здійснюється у певній послідовності, що дозволяє зменшити загальний час оптимізації за рахунок своєчасного відсіву пробних точок, котрі не відповідають ряду вимог. Пробна точка проходить послідовно перевірку за числовими та функціональними обмеженнями рівності та нерівності, і, якщо вона не задовольняє на певному етапі якійсь вимозі, то відкидається, а послідовну перевірку починає наступна точка.

Загальна схема перевірки для однієї точки може бути представлена у вигляді рис. 7.

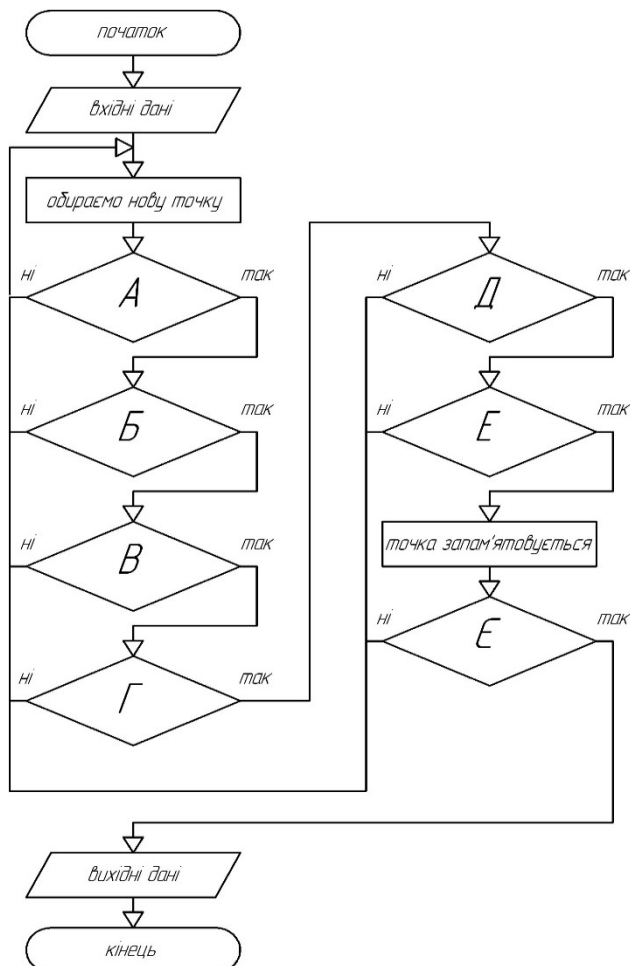


Рис. 7 – Блок-схема послідовності перевірки точок за обмеженнями: А – габаритне співвідношення зубчастих коліс, Б – числове обмеження на числа зубців, В – перевірка похибки передавальних відношень редуктора, Г – перевірка похибки розрахункових міжосьових відстаней відносно середнього значення, Д – перевірка зубців на контактну витривалість та міцність, Е – перевірка зубців на згинну витривалість та міцність, Є – чи всі точки перевірено

Саме таку послідовність проходження перевірки обмежень пробною точкою було обрано з урахуванням об'єму математичних обчислень. Якщо точка не задовольняє малим за об'ємом математичних обчислень умовам, то вона відкидається і не витрачається час на перевірку великих за об'ємом математичних обчислень умов.

7. Якщо пробна точка проходить всі умови, то вона потрапляє до таблиці можливих варіантів. Таблиця являє собою двовимірний масив, у якому кожному номеру точки відповідає набір параметрів проектування та значення цільових функцій.

8. Визначення максимальних та мінімальних значень всіх критеріїв здійснюється шляхом сортування таблиці можливих варіантів.

9–11. Розрахунки в даних операціях проводяться за залежностями (6–8).

12. Після того як було розраховано середнє арифметичне зміщеннями бажаного розв'язання відносно дійсного для кожної точки множини Q , проводиться *пошук найкращого варіанта* (пробної точки, що відповідає мінімальному значенню цільової функції). Пошук найкращого варіанту здійснюється сортуванням. З усього різноманіття методів сортування було обрано метод сортування вставками, який і не є самим швидким з методів, але дуже простий у програмній реалізації.

Висновки:

1 Розглянута актуальність поставленої задачі та доведена необхідність розробки алгоритму проектування двоступінчастих редукторів з раціональними параметрами проектування при декількох критеріях, з об'єднанням їх у один.

2 Записані цільові функції найбільш значущих критеріїв та обмеження на змінні проектування. Надані цільові функції дають змогу проектувальнику вибрати один чи декілька критеріїв якості; структура цільових функцій логічна та лаконічна, і вони можуть бути доповнені необхідними уточнюючими додатками.

3. Запропоновано підхід переходу від багатьох критеріїв до одного за допомогою введення проектувальником шкали важливості та призначення важливості кожного з критеріїв, і знаходження для кожної пробної точки відносного зміщення бажаного розв'язання, яке пропонується використовувати у якості об'єднуючого критерію.

4. Розроблена комп'ютерна модель алгоритму оптимально-раціонального проектування циліндричних двоступінчастих редукторів. Врахування конструктивних, технічних та технологічних особливостей циліндричних двоступінчастих редукторів у даному алгоритмі дозволило задовольнити вимоги, що висувуються до агрегатів такого класу. Особлива послідовність алгоритму дозволила скоротити час машинних розрахунків.

Список літератури

1. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107 с.
2. Бондаренко О. В. Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками 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 звууження околів при оптимізації тривальних коробок передач / Бондаренко Олексій // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – № 1. – С. 78–84.
4. Бондаренко О. В. Раціональне проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів з урахуванням рівня напруженості зацеплень / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко,

- Володимир Серіков // Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 15. – С. 23–27.
5. Анохин А. М. Методы определения коэффициентов важности критериев / Анохин А. М., Глотов В. А., Павельев В. В., Черкашин А. М. // Автоматика и телемеханика – М.: Институт проблем управления, 1997. – № 8. – С. 3–35.

References (transliterated)

1. Sobol' I. M., Statnikov R. B. *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriterijami* [The choice of optimal parameters in problems with many criteria]. Moscow, Nauka Publ., 1981, 107 p.
2. Bondarenko O. V., Ustinenko O. V. Optimizaciya spivvisnih stupinchastih privodiv mashin po masogabaritnimi harakteristikami na prikladi trival'nykh korobok peredach [Optimization of coaxial stepped drives of cars by mass-size characteristics on the example of long gearboxes]. *Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Institutu "Harkivs'kij Politehnichnij Institut": zbirnik naukovih prac': tematicnij vipusk "Problemi mehanichnogo privodu"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 15, pp. 23–27.
3. Bondarenko O. V. Cumishhennja metodiv LPt-poshuku ta zvu-zhennja okoliv pri optimizacii trival'nykh korobok peredach [Concentration of methods of LPT-search and narrowing of nodes during optimization of long gearboxes]. *Mehanika ta mashinobuduvannja*. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2010, no. 1, pp. 78–84.
4. Bondarenko O. V., Ustinenko O. V., Serikov V. I. Racional'ne proektuvannja zubchastih cilindrichnih dvostupinchastih reduktoriv z urahuvannjam rivnja napruzhenosti zacheplen' [Rational design of geared cylindrical two-stage gearboxes, taking into account the level of tension of engagement]. *Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Institutu "Harkivs'kij Politehnichnij Institut": zbirnik naukovih prac': tematicnij vipusk "Problemi mehanichnogo privodu"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 15, pp. 23–27.
5. Anohin A. M., Glotov V. A., Pavel'ev V. V., Cherkashin A. M. Metody opredelenija koeficientov vazhnosti kriteriev [Methods for determining the coefficients of importance of criteria]. *Avtomatika i telemekhanika*. Moscow, Institute of Management Problems, 1997, no. 8, pp. 3–35.

Надійшла (received) 09.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Комп'ютерна модель багатокритеріального раціонального проектування циліндричних двоступінчатих редукторів / О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко, І. Є. Клочков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 10–15. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Компьютерная модель многокритериального рационального проектирование цилиндрических двухступенчатых редукторов / А. В. Бондаренко, А. В. Устиненко, И. Е. Клочков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 10–15. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

The computer modeling of rational design cylindrical gear with multiple criteria / A. V. Bondarenko, A. V. Ustinenko, I. E. Klochkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 10–15. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бондаренко Олексій Вікторович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondko@gmail.com.

Бондаренко Алексій Вікторович – кандидат технических наук, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (067) 189-97-00; avbondko@gmail.com.

Bondarenko Olexiy Viktorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondko@gmail.com.

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Клочков Ілля Євгенович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: s008@tmm-sapr.org.

Клочков Ілья Евгеньевич – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", аспирант кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: s008@tmm-sapr.org.

Klochkov Illia Evgenovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; phone: (057) 707-69-01; e-mail: s008@tmm-sapr.org.

UDC (УДК) 519.2

M. BOŠANSKÝ

HARD THIN COATINGS AND THEIR APPLICATIONS ON C60E NON-STANDARD GEARS

В статті наведені результати трибологічних лабораторних випробувань п'яти тонких твердих покриттів на трьох матеріалах, які використовуються при створенні зубчатих коліс. Оцінка проводилась по параметрам абразивної наноміцності, коефіцієнта тертя, зносостійкості, товщини покриття та його структури для покриття DLCI, нанесеного на зубчасту шестерню з опукло-увігнутим зачепленням, виготовлену з матеріалу C60E. Знос даних зубчастих коліс був протестований на стенді Ньюмана з використанням якості змащування органічних мастил Biohyd MS46 та BioGear S150. Результати випробувань показали, що через особливі умови для зубчастих коліс, які спрягаються, неможливо розробити покриття для зубчастої передачі тільки на основі лабораторних випробувань – необхідно враховувати конкретні вимоги до нанесення покриття, типу та виду передачі а також матеріалу колеса.

Ключові слова: випробування на абразивну міцність, PVD, тверде покриття, зубчасте колесо з опукло-увігнутим зачепленням, стенд Ньюмана, C60E.

В статье представлены результаты трибологических лабораторных испытаний пяти выбранных тонких твердых покрытий на трех материалах, используемых при изготовлении зубчатых передач. Оценка проводилась по параметрам абразивной нанотвердости, коэффициента трения, износостойкости, толщины покрытия и его структуры для покрытия DLCI, нанесенного на зубчатую шестерню с выпукло-вогнутым зацеплением, изготовленным из материала C60E. Износ данных зубчатых колес был протестирован на стенде Ньюмана с использованием в качестве смазки органических масел Biohyd MS46 и BioGear S150. Результаты испытаний показали, что из-за особых условий для сопрягаемых зубчатых колес невозможно разработать покрытие для зубчатой передачи только на основе лабораторных испытаний – необходимо учитывать конкретные требования к нанесению покрытия, тип и вид передачи а также материал колеса.

Ключевые слова: испытание на абразивную прочность, PVD, твердое покрытие, зубчатое колесо с выпукло-вогнутым зацеплением, стенд Ньюмана, C60E.

The article presents the tribological results of laboratory applications five selected thin hard coating on the three materials used in the manufacture of gears. Based on their evaluation in terms of scratch test nanohardness, coefficient of friction, wear resistance, coating thickness and its structure was DLCI coating applied to the gear of the C-C gearing made of material C60E. Thus coated wheels lubricated with organic oils Biohyd MS46 and BioGear S150 were tested for scuffing to the Niemann's stand. The test results showed that due to the specific conditions for mating gears is not possible to design a coating for gear based on laboratory tests only, but should be based on what the specific requirements for the gear to be applied coating, ie. what type and kind of gearing and on what material wheels.

Keywords: scratch test, PVD, hard coating, C-C gearing, Niemann's stand, C60E.

1. Introduction. The gearing consists of power transmission, which are placed particularly high demands on durability and reliability. With increasing of its speed growth rate additional dynamic forces in gearing, which are make increase of vibration and noise and with increasing load also increases friction work and with it also increases the thermal load them. These facts are adding stress whitening, which carries an increased risk of damage to the gears [1–3]. These factors place increased demands on production quality and precision gears.

One possible way of increasing the surface properties of the gears and thus increase the loading capacity of minimizing the surface damage of the tooth side during the operation, which can be affected in several ways, e.g. changing material, changing the gearing geometry, heat treatment, chemical heat treatment or formed on the surface side of the tooth thin isotropic film.

Coating can be defined as a process that results in the creation of a thin coating on the isotropic working surfaces of parts to improve their surface properties. Practical use can be seen especially in the use of artificial thin layers (coatings). The development of thin-layer technology, mainly due to vacuum technology and capabilities that a precise and sensitive diagnostic methods needed to study the properties of these thin films [4].

From the point of view of physico-chemical processes taking place in the creation of coatings, coating processes can be generally categorized into three groups:

- 1 CVD (Chemical Vapour Deposition),
- 2 PACVD (Plasma Assisted CVD),
- 3 PVD (Physical Vapour Deposition).

The required temperature at the application hard thin coatings shown in fig. 1. From the analysis of the size of operating temperatures shows that, for the application of coatings in gear transmissions can be used only by PVD, whose working temperature is below 500 °C. In this method is the

low application temperature, there is no heat affected surface layers of parts and their deformation, and therefore this method is the most dynamic developing the coating methods.

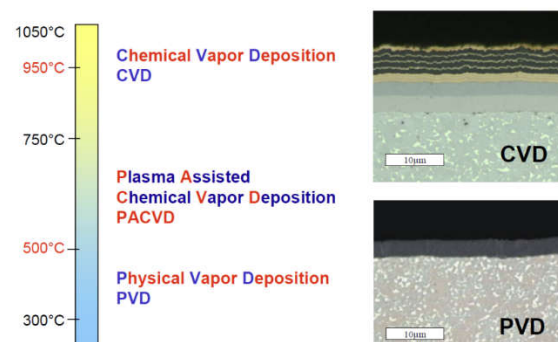


Fig. 1 – Working temperature coating technology CVD, PVD and PACVD

During deposition of PVD (Physical Vapour Deposition) layers are used by physical processes (heat, kinetic energy) to transform the deposited material from solid to gas. Thin layers deposited by PVD technology with a thickness of 0,0025 mm to a very high hardness, abrasion resistance and resistance to high temperatures.

PVD coatings have found wide application not only in the field of machining and forming, but now applied as well as in the production of gears, which creates conditions in the future also their wider use in gear power transmissions. Mostly coatings used in particular films based on amorphous carbon, known as DLC coatings. These layers are now used more types, the main difference being the method of deposition. However, there are a large number of different applications which may be a conventional or nanostructured PVD coatings. Both of the PVD coating can be in the form of monolayers and multilayers or gradient layers [5–7].

2. Evaluation of selected coatings on structural materials suitable for the manufacture of gear transmissions. In our workplace Institute of Transport Technology and Engineering Design Faculty of Mechanical Engineering Slovak University of Technology in Bratislava we are testing of selected PVD coatings in their application to non-standard convex-concave gearing (C-C gearing) with a low slip coefficient.

After detailed analysis of the fundamental tribological properties of thin PVD coatings have for their possible application in gearing we are selected five kinds of coatings: TiN, CrN, DLCI sandwich CR/CRN (plasma nitriding and PVD), duplex CRN (plasma nitriding and PVD), which were applied in laboratory samples for the selected construction materials suitable for the production of gears C60E, 16MnCr5, 41CrAlMo7. The results, as the volume loss of the coating on the substrate surface C60E are shown in fig. 2, the substrate 16MnCr5 in fig. 3 and the substrate 41CrAlMo7 in fig. 4 [8].

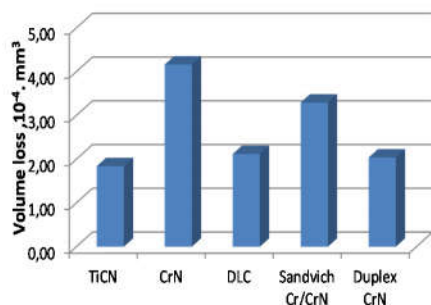


Fig. 2 – Volume loss of the surface selected coatings on the substrate C60E [8]

The course of the coefficient of friction on the selected materials is shown in fig. 5 for substrate C60E, in fig. 6, for the substrate 16MnCr5 and in fig. 7 for substrate 41CrAlMo7.

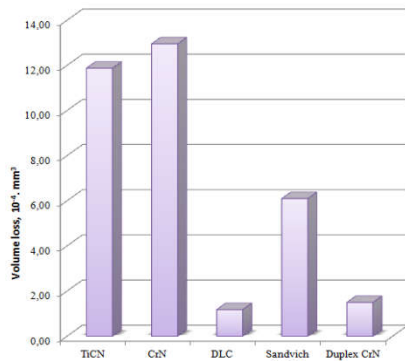


Fig. 3 – Volume loss of the surface selected coatings on the substrate 16MnCr5 [8]

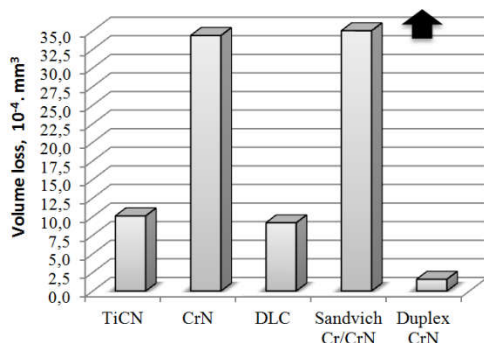


Fig. 4 – Volume loss of the surface selected coatings on the substrate 41CrAlMo7 [8]

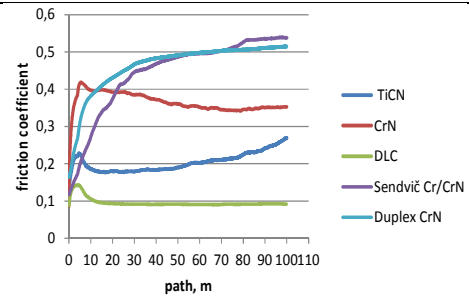


Fig. 5 – The course of the friction coefficient of selected coating on the substrate C60E

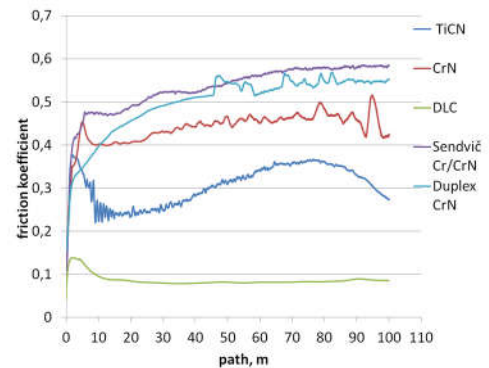


Fig. 6 – The course of the friction coefficient of selected coating on the substrate 16MnCr5

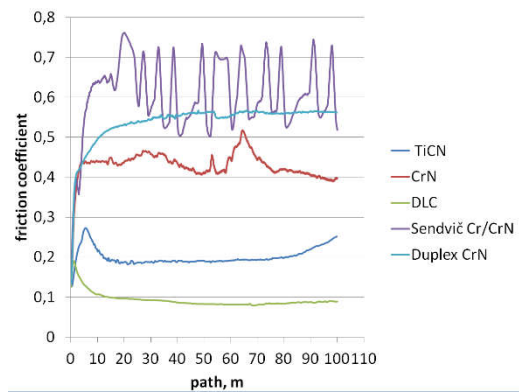


Fig. 7 – The course of the friction coefficient of selected coating on the substrate 41CrAlMo7

Based on the results obtained from the scratch test, analysis nanohardness, coefficient of friction, wear resistance, coating thickness and microstructure [8] can establish certain assessment test coatings on selected materials [9–11], which is listed in the table 1 for substrate C60E and substrate 16MnCr5 and in table 2 for substrate 41CrAlMo7.

Table 1 – Substrate C60E and substrate 16MnCr5 [8]

	C60E					16MnCr5				
	TiCN	CrN	DLC II	Sandwich Cr/CrN	Duplex CrN	TiCN	CrN	DLC II	Sandwich Cr/CrN	Duplex CrN
Scratch test	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍
Nanohardness	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍
Friction coefficient	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍
Wear resistance	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍
Thickness	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍
Microstructure	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍	👍

From table 1 it can be concluded that the substrate C60E for coating DLCII has not score low, but only very

good and good, therefore his laboratory results include the substrate C60E among the best.

Table 2 – Substrate 41CrAlMo7

	41CrAlMo7				
	TiCN	CrN	DLC II	Sandwich Cr/CrN	Duplex CrN
very good					
weak					
good					
Scratch test	👍	👍	👍	👍	👍
Nanohardness	👍	👍	👍	👍	👍
Friction coefficient	👍	👍	👍	👍	👍
Wear resistance	👍	👍	👍	👍	👍
Thickness	👍	👍	👍	👍	👍
Microstructure	👍	👍	👍	👍	👍

Title DLC is currently used to refer to a metastable state of an amorphous carbon containing a significant proportion of sp³ bonds. These layers have very good mechanical properties, such as great hardness, chemical stability and excellent tribological properties. DLC layers therefore have great possibilities of its application in industry.

In the automotive industry, the DLC coating is applied to the tool, not only for the production of the components, but also to reduce friction in the parts of the motor, wear and corrosion protection, the coating is most often the piston rings, valves, pistons, pump parts, camshafts and the like. Tribological laboratory analysis shows the possibility to use the DLC coatings in the transmission mechanisms.

Operating conditions in mesh involute gears in interaction with the ecological lubricant [11–13] is significantly different from the laboratory conditions (high load and pressure in contact, a big specific slips and high temperatures in contact), therefore, we applied the coating to the non-standard C-C gearing, in which the contact pressure smaller and smaller slips. Niemann's tests for scuffing showed, that applications of the DLCII coating for real gears did not confirm the good laboratory results. Niemann's test for scuffing showed there was a peeling applied DLCII coating first on the addendum and then on dedendum of teeth and gradually the entire surface of the side of the tooth.

These results show that the coating DLC II applied to the convex-concave teeth working with organic lubricants OMV BIOHYD MS46 a OMV BIOGEAR S150 is be not very suitable coating for gearing mesh, because after a load level 4 was the coating DLCII wash out from the teeth [14].

3. Conclusion. From the results it can be concluded that given the specific operating conditions of mesh gears (high contact pressure, high temperature at the point of

contact, type of lubricating oil and a specific slip in the gearing) can be in designing a suitable coating for gear based on standard laboratory tests only indicatively. For the design a suitable coating for gearings need to be analyzed for what particular type of gearing is the coating used and also to which material should be coating is applied, as in compliance with other standard conditions such as roughness, accuracy and hardness side tooth. For the critical parameters applied coating on gear teeth is in particular the adhesion to the base material, the hardness and the friction coefficient and lubricant oil.

Acknowledgments. The research work reported here was made possible by grant projects VEGA 1/0227/15.

References

1. Božanský M. Design II / Božanský M., Vereš M., Rusnák J. [et al.] // STU Bratislava, 2009, 325 p., ISBN 978-80-227-3510-0.
2. Božanský M. Non-Standard Gearing / Božanský M., Vereš M., Tőkölly P. [et al.] // STU Bratislava, 2012, 159 p., ISBN 978-80-227-3713-5.
3. Božanský M. Theory of Convex-Concave and Plane Cylindrical Gearing / Božanský M., Vereš M., Gaduš J. // STU Bratislava, 2006, 180 p., ISBN 80-227-2451-3.
4. Bláhová O. Mechanické vlastnosti tenkých vrstev deponovaných obloukovým odpařováním. / Bláhová O. // [Dizertační práce]. České vysoké učení technické v Praze. Praha, 1998.
5. Lümkmann A. A New Generation of PVD Coatings for High-Performance Gear Hobbing / Lümkmann A., Beutner M., Morstein M. [et al.] // Preprint from A Coatings Conference, Thessaloniki, Greece, Oct.1–3, 2014, Platit.
6. Tuszyński W. The Effect of WC/C Coating on the Wear of Bevel Gears Used in Coal Mines / Tuszyński W., Kalbarczyk M., Michalak M. [et al.] // Materials Science (Medžiagotyra). Vol. 21, No. 3., 2015, ISSN 1392 – 1320.
7. Rusnák J. Štúdium tribologických vlastností materiálov nanosených na povrch nekonvenčnými technológiami / Rusnák J. // [Monografia] MF SPU Nitra 2005, 67 p, ISBN 80-8069-485-0.
8. Vanya A. Design of the structure the deposited layers as the coating-tooth flank on the requirements of the selected gearing / Vanya A. // [Dissertation thesis], Bratislava 2012, 104 p.
9. Kučera M. Analysis of the information from the test of tribological characteristics of selected materials / Kučera M. // In: Zborník. "Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2004", Nitra : SPU, s. 4, ISBN 80-8096-362-5.
10. Kučera M. The study of the effect of dynamic loading process on the properties of tribological system: methods, devices, interpretation / Kučera M., Kučera M.jr, Beloev Ch. [et al.] // 1st ed. Ruse: Angel Kanchev University of Rousse, 2015, s. 86, ISBN 978-954-712-644-2.
11. Tóth F. Effect of Selected Ecological Lubricants on the Wear of Defined Sliding Bearing / Tóth F., Rusnák J., Kadnár M. [et al.] // Vedecký časopis Acta technologica agriculturae 1/2014, s. 13–16, ISSN 1338-5267 (online), ISSN 1335-2555 (printed edition).
12. Tóth F. Study of tribological properties of chosen types of environmentally friendly oils in combined friction conditions / Tóth F., Rusnák J., Kadnár M. [et al.] // Vedecký časopis Journal of Central European Agriculture, 2014, 15 (1), s. 185–192, ISSN 1332-9049.
13. Tóth F. The Study of Geometrical Changes of a Given sliding Couple caused by the influence of Operation. Methods, Devices, interpretation. / Tóth F., Rusnák J., Hristo B., [et al.] // [Scientific monograph]. Angel Kanchev University of Ruse Agrarian and Industrial Faculty, 2014, s. 82, ISBN 978-954-712-628-2.
14. Zápotočný J. : Určenie kvalitatívnych a kvantitatívnych charakteristík deponovaných povlakov v systéme "Povlak–Bok zuba" z tribologického hľadiska / Zápotočný J. // [Dizertačná práca] Bratislava, 2014, 94p.

Надійшло (received) 23.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Тверді тонкі покриття та їх застосування у нестандартних передачах C60E / М. Бошански // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 16–19. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

Твердые тонкие покрытия и их применение в нестандартных передачах C60E / М. Бошанский // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 16–19. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

Hard thin coatings and their applications on C60E non-standard gears / M. Božanský // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 16–19. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2079-0791.

Мірослав Бошански – професор, доктор філософії, професор інституту транспортних технологій та машинобудування, факультет інженерної механіки словацького технологічного університету в Братиславі, Словаччина; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk

Мірослав Бошански – профессор, доктор философии, профессор института транспортных технологий и машиностроения, факультет инженерной механики словацкого технологического университета в Братиславе, Словакия; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk

Miroslav Bošanský – Prof. Ing., Ph. D., professor at The Institute of Transport Technology and Designing, Faculty of Mechanical Engineering Slovak University of Technology in Bratislava, Slovakia; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk

УДК 621.01:621.913:621.633

Б. С. ВОРОНЦОВ, А. В. КРИВОШЕЯ, В. Е. МЕЛЬНИК, Т. Е. ТРЕТЬЯК

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ЗАДАНИЯ И ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГЛОБАЛЬНОЙ СПЛАЙН-ИНТЕРПОЛЯЦИИ

У статті представлені особливості та основні завдання які необхідно вирішувати при теоретичному і технологічному синтезі зубчастих передач. При вирішенні цих завдань доводиться коригувати поверхню зубчастих вінців при призначенні її конструкторської, технологічної та експлуатаційної модифікації і багаторазово вирішувати пряму і обернену задачі формоутворення, а також визначати параметри відносної установки і відносного руху вихідного інструментального тіла. Показано, що існуючі інформаційні технології синтезу зубчастих передач не в повній мірі задовольняють виробництво при наскрізній підтримці на всіх етапах життєвого циклу передачі. Запропоновано при чисельному вирішенні питань теоретичного і технологічного синтезу зубчастих передач використовувати сплайн-інтерполяцію сплайнними кривими Безьє 3-го порядку. Наведено приклад інтерполяції чисельно заданих поверхонь зубчастих вінців.

Ключові слова: сплайн, зубчасті передачі, інтерполяція, формоутворення.

В статье представлены особенности и основные задачи которые необходимо решать при теоретическом и технологическом синтезе зубчатых передач. При решении этих задач приходится корректировать поверхность зубчатых венцов при назначении ее конструкторской, технологической и эксплуатационной модификации и многократно решать прямую и обратную задачи формообразования, а также определять параметры относительной установки и относительного движения исходного инструментального тела. Показано, что существующие информационные технологии синтеза зубчатых передач не в полной мере удовлетворяют производство при сквозной поддержки на всех этапах жизненного цикла передачи. Предложено при численном решении вопросов теоретического и технологического синтеза зубчатых передач использовать сплайн-интерполяцию сплайнными кривыми Безье 3-го порядка. Приведен пример интерполяции численно заданных поверхностей зубчатых венцов.

Ключевые слова: сплайн, зубчатые передачи, интерполяция, формообразования.

The article presents the features and main tasks that need to be addressed at the theoretical and technological synthesis of gears. When solving these problems, it is necessary to correct the surface of the gear rims when defining its design, technological and operational modification and repeatedly solve the direct and inverse problems of shaping, as well as determine the parameters of the relative setting and the relative motion of the original body of the tool. It is shown that the existing information technologies for the synthesis of gears do not fully satisfy production using end-to-end support at all stages of the transmission life cycle. It was proposed to use the spline interpolation with spline Bezier's curves of the third order when solving numerically the problems of theoretical and technological synthesis of gears. An example of interpolation of numerically given surfaces of toothed rims is given.

Keywords: spline, gearing, interpolation, shaping.

Постановка проблеми. В настоящее время в отечественной промышленности распространяются новые информационные технологии сквозной поддержки сложной наукоемкой продукции на всех этапах ее жизненного цикла, в т.ч. на этапах проектирования и производства [1, 2].

Эти информационные технологии позволяют существенно снизить трудоемкость проектирования и производства сложных механизмов и повысить производительность труда на многих этапах жизненного цикла, как минимум, на 30% [1].

В то же время, эти информационные технологии сквозной поддержки этапов жизненного цикла продукции можно использовать не только для повышения эффективности, производительности и рентабельности процессов хозяйственной деятельности предприятия, но и для совершенствования известных и создания новых механизмов [3].

В данной статье мы представляем особенности совершенствования математических моделей задания, а

также теоретического и технологического формообразования зубчатых передач для информационных технологий поддержки этапов их проектирования и изготовления, как одной из массовых и наиболее сложных вышних кинематических пар.

Многообразие различных классов, типов и видов зубчатых передач, расширение сфер применения и предназначения, необходимость повышения функциональных, эксплуатационных, энергетических, экономических, экологических (шум и вибрации) и массогабаритных показателей требует более совершенных подходов к разработке математических моделей для информационных технологий поддержки этапов их жизненного цикла в том числе этапов проектирования и изготовления, что является актуальной задачей отечественного машиностроения.

Формулировка цели статьи (постановка задачи). Целью данной статьи является совершенствование математических моделей задания, а также теоретического и технологического формообразования зубча-

тых передач для информационных технологий поддержки этапов их проектирования и изготовления.

Существующие информационные технологии (Catia, Unigraphics, ProEngineer, PowerSOLUTION, SolidWorks, Sprut, Компас, T-FLEX и др.) используемые на этапах проектирования и производства различных машин и механизмов конечно можно использовать для совершенствования некоторых этапов жизненного цикла зубчатых передач, однако они рассчитаны на широкий класс деталей и не учитывают многие особенности жизненного цикла и синтеза зубчатых передач.

Информационные теоретического и технологического синтеза зубчатых передач значительно ограничены ГОСТами, стандартными методиками расчета, известными классификациями, известными способами теоретического и технологического синтеза, способами обработки, и т.д.

При теоретическом и технологическом синтезе зубчатых передач приходится решать целый комплекс задач:

1. Необходимо спроектировать и изготовить не отдельное зубчатое колесо, а сопряженную пару зубчатых колес, а также группу последовательно работающих зубообрабатывающих инструментов, обрабатывающих каждое зубчатое колесо передачи. Эта задача решается в рамках синтеза технической системы синтеза зубчатых передач [3].

2. В процессе проектирования зубчатой передачи и группы последовательно работающих зубообрабатывающих инструментов необходимо многократно решать прямую и обратную задачи формообразования.

3. В процессе решения прямой и обратной задач формообразования приходится дифференцировать уравнения сложной поверхности зубчатого колеса или исходного формообразующего тела (прототипа инструмента) состоящих из объединенных ("сшитых") отсекков различных поверхностей. Для этого необходимо чтобы поверхность была задана аналитически, например, в параметрическом виде.

4. При аналитическом решении задач прямого и обратного формообразования для разных классов зубчатых передач получаются довольно громоздкие аналитические зависимости, что усложняет создание обобщенных моделей формообразования. Намного проще решать задачи прямого и обратного формообразования численными методами с использованием ПЭВМ. Однако при численном решении задач формообразования получаем точечное описание формообразуемой поверхности и последующее ее дифференцирование невозможно.

5. При оптимальном синтезе зубчатой передачи для повышения эксплуатационных и др. показателей, приходится редактировать геометрию ее базового варианта и оценивать синтезируемую передачу по качественным показателям (коэффициент перекрытия, коэффициент скольжения, коэффициент ускоренного скольжения, приведенный радиус кривизны, коэффициент формы зуба, коэффициент характеризующий размещение полюса зубчатой передачи в зоне двухпарного касания) [4, 5].

6. При изготовлении, сборке и эксплуатации зубчатой передачи зачастую необходимо вносить незначительную (в пределах сотых долей миллиметра) коррекцию в профиль и линию зуба уже спроектированной зубчатой передачи (модифицировать рабочую поверхность зубчатой передачи), а затем повторно решать задачи теоретического и технологического формообразования [6].

7. При изготовлении зубчатой передачи следует учитывать, что поверхность зубьев при обработке формируется группой последовательно работающих зубо-

обрабатывающих инструментов и припуски, которые задаются на каждую из технологических операций различны не только по величине, но и по форме [6].

8. Следует учитывать наметившуюся тенденцию использования при изготовлении зубчатых колес простых дисковых инструментов и серийных станков с ЧПУ. Однако при этом возникает проблема создания управляющей программы для станка. Главной сложностью при создании этой управляющей программы является описание профиля зубчатого колеса с требуемой точностью [7, 8].

9. При проектировании и изготовлении зубчатых передач со сложными поверхностями зачастую необходимо представление зубчатой передачи и зубообрабатывающих инструментов в виде их виртуальных 3-D моделей на каждом из этапов их теоретического и технологического формообразования. Для этого поверхности зубчатых передач на каждом из этапов должны быть описаны аналитически. Это, например, позволит использовать технологию рапид-прототипинг для вырабатывания твердотельных моделей или функциональных образцов зубчатых передач и зуборезных инструментов любой сложности [9].

Следовательно, для создания и решения обобщающих моделей формообразования зубчатых передач более эффективным является численный метод, а для построения 3-D моделей – аналитический. Необходимо предложить компромиссный вариант. Приведенные выше особенности, анализ литературных источников и существующих пакетов прикладных программ позволил установить, что для математического описания поверхности зубчатых венцов и решения вопросов их теоретического и технологического формообразования компромиссным является метод который позволяет на необходимых этапах жизненного цикла зубчатой передачи представить точно заданные отсеки поверхностей зубчатых передач и исходных производящих тел (прототипов зубообрабатывающих инструментов) в аналитическом виде [10, 11]. Наиболее рационально для этого использовать интерполяционные многочлены и, в частности, использование сплайн-интерполяцию [11].

Сплайн-интерполяция используется для представления точно заданных отрезков отрезками полиномов невысокой степени — чаще всего третьей. При этом кубическая интерполяция обеспечивает непрерывность первой и второй производных в узловых точках. Из этого вытекают следующие свойства кубической сплайн-интерполяции:

- график кусочно-полиномиальной аппроксимирующей функции проходит точно через узловые точки;
- в узловых точках нет разрывов и резких перегибов функции;
- благодаря низкой степени полиномов погрешность между узловыми точками обычно достаточно мала;
- связь между числом узловых точек и степенью полинома отсутствует.

В настоящее время сплайны являются весьма популярным аппаратом приближения точно заданных линий и поверхностей ("туман точек").

Несмотря на недостаток этого метода интерполяции (сложность и большой объем вычислений), он имеет ряд следующих достоинств:

- график построенной функции проходит через каждую точку массива, степень многочлена не зависит от числа узлов сетки и, следовательно, не изменяется при его увеличении;

– построенная функция имеет непрерывные производные первого и второго порядка и обладает хорошими аппроксимирующими свойствами;

– сплайн является методом аппроксимированного описания сложной криволинейной траектории.

Задача сплайновой интерполяции состоит из двух подзадач: расчет коэффициентов сплайна и расчет значений функции сплайна в отдельных его точках. Использование сплайн-интерполяции позволяет значительно упростить математические модели, при решении, вопросов задания, формообразования, коррекции и модификации рабочих поверхностей зубчатых передач, проектирования зуборезных инструментов для каждого зубчатого колеса передачи, программировать траекторию относительного движения при обработке зубчатых колес на станках с ЧПУ обычными дисковыми инструментами.

Использование обобщающих кинематических схем и математических моделей формообразования, а также глобальной сплайн-интерполяции позволяет совершенствовать известные и разрабатывать новые геометро-кинематические схемы зубчатых передач и способы обработки назначать величину и форму припуска на последовательных операциях технологического формообразования проектировать группу последовательно работающих зубообрабатывающих инструментов. Использовать для обработки зубчатых передач универсальные станки с ЧПУ [7].

При синтезе зубчатой передачи в большинстве случаев основное внимание уделяется исследованию и проектированию активного участка производящего контура для формообразования профиля зубчатых колес без профиля переходной поверхности и поверхности впадин зубьев зубчатых колес. Кривые, описывающие головку и ножку исходного производящего контура, не исследуются и просто стыкуются по касательной к кривой, описывающей рабочий участок исходного производящего контура (рис. 1.) [8, 12].

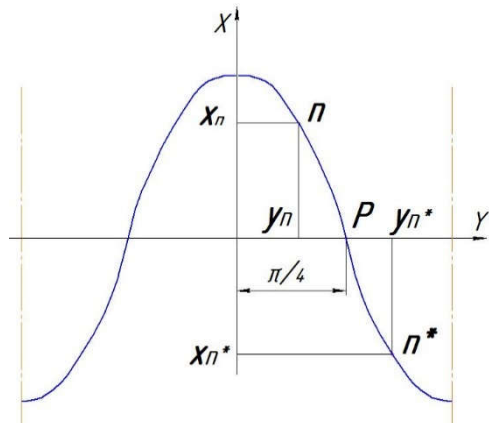


Рис. 1 – Полный исходный производящий профиль, состыкованный по касательной

На рис. 2 показан симметричный профиль исходного производящего дискового контура, полупрофиль которого состоит из трех кривых, заданных сплайн-выми кривыми Безье 3-го порядка [2]. Как видно из рисунка, вспомогательные кривые представляют результат интерполяции дуг окружностей, касательных к кривой, описывающей активный участок профиля.

В работе [13] анализируются контактные линии в паре инструмент–деталь при формообразовании (рис. 3) исходным производящим контуром в котором профиль поверхности вершин и профиль впадин описаны

окружностью. Поверхность зуба гиперboloидного колеса (рис. 4), полученного производящей поверхностью с таким исходным производящим контуром.

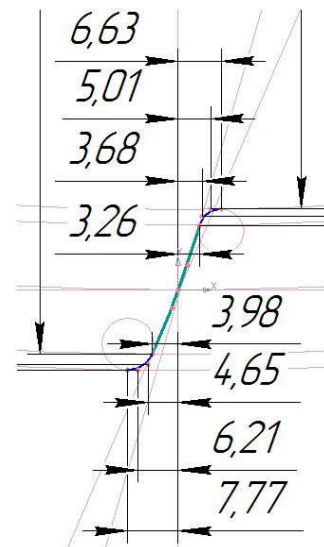


Рис. 2 – Комбинированная кривая полного профиля, интерполированная сплайном Безье

Как видно из рис. 3, контактные линии в месте стыковки кривых резко меняют свое направление, хотя поверхность зуба (рис. 4) получается гладкой. Такое резкое изменение направления контактных линий может негативно отразиться на процессе механической обработки, качестве получаемого изделия, стойкость инструмента.



Рис. 3 – Контактные линии

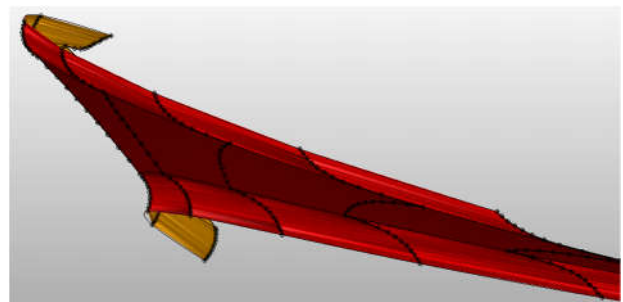


Рис. 4 – Поверхность зуба гиперboloидного колеса

Если задать профиль вершин и впадин, а также профиль активного профиля исходного производящего тела в виде точечной диаграммы, а затем интерполиро-

вать кубическими сплайнами Безье и в точках стыковки обеспечить равенство первой и второй производной мы получим "сшитый" и гладкий полный профиль поверхности исходного производящего тела.

Покажем, как могут меняться качественные характеристики пары инструмент–деталь при задании полного профиля исходного производящего контура кривыми Безье.

В данных исследованиях кривые, описывающие активный участок профиля (участок профиля который фоמוобразует профиль глобоидного зубчатого колеса) и участки профиля исходного производящего контура описаны кривыми Безье 3-го порядка:

$$\vec{r} = (1-\lambda)^3 p_0 + 3(1-\lambda)^2 \lambda p_1 + 3(1-\lambda) \lambda^2 p_2 + \lambda^3 p_3,$$

или в параметрическом виде:

$$x(\lambda, P_x) = (1-\lambda)^3 x_0 + 3(1-\lambda)^2 \lambda x_1 + 3(1-\lambda) \lambda^2 x_2 + \lambda^3 x_3;$$

$$y(\lambda, P_y) = (1-\lambda)^3 y_0 + 3(1-\lambda)^2 \lambda y_1 + 3(1-\lambda) \lambda^2 y_2 + \lambda^3 y_3,$$

где $P_x = (x_0, x_1, x_2, x_3)$, $P_y = (y_0, y_1, y_2, y_3)$ – радиус-векторы координат опорных P_0, P_3 и управляющих P_1, P_2 точек;

$\lambda = 0 \dots 1$ – текущий параметр, определяющий точку на кривой.

Обозначим начальную кривую через $\vec{r}_n$, а конечную – $\vec{r}_k$. Стыковка будет происходить в опорной точке P_{3n} начальной кривой при $\lambda_n = 1$ и в опорной точке P_{0k} конечной кривой при $\lambda_k = 0$. Соответственно координаты этой опорной точки должны быть равны:

$$x_{3n} = x_{0k}; \quad y_{3n} = y_{0k}. \quad (1)$$

Для того, чтобы кривые стыковались по касательной, необходимо, чтобы первые производные кривых в этой точке были равны.

Первые производные функций $x(\lambda, P_x)$ и $y(\lambda, P_y)$ по λ :

$$\begin{aligned} x'(\lambda, P_x) &= 3(-x_0 + 3x_1 - 3x_2 + x_3)\lambda^2 + \\ &+ 6(x_0 - 2x_1 + x_2)\lambda + 3(x_1 - x_0); \\ y'(\lambda, P_y) &= 3(-y_0 + 3y_1 - 3y_2 + y_3)\lambda^2 + \\ &+ 6(y_0 - 2y_1 + y_2)\lambda + 3(y_1 - y_0). \end{aligned}$$

Первые производные начальной кривой при $\lambda_n = 1$ равны:

$$x'_n(1, P_{3n}) = -3x_{2n} + 3x_{3n}; \quad y'_n(1, P_{3n}) = -3y_{2n} + 3y_{3n}.$$

Первые производные конечной кривой при $\lambda_k = 0$ равны:

$$x'_k(0, P_{0k}) = -3x_{0k} + 3x_{1k}; \quad y'_k(0, P_{0k}) = -3y_{0k} + 3y_{1k}.$$

Таким образом, для стыковки по касательной должны выполняться равенства координат первых производных в точке стыковки:

$$-x_{2n} + x_{3n} = -x_{0k} + x_{1k}; \quad (2) \quad -y_{2n} + y_{3n} = -y_{0k} + y_{1k}. \quad (3)$$

На рис. 5 показано, что если мы учитываем только равенство первых производных, то в точке сопряжения происходит скачек кривизны кривых, что приводит к резкому изменению направления контактных линий и может отрицательно сказаться на стойкость инструмента.

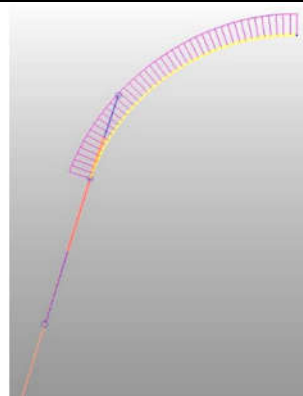


Рис. 5 – Скачек кривизны в точке стыка объединенных кривых главного профиля и профиля поверхности впадин.

Для того чтобы уменьшить это негативное последствие, необходимо уравнять значение кривизн кривых в точке их объединения.

Для плоской кривой кривизна определяется по формуле:

$$K(\lambda, P_x, P_y) = \frac{y''(\lambda, P_y) \cdot x'(\lambda, P_x)}{\left[\left(x'(\lambda, P_x) \right)^2 + \left(y'(\lambda, P_y) \right)^2 \right]^{3/2}} - \frac{x''(\lambda, P_x) \cdot y'(\lambda, P_y)}{\left[\left(x'(\lambda, P_x) \right)^2 + \left(y'(\lambda, P_y) \right)^2 \right]^{3/2}}.$$

Вторые производные кривой Безье 3-го порядка равны:

$$\begin{aligned} x''(\lambda, P_x) &= 6(-x_0 + 3x_1 - 3x_2 + x_3)\lambda + 6(x_0 - 2x_1 + x_2); \\ y''(\lambda, P_y) &= 6(-y_0 + 3y_1 - 3y_2 + y_3)\lambda + 6(y_0 - 2y_1 + y_2). \end{aligned}$$

Вторые производные начальной кривой при $\lambda_n = 1$ равны:

$$\begin{aligned} x''_n(1, P_{3n}) &= 6x_{1n} - 12x_{2n} + 6x_{3n}; \\ y''_n(1, P_{3n}) &= 6y_{1n} - 12y_{2n} + 6y_{3n}. \end{aligned}$$

Вторые производные конечной кривой при $\lambda_k = 0$ равны:

$$\begin{aligned} x''_k(0, P_{0k}) &= 6x_{0k} - 12x_{1k} + 6x_{2k}; \\ y''_k(0, P_{0k}) &= 6y_{0k} - 12y_{1k} + 6y_{2k}. \end{aligned}$$

После подстановки и преобразований кривизна начальной кривой в точке стыковки равна:

$$\begin{aligned} K_n(1, P_{3n}, P_{3n}) &= \frac{2 \cdot [x_{1n} \cdot (y_{2n} - y_{3n}) + x_{2n} \cdot (y_{3n} - y_{1n})]}{3 \cdot [(x_{3n} - x_{2n})^2 + (y_{3n} - y_{2n})^2]^{3/2}} + \\ &+ \frac{2 \cdot x_{3n} \cdot (y_{1n} - y_{2n})}{3 \cdot [(x_{3n} - x_{2n})^2 + (y_{3n} - y_{2n})^2]^{3/2}}. \end{aligned}$$

Кривизна конечной кривой:

$$\begin{aligned} K_k(0, P_{0k}, P_{0k}) &= \frac{2 \cdot [x_{0k} \cdot (y_{1k} - y_{2k}) + x_{1k} \cdot (y_{2k} - y_{0k})]}{3 \cdot [(x_{1k} - x_{0k})^2 + (y_{1k} - y_{0k})^2]^{3/2}} + \\ &+ \frac{2 \cdot x_{2k} \cdot (y_{0k} - y_{1k})}{3 \cdot [(x_{1k} - x_{0k})^2 + (y_{1k} - y_{0k})^2]^{3/2}}. \end{aligned}$$

В том случае, если будут выполняться условия равенств (1), (2), (3) и кривизны в точке стыковки начальной и конечной кривой будут равны:

$$K_n(1, P_{xn}, P_{yn}) = K_k(0, P_{xk}, P_{yk}).$$

Тем самым удастся сгладить переход от кривой, описывающей рабочий участок исходного профиля производящей поверхности к кривой, описывающей поверхность его вершин (рис. 6).

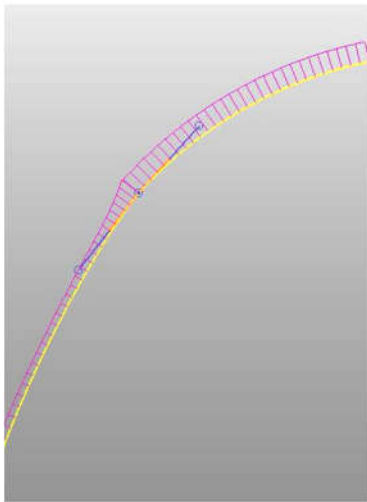


Рис. 6 – Уравнение кривизн на стыке двух участков профиля

Выводы и программа дальнейших исследований:

1. Установлено, что сплайн интерполяция поверхностей зубчатых передач кривыми Безье 3-го порядка является универсальным методом интерполяции сложных поверхностей зубчатых передач разных классов и может служить математическим аппаратом для описания поверхностей зубчатых передач и зуборезных инструментов состоящих их объединенных отсеков разных поверхностей.

2. Доказано, что при интерполяции полного профиля исходного производящего контура сплайнами Безье в точках объединения можно обеспечить равенство первой и второй производной, что улучшить качественные показатели зацепления инструмент-деталь.

3. В дальнейшем необходимо показать как с помощью управления формой сплайнов Безье аппроксимирующих полный профиль зубчатых передач или исходных производящих тел на разных этапах теоретического и технологического синтеза можно задавать модификацию поверхностей зубчатых передач, а также задавать величину и форму припуска на последовательных операциях изготовления зубчатых передач.

Список литературы:

1. Медведев Ф. В., Нагаев И. В. Автоматизированное проектирование и производство деталей сложной геометрии на базе программного комплекса PowerSolution: Учеб. пособие / Под общ. ред. А. Г. Громышева. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2005 – 167 с.
2. Тернюк Н. Э., Дудукалов Ю. В., Федченко В. В., Гладка Н. Н. Системно-процессное моделирование технических систем в cals-технологиях // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2011. – № 49. – С. 124–133.
3. Кривошея А. В., Сторчак М. Г., Данильченко Ю. М., Тернюк Н. Э., Воронцов Б. С., Устиненко А. В. Разработка концепции, структуры и принципов создания и функционирования новой технической системы синтеза зубчатых передач // Вісник НТУ "ХПИ". Зб. наук. праць. Тем. вип. "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПИ", – 2015. – № 34 – С.64–74.
4. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. Под ред. И. А. Болотовского. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.

5. Воронцов Б. С. Интерактивное управление синтезом зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сборник научных трудов. Тем.вип. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – № 40. – С.182–187.
6. Сухоруков Ю. Н. Модификация эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. – Киев: Техника, 1992. – 197 с.
7. Данильченко Ю. М., Кривошея А. В., Пастернак С. Л., Короткий С. В. Кинематика формообразования цилиндрических зубчатых колес с заданным профилем дисковым инструментом // Вестник НТУ "ХПИ". – Киев, 2005. – № 46. – С. 104–108.
8. Сердюк А. А., Лещенко Г. А. Повышение производительности обработки зубчатых колес на станках с ЧПУ // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – № 2 (33). – 2014. – С. 89–93.
9. Кривошея А. В., Сторчак М. Г. и др. Изготовление моделей и функциональных опытных образцов алмазных зубообрабатывающих инструментов с использованием метода ускоренного лазерного прототипирования // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. – Вып. 73. – С.124–135.
10. Журавлев Г. А. О развитии формы профиля зубьев зубчатых колес // Сб. Теория реальных передач зацеплением: Информационные материалы 6 Международного симпозиума. 4.2. Проблема оценки и повышения работоспособности реальных передач зацеплением. 30 сентября – 2 октября 1997 г. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 1997. – С. 53–56.
11. Панкратов Ю. М. САПР режущих инструментов: Учебное пособие. – СПб.: Изд-во "Лань", 2013. – 336 с.:ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература).
12. Воронцов Б. С. Допоміжні ділянки вихідного контуру зубчатих коліс / Б. С. Воронцов, І. А. Бочарова // Геометричне та комп'ютерне моделювання. – Харків: ХДУХТ, 2005. – Вип. 13. – С. 179–185.
13. Витренко В. А. Поверхностное моделирование гиперболических инструментов в системе PowerSHAPE / В. А. Витренко, Б. С. Воронцов, С. Г. Кириченко // Вісник Національного Технічного університету "ХПИ": зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПИ", 2011. – № 29. – С. 30–35.

References (transliterated)

1. Medvedev F V, Nagaev I. V. *Avtomatizirovannoe proektirovanie i proizvodstvo detalej slozhnoy geometrii na baze programmnoy kompleksa PowerSolution* [Automated design and production of parts of complex geometry based on the PowerSolution software package]. Irkutsk, Publishing House of IrSTU, 2005, 167 p.
2. Terniuk N. E., Dudukalov Yu. V., Fedchenko V. V., Gladka N. N. *Sistemno-processnoye modelirovaniye tekhnicheskikh sistem v calstekhnologiyah* [System-process modeling of technical systems in calstechnologies]. *Open information and computer integrated technologies*, 2011, no. 49, pp. 124–133.
3. Krivosheya A. V., Storchak M. G., Danilchenko Yu. M., Terniuk N. E., Vorontsov B. S., Ustinenko A. V. *Razrabotka koncepcii, struktury i principov sozdaniya i funkcionirovaniya novoy tekhnicheskoy sistemy sinteza zubchatykh peredach* [Development of the concept, structure and principles of the creation and operation of a new technical system for the synthesis of gears]. *Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Institutu "Harkivs'kij Politehnichnij Institut": zbirnik naukovih prac': tematichnij випуск "Problemi mehanichnogo privodu"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 34, pp. 64–74.
4. *Spravochnik po geometricheskomu raschetu ehvol'ventnykh zubchatykh i chervyachnykh peredach* [Handbook on the geometric calculation of involute gear and worm gears]. Ed. I. A. Bolotovskiy, Moscow, Machine Building, 1986, 448 p.
5. Vorontsov B. S. *Interaktivnoye upravleniye sintezom zubchatykh peredach* [Interactive control of the synthesis of gears]. *Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Institutu "Harkivs'kij Politehnichnij Institut": zbirnik naukovih prac': tematichnij випуск "Problemi mehanichnogo privodu"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2005, no. 40, pp. 182–187.
6. Sukhorukov Yu. N. *Modifikaciya ehvol'ventnykh cilindricheskikh zubchatykh koles* [Modification of involute cylindrical gears]. Kiev, Engineerin, 1992, 197 p.
7. Danilchenko Yu. M., Krivosheya A. V., Pasternak S. L., Short C. V. *Kinematika formoutvorenniya cilindrichnih zubchatih kolis z zadanim profilem diskovim instrumentom* [Kinematics formation of cylindric tooth wheels with required profile by the disk tool]. *Bulletin of NTUU "KPI"*, Kiev, no. 46, 2005, pp. 104–108.
8. Serdyuk A. A., Leshchenko G. A. *Povysheniye proizvoditel'nosti obrabotki zubchatykh kolyosna stankah s CHPU* [Increase in the productivity of machining of tooth wheels with CNC] *Visnik Donbas'koi derzhavnoi mashinobudivnoi akademii* [News of Donbass State Power Machines and Academy], no. 2 (33), 2014, pp. 89–93.
9. Krivosheya A. V., Storchak M. G. *Izgotovleniye modelej i funktsional'nykh opytnykh obrazcov almaznykh zubobrabatyvayushchih instrumentov s ispol'zovaniem metoda uskorennoy lazernogo prototipirovaniya* [Manufacture of models and functional prototypes of diamond gear

- processing tools using the accelerated laser prototyping method]. *Rezanie i instrument v tekhnologicheskikh sistemah* [Cutting and the tool in technological systems]. Intern. Scientific-techn. Sat. Kharkov, NTU "KhPI", 2007, no. 73, pp. 124–135.
10. Zhuravlev G. A. O razviti formy profilya zub'ev zubchatykh koles [On the development of the shape of the profile of the teeth of tooth wheels]. *Sat. The theory of real gear gearing: Information materials of the 6th International Symposium. 4.2. The problem of assessing and improving the operability of real gear gears. 30 September – 2 October 1997*. Kurgan, From the Kurgan state. University, 1997, pp. 53–56.
11. Pankratov Yu. M. *SAPR rezhushchih instrumentov: Uchebnoe posobie* [CAD of cutting tools: Training aid]. SPb., Publishing House "Lan", 2013. 336 p.
12. Vorontsov B. S., Bocharova B. S. Dopomizhni dilyanki vihidnogo konturu zubchastih kolis [Auxiliary areas of the outermost contour of toothed wheels]. *Geometrical and computer simulation*, Kharkiv, KhDUHT, 2005, no. 13n, pp. 179–185.
13. Vitrenko V. A., Vorontsov B. S., Kirichenko S. G. Poverhnostnoe modelirovaniye giperboloidnykh instrumentov v sisteme PowerSHAPE [Surface modeling of hyperboloid tools in the PowerSHAPE system]. // *Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Institutu "Harkivs'kij Politehnichnij Institut": zbirnik naukovih prac': tematicnij vipusk "Problemi mehanichnogo privodu"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2011, no. 29, pp. 30–35.

Поступила (received) 20.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Удосконалення математичних моделей завдання і теоретичного формоутворення зубчастих передач з використанням глобальної сплайн-інтерполяції / Б. С. Воронцов, А. В. Кривошея, В. Є. Мельник, Т. Є. Третяк // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 19–24. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0791.

Совершенствование математических моделей задания и теоретического формообразования зубчатых передач с использованием глобальной сплайн-интерполяции / Б. С. Воронцов, А. В. Кривошея, В. Е. Мельник, Т. Е. Третяк // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 19–24. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0791.

Perfection of mathematical models of the task and theoretical shaping of gears using global spline interpolation / B. S. Vorontsov, A. V. Krivosheya, V. E. Melnik, T. E. Tretyak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 19–24. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Воронцов Борис Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, НТУ України "КПІ", старший науковий співробітник кафедри "Інтегровані технології машинобудування", м. Київ; тел.: (095) 310-26-05; e-mail: vorontsov@gmail.com.

Воронцов Борис Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, НТУ Украины "КПИ", старший научный сотрудник кафедры "Интегрированные технологии машиностроения", г. Киев; тел.: (095) 310-26-05; e-mail: vorontsov@gmail.com.

Vorontsov Boris Sergeevich – candidate of technical sciences, associate professor, senior researcher of the Department of Integrated Technologies of Machine Building NTU of Ukraine "KPI", Kyiv; tel.: (095) 310-26-05; e-mail: vorontsov@gmail.com.

Кривошея Анатолій Васильович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІНМ НАН України, старший науковий співробітник відділу "Формування прецизійних елементів складнопрофільних виробів", м. Київ; тел.: (044) 467-58-22; e-mail: krivosheyatolja@ukr.net.

Кривошея Анатолий Васильевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИСМ НАН Украины, старший научный сотрудник отдела "Формирование прецизионных элементов сложнопрофильных изделий", г. Киев; тел.: (044) 467 58 22; e-mail: krivosheyatolja@ukr.net.

Krivosheya Anatoly Vasilievich – candidate of technical sciences, senior researcher, ISM NAS of Ukraine, senior researcher of the department "Formation of precision elements of composite products", Kiev; tel.: (044) 467 58 22; e-mail: krivosheyatolja@ukr.net.

Мельник Володимир Євгенійович – кандидат технічних наук, ІНМ НАН України, старший науковий співробітник відділу "Формування прецизійних елементів складнопрофільних виробів", м. Київ; тел.: (044) 467-58-22; e-mail: krivosheyatolja@ukr.net.

Мельник Владимир Евгеньевич – кандидат технических наук, ИСМ НАН Украины, старший научный сотрудник отдела "Формирование прецизионных элементов сложнопрофильных изделий", г. Киев; тел.: (044) 467-58-22; e-mail: krivosheyatolja@ukr.net.

Melnik Vladimir Evgenievich – candidate of technical sciences, ISM NAS of Ukraine, senior researcher of the department "Formation of precision elements of composite products", Kiev; tel.: (044) 467-58-22; e-mail: krivosheyatolja@ukr.net.

Третяк Тетяна Євгенівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший викладач кафедри інтегрованих технологій машинобудування ім. М. Ф. Семка, м. Харків; тел.: (050) 268-61-64; e-mail: mir@soliy.com.ua.

Третяк Татьяна Евгеньевна – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший преподаватель кафедры интегрированных технологий машиностроения им. М. Ф. Семко, г. Харьков; тел.: (050) 268-61-64; e-mail: mir@soliy.com.ua.

Tretyak Tatyana Evgen'evna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Integrated technologies of machine building named after M. F. Semko, Kharkiv; tel.: (050) 268-61-64; e-mail: mir@soliy.com.ua.

УДК 519.2

С. А. ГАВРИЛОВ, Н. Н. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОВ

ВИБРОМОНИТОРИНГ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ

Вирішувється завдання пошуку ознак зміни технічного стану зубчастих коліс планетарної зубчастої передачі, використовуваних при вібродіагностиці. Наведено результати досліджень віброактивності редуктора мотор–колеса самоскида БЕЛАЗ в експлуатаційних умовах. Пропоновані в якості критеріїв оцінки технічного стану елементів редуктора дискримінанти однозначно залежать від стану зубчастих коліс і можуть бути використані при вібромоніторингу технічного стану планетарних редукторів мобільних машин.

Ключові слова: планетарний редуктор, зубчаста передача, вібрація, спектр, синхронне усереднення, діагностика, дискримінант.

Решается задача поиска признаков изменения технического состояния зубчатых колес планетарной зубчатой передачи, используемых при вибродиагностике. Приведены результаты исследований виброактивности редуктора мотор–колеса самосвала БЕЛАЗ в эксплуатационных условиях. Предлагаемые в качестве критериев оценки технического состояния элементов редуктора дискриминанты однозначно зависят от состояния зубчатых колес и могут быть использованы при вибромониторинге технического состояния планетарных редукторов мобильных машин.

Ключевые слова: планетарный редуктор, зубчатая передача, вибрация, спектр, синхронное усреднение, диагностика, дискриминант.

The problem of search of signs of change of a technical condition of gear wheels of the planetary gear transmission used in vibration diagnostics. The results of studies of vibratory activity of the gear motor–wheel dump truck BELAZ operating conditions. Proposed as criteria for the assessment of technical condition of gear unit components, discriminants are uniquely dependent on the condition of gear wheels and can be used in the vibration monitoring of the technical condition of the planetary gear units of mobile machines.

Keywords: planetary reducer, gear, vibration, spectrum, synchronous averaging, diagnostics, discriminant.

Введение. Актуальность задачи. Одной из основных задач при вибродиагностике планетарных редукторных систем в условиях эксплуатации является выявление зарождающихся дефектов отдельных элементов механизма. Для оценки состояния редуктора в целом в качестве диагностического признака можно использовать общий уровень вибрации, но необходимость детализации вида неисправностей заставляет применять более чувствительные характеристики виброакустических процессов [1]. Наиболее простой путь – применение спектрального анализа, получившего широкое распространение в системах виброакустического контроля механизмов [2].

Однако специфика кинематики планетарных редукторов, особенно многоступенчатых, приводят к получению чрезвычайно насыщенных информативными частотами узкополосных спектров. Если же проводится диагностика трансмиссии мобильной машины в условиях эксплуатации, спектры вибрации будут также содержать составляющие, вызванные колебаниями не только всех ее узлов, но и колебаниями самой машины при движении по неровностям и т.д. В результате анализ таких спектров становится трудноразрешимой проблемой.

Таким образом, необходимость поиска надежных признаков изменения технического состояния элементов зубчатых передач планетарных рядов является, несомненно, весьма актуальной задачей.

Анализ проблемы. Постановка задачи. Суммарный сигнал, воспринимаемый вибродатчиком, установленным на корпусе переборного редуктора, в простейшем случае состоит из трех компонент (рис. 1, а) [1]. При появлении повреждений контактирующих поверхностей зубьев возникает амплитудная модуляция колебаний с частотой вращения дефектного колеса ω_1 .

Особенностью планетарной передачи является циклическое перемещение точек приложения сил в зацеплении относительно датчика, установленного на неподвижном корпусе редуктора, что создает дополнительную помеху в виде балансной амплитудной модуляции с частотой ω_2 перемещения источника возмущения в пространстве относительно датчика. Результирующий сигнал, воспринимаемый вибродатчиком, установленным на корпусе планетарного редуктора, для

того же локального дефекта контактирующих поверхностей в простейшем случае состоит из девяти компонент (рис. 1, б) с частотами $(\omega_z \pm \omega_1)$ и $(\omega_z \pm \omega_2 \pm \omega_1)$ [1].

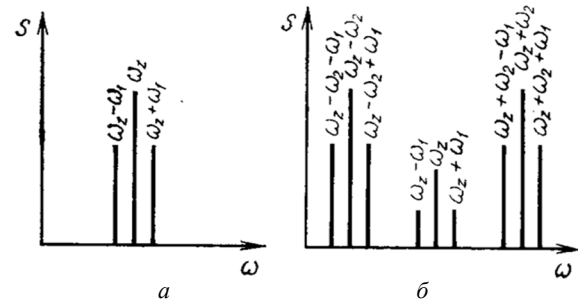


Рис. 1 – Спектр вибраций корпуса редуктора в окрестности зубцовой частоты при наличии локальных дефектов контактирующих поверхностей [1]:

а – переборный редуктор; б – планетарный редуктор

Таким образом, с учетом полигармонического характера модулирующего воздействия и сложности кинематической схемы, сигнал, воспринимаемый вибродатчиком, установленным на корпусе планетарного редуктора, может содержать следующие частотные компоненты: ω_z , $(\omega_z \pm k\omega_1)$ и $(\omega_z \pm l\omega_2 \pm k\omega_1)$ где $k, l = 1, 2, 3, \dots$.

Кроме того, при диагностировании планетарного редуктора в условиях движения машины будет иметь место модуляция из-за непостоянства частоты вращения вала за время проведения замера (рис. 2), что вызовет получение дополнительного набора компонент с частотами $(\omega_z \pm m\omega_3)$, которые также модулируются в свою очередь частотами ω_1 и ω_2 .

Проведем для примера расчет вынужденных частот 1-го планетарного ряда (число зубьев солнечной шестерни $z_1 = 21$, сателлитов $z_2 = 47$, коронной шестерни $z_3 = 117$) редуктора мотор–колеса (РМК) самосвала БЕЛАЗ грузоподъемностью 130 тонн при его движении со скоростью $v \approx 16$ км/ч, рекомендуемой для транспортировки груза (табл. 1) [3]. Пример реального спектра РМК приведен на рис. 3.

Как расчет, так и измерения показывают, что кроме основной зубцовой частоты $f_{z1} \approx 274$ Гц, наблюдается на спектре (даже при $k, l, m = 1$) сплошной ряд частотных составляющих в диапазоне 250...300 Гц (рис. 3).

© С. А. Гаврилов, Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, 2017

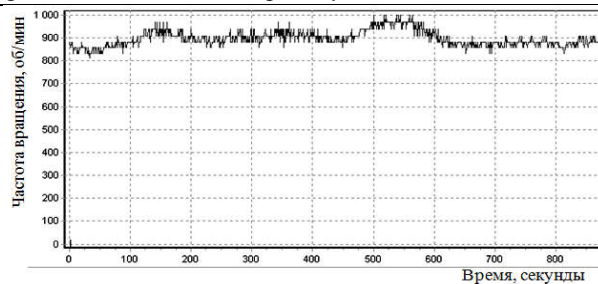


Рис. 2 – Колебания частоты вращения вала электродвигателя самосвала БЕЛАЗ

Таблица 1 – Расчет вынужденных частот 1-го планетарного ряда РМК самосвала БЕЛАЗ

Частоты 1-го планетарного ряда РМК	Обозначение	Значение*, Гц
Вращения вала эл/двигателя (894 мин^{-1})	f_0	15
Зубцовая 1-го планетарного ряда	f_{z1}	274
Вращения вала солнца (относительно водила)	f_1	13
Вращения сателлита (относительно водила)	f_2	6
Вращения короны (относительно водила)	f_3	2
Вращения водила	f_4	2
Допустимое колебание частоты вала э/дв $\pm 15\%$	Δf_0	2
Допустимое колебание частоты вала солнца	Δf_1	2
Допустимое колебание частоты вала сателлита	Δf_2	1

* Значения частот округлены в расчете на разрешающую способность анализатора $\Delta f = 1 \text{ Гц}$

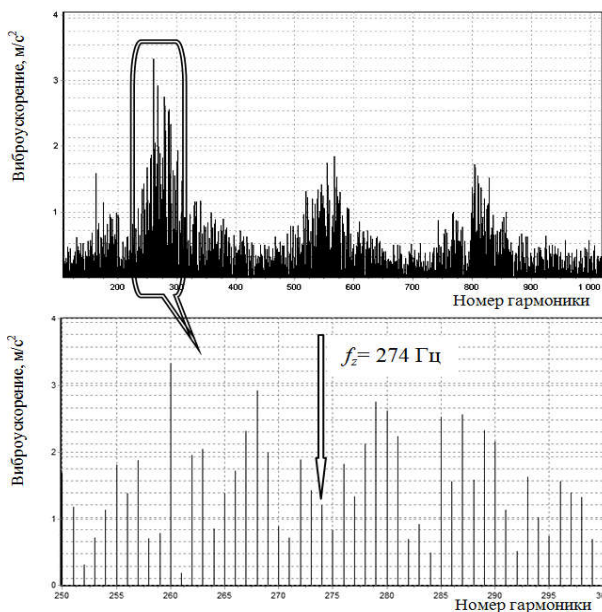


Рис. 3 – Узкополосный спектр РМК самосвала БЕЛАЗ в районе зубцовой частоты 1-го планетарного ряда

Анализ подобных узкополосных спектров механизмов планетарного типа вызывает значительные затруднения как при ручной обработке данных, так и при попытке автоматизировать данный процесс. Следовательно, необходимо разрабатывать методы, которые позволят упростить задачу вибродиагностики планетарных редукторов, особенно в автоматическом режиме.

Результаты исследований. Опыт использования разработанной в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси системы вибромониторинга редукторов мотор-колес (СВМ-РМК-611) показал, что применение для обработки результатов измерений вибрации алгоритма синхронного усреднения способствует выделению периодических составляющих вынужденных колебаний диагностируемого узла на фоне собственных колебаний механизма и вынужденных колеба-

ний других узлов. Улучшения отношения сигнал/помеха в этом случае удается добиться выделением составляющих гармонического ряда, связанных с кинематикой диагностируемого узла. При этом частота вращения каждого вала редуктора является образующей для целого гармонического ряда, содержащего, в частности, характерные частоты зубчатых пар, что позволяет выделять из временного сигнала виброускорений составляющие, характеризующие отдельные элементы планетарного редуктора и отдельно диагностировать состояние солнечных шестерен, сателлитов и коронных шестерен [4].

Проведенный в Полтавском ГОК вибромониторинг состояния РМК нескольких 130-тонных самосвалов БЕЛАЗ в эксплуатационных условиях показал, что анализ изменения среднего квадратического значения (СКЗ) виброускорений и ПИК-фактора позволяет уверенно судить о состоянии редуктора в целом. Графики изменения этих параметров в зависимости от пробега для одного из РМК приведены на рис. 4. Полученные зависимости показывают, что редуктор находится в предаварийном состоянии.

Наряду с замерах СКЗ и ПИК-фактора, проводился также анализ гармонических спектров всех зубчатых колес РМК.

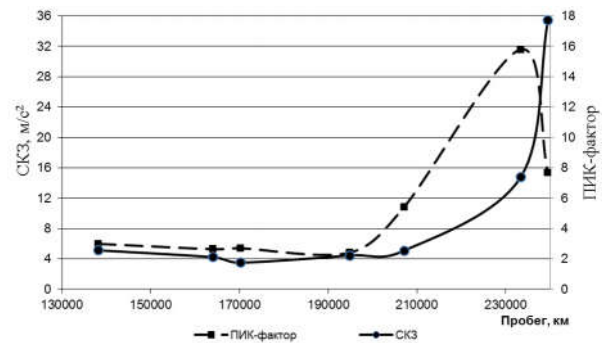


Рис. 4 – СКЗ и ПИК-фактор РМК самосвала БЕЛАЗ

Мониторинг спектров показал, что наиболее активный рост зубцовой и кратных ей составляющих наблюдался у солнечной шестерни и сателлитов 2-го планетарного ряда РМК. Так, на рис. 5 в качестве примера приведены гармонические спектры вала солнечной шестерни 2-го планетарного ряда РМК, полученные при различных значениях пробега самосвала.

На спектрах наблюдается ряд гармоник, характерных для установленной на нем солнечной шестерни с числом зубьев $z = 22$ (гармоники №№ 22, 44, 66, 88 и 110 зубцовой f_z и кратных ей частот $2f_z$, $3f_z$, $4f_z$ и $5f_z$).

Результаты обработки приведенных на рисунке 5 спектров с определением величин зубцовых составляющих S_{f_z} , а также обобщенных показателей вибрации (размерного (1) и безразмерного (2) дискриминантов) приведены в табл. 2 и на рис. 6.

$$S_{f_z} = \sqrt{\sum_{k=1}^N S_{kf_z}^2}; \quad (1) \quad \beta_{f_z} = \frac{(S_{f_z} - S_{f_z0})}{S_{f_z0}}, \quad (2)$$

где S_{f_z0} – значение S_{f_z} во время начала мониторинга.

Анализ полученных данных показывает, что не все амплитуды гармонических составляющих, кратных зубцовой частоте f_z , стабильно возрастают с ростом величины пробега. Постоянную тенденцию к росту показали в данном примере только гармоники $3f_z$ и $4f_z$. В связи с этим для мониторинга состояния зубчатых пар лучше пользоваться комплексными показателями – дискриминантами [1, 5], например, (1) или (2).

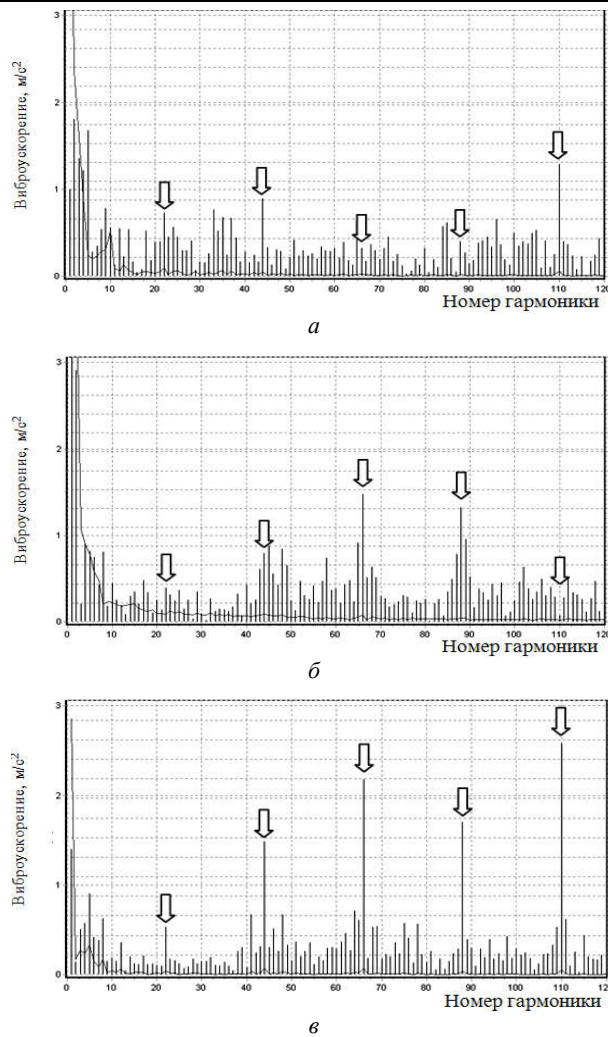


Рис. 5 – Гармонические спектры вибрации вала солнечной шестерни 2-го ряда РМК в зависимости от пробега
Пробег самосвала:
а – 164044 км; б – 194809 км; в – 233357 км

Таблица 2 – Амплитуды гармонических составляющих и обобщенных показателей вибрации солнечной шестерни 2-го планетарного ряда РМК в зависимости от пробега самосвала

Пробег, км	Амплитуды гармоник, м/с²					Дискриминанты	
	S_{1f_z}	S_{2f_z}	S_{3f_z}	S_{4f_z}	S_{5f_z}	S_{f_z} , м/с²	β_{f_z}
164044	0,70	0,85	0,30	0,35	1,4	1,84	0
194809	0,40	0,75	1,50	1,40	0,20	2,23	0,21
233357	0,50	1,50	2,25	1,75	2,60	4,17	1,27

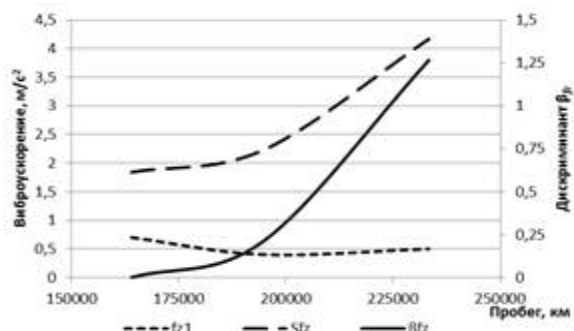


Рис. 6 – Тенденции роста гармонических составляющих и дискриминантов в зависимости от пробега самосвала

Причем использование размерного дискриминанта (1) также имеет определенные недостатки. Так, для зубчатых колес 1-го ряда РМК абсолютная величина S_{f_z} значи-

тельно больше, чем для зубчатых колес 2-го ряда, а значение S_{f_z} для находящихся в зацеплении солнечной шестерни и сателлитов 2-го ряда мало отличаются как по величине, так и по степени возрастания с ростом пробега (рис. 7, а).

Указанных недостатков лишен безразмерный дискриминант β_{f_z} , использование которого наиболее удобно для мониторинга состояния зубчатых пар РМК (рис. 7, б).

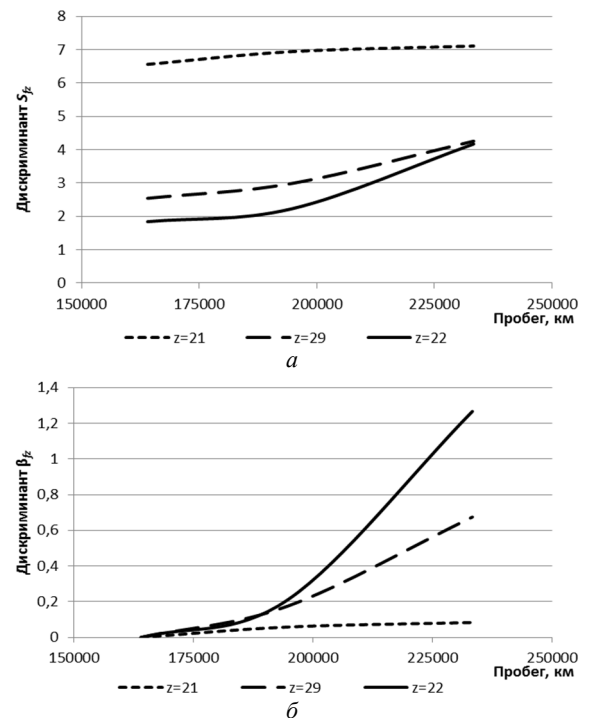


Рис. 7 – Тенденции роста дискриминантов в зависимости от пробега самосвала
а – дискриминант S_{f_z} ; б – дискриминант β_{f_z}

Еще одним показателем, позволяющим определить наиболее критичный с точки зрения выхода из строя элемент редуктора, является наличие на гармонических спектрах амплитудной модуляции колебаний с частотой вращения дефектного колеса. Появление данных боковых гармоник достаточно хорошо на спектрах при большом пробеге самосвала.

Пример ярко выраженной амплитудной модуляции с частотой вращения дефектного колеса приведен на рис. 8 для гармоники $3f_z$ солнечной шестерни 2-го ряда РМК.

На рисунке хорошо видны боковые частоты $3f_z \pm k f_{об}$, $k = 1 \dots 4$. Разборка данного редуктора подтвердила предположения о своевременности проведения ремонтных работ в связи с критическим износом солнечной шестерни второго ряда РМК.

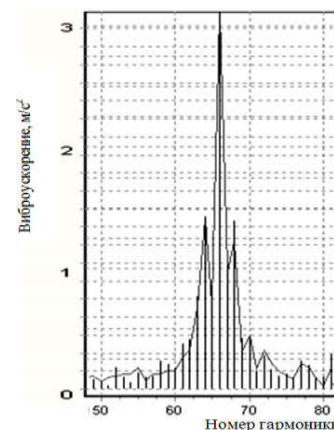


Рис. 8 – Гармонический спектр солнечной шестерни 2-го ряда РМК в районе гармоники $3f_z$

Выводы:

1. Использование узкополосных спектров вибрации для мониторинга технического состояния и диагностики редукторных планетарных редукторов мобильных машин сопряжено со значительными трудностями при обработке данных и проведении их анализа.

2. Применение метода синхронного усреднения и наиболее чувствительных к изменению технического состояния критериев (дискриминантов) значительно упрощает анализ данных вибромониторинга и может быть использован при автоматизированной диагностике отдельных зубчатых пар планетарных редукторов.

Список литературы

1. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
2. Русов, В. А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам / В. А. Русов. – Пермь: Виброцентр, 1996. – 176 с.
3. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения. Методические рекомендации / О. В. Берестнев [и др.]. – Минск: БелГИСС, 2009. – 115 с.
4. Ишин, Н. Н. Применение метода синхронного накопления при вибродиагностике зубчатых передач в условиях эксплуатации / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, С. А. Гаврилов // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник нау-

кових праць. Серія: Проблеми механічного приводу – Х. : НТУ "ХПІ". – № 31 (2014). – С. 53–56.

5. Максимов, В. П. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах / В. П. Максимов. – М.: Машиностроение. – 1987. – 208 с.

References (transliterated)

1. Genkin M. D., Sokolova A. G. *Vibroakusticheskaya diagnostika mashin i mekhanizmov* [Vibroacoustic diagnostics of machines and mechanisms]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1987. 288 p.
2. Rusov V. A. *Diagnostika defektov vrashchayushchegosya oborudovaniya po vibratsionnym signalam* [Diagnostics of defects of rotating equipment by vibration signals]. Perm, Vibrotsentr, Publ., 1996. 176 p.
3. Berestnev O. V., [et al.] *Kompleksnyy kontrol i povyshenie kachestva zubchatykh privodnykh mekhanizmov dlya mashinostroyeniya. Metodicheskie rekomendatsii* [Complex control and improvement of the quality of gear drives for mechanical engineering. Guidelines]. Minsk, BelGISS, 2009. 115 p.
4. Ishin N. N., Goman A. M., Skorokhodov A. S., Gavrilov S. A. *Primeneniye metoda sinkhronnogo nakopleniya pri vibrodiagnostike zubchatykh peredach v usloviyakh ekspluatatsii* [The application of the method of synchronous accumulation during vibrodiagnostics of gears under operating conditions]. Visnik Natsional'nogo Tekhnichnogo universitetu "KHPI". Zbirnik naukovikh prats'. Seriya: Problemi mekhanichnogo privodu [Bulletin of National Technical University "KHPI". The collection of scientific works. Series: Problems mechanical drive]. Kharkiv, 2014, no 31, pp. 53–56.
5. Maksimov V. P. *Izmerenie, obrabotka i analiz bystroperemennykh processov v mashinakh* [Measurement, processing and analysis of fast-changing processes in machines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1987. 208 p.

Поступила (received) 28.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Вибромониторинг технічного стану зубчастих коліс планетарних редукторів / С. О. Гаврилов, М. М. Ішин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 25–28. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Вибромониторинг технического состояния зубчатых колес планетарных редукторов / С. А. Гаврилов, Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 25–28. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

The vibration condition monitoring of gears of planetary gearboxes / S. A. Gavrilov, N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 25–28. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гаврилов Сергій Олексійович – кандидат технічних наук, директор ПСП "Полтава-Автокомплект", м. Комсомольськ Полтавської обл., тел.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Гаврилов Сергей Алексеевич – кандидат технических наук, директор ПСП "Полтава-Автокомплект", г. Комсомольск Полтавской обл., тел.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Gavrilov Sergey Alekseevich – Candidate of Technical Sciences, Director PSP "Poltava-avtokomplekt", Komso-molsk Poltavskoj obl., tel.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Ішин Микола Миколайович – доктор технічних наук, доцент, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, директор Науково-технічного центру "Кар'єрна техніка", м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ишин Николай Николаевич – доктор технических наук, доцент, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, директор Научно-технического центра "Карьерная техника", г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ishin Nikolay Nikolaevich – Doctor of Technical Sciences, Docent, Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Director of Scientific and Technical Center of Quarry Machinery, Minsk, Belarus, tel.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Гоман Аркадій Михайлович – кандидат технічних наук, доцент, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, начальник відділу, м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Гоман Аркадий Михайлович – кандидат технических наук, доцент, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, начальник отдела, г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Goman Arkadiy Mikhailovich – Candidate of Technical Sciences, Docent, Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Head of Department, Minsk, Belarus, tel.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрій Станіславович – кандидат технічних наук, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, провідний науковий співробітник, м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрей Станиславович – кандидат технических наук, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, ведущий научный сотрудник, г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Skorokhodov Andrey Stanislavovich – Candidate of Technical Sciences, Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Leading Research Scientist, Minsk, Belarus, tel.: (8017) 284-24-48.

А. В. ГАЙДАКА

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ: УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ (НАУКОВИЙ ОГЛЯД)

Проаналізовано недоліки методу розрахунку за ДержСТ 18855–94 динамічно навантажених підшипників кочення і упорядковано наукові публікації з його удосконалення. Це дозволило визначити основні тенденції розвитку теорії щодо розрахунку підшипників для виявлення напрямів перспективних досліджень

Ключові слова: підшипники кочення, метод розрахунку підшипників, ресурс підшипників, клас точності підшипників.

Проанализированы недостатки метода расчёта по ГОСТ 18855–94 динамически нагруженных подшипников качения и упорядочены научные публикации по направлениям усовершенствования. Это позволило определить основные тенденции развития теории расчёта подшипников для выявления перспективных исследований

Ключевые слова: подшипник качения, метод расчёта подшипников, ресурс подшипников, класс точности подшипников

The disadvantages of the method of calculation according to StateST 18855–94 dynamically loaded roller bearings are analyzed and the scientific publications on its improvement on the purpose of bearings, according to the approach to the construction of models, are taken into account, taking into account the factors of influence. This made it possible to determine the main tendencies of the development of the theory of the calculation of bearings for the identification of directions of perspective research, which consists in refining the coefficient of joint influence of metal quality, features of production technology, design and operating conditions, and coefficients taking into account damages from radial and axial loads. The influence on the resource of the bearing of factors of different physical nature, provided that their statistical independence is adequately established on the basis of probabilistic models, and the influence of the design features of the bearings and bearing units requires verification by numerical calculations.

Keywords: bearings, method of calculating bearing life bearings, precision bearings class.

Вступ. При проектуванні машин динамічно навантажені підшипники кочення підбирають на основі розрахунку за ДержСТ 18855–94 довговічності (ресурсу). Формула для визначення ресурсу підшипників включає багато емпіричних коефіцієнтів, тому результати розрахунку можуть іноді суттєво (у десятки разів) відрізнятися від фактичного терміну експлуатації. Разом з тим в Україні натеper відсутні книги, довідники, монографії з підшипників кочення, де були б проаналізовані сучасні підходи з удосконалення методу розрахунку підшипників. Вказане спонукало автора до розгляду та аналізу найбільш значимих останніх (за 25...30 років) публікацій з питання сучасного стану теорії розрахунку динамічно навантажених підшипників кочення і хоча б до часткового, не претендуючи на повне і всебічне висвітлення, поповнення дефіциту цієї інформації.

Аналіз літературних даних і постановка проблеми. Вибір динамічно навантажених підшипників кочення з числа стандартних виконують з урахуванням конструкції валу і особливостей експлуатації за умовою [1]:

$$L_h \geq [L_h], \quad (1)$$

де L_h , $[L_h]$ – відповідно розрахунковий і потрібний ресурси.

Розрахунковий ресурс підшипників визначається емпіричною формулою

$$L_h = (10^6 / 60n) \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot (C/P)^p, \quad (2)$$

де n – частота обертання, хв^{-1} ;

a_1 – коефіцієнт, що корегує ресурс залежно від надійності;

a_2 – коефіцієнт, що корегує ресурс залежно від спеціальних властивостей підшипника;

a_3 – коефіцієнт, що корегує ресурс залежно від умов роботи підшипника;

C – базова динамічна вантажність підшипника (вибирається за стандартом);

P – розрахункове еквівалентне навантаження підшипника;

p – показник степені ($p = 3$ для кулькових підшипників, $p = 10/3$ для роликових підшипників).

В закордонній практиці [2] замість коефіцієнтів

a_2 , a_3 вводять коефіцієнт a_{23} , що узагальнює сумісний вплив якості металу, особливостей технології виробництва, конструкції і умов експлуатації. Фірма SKF використовує якісно новий коефіцієнт a_{SKF} [3], який враховує мастильний шар, ступінь його забруднення та граничне навантаження за втомою.

Базова динамічна радіальна вантажність кулькових підшипників:

$$D_w \leq 25,4: C_r = b_m \cdot f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}, \quad (3)$$

$$D_w > 25,4: C_r = 3,65 b_m \cdot f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot z^{2/3} \cdot D_w^{1,4}; \quad (4)$$

базова динамічна радіальна вантажність роликових підшипників:

$$C_r = b_m \cdot f_c (i \cdot l_w \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot D_w^{29/27}, \quad (5)$$

де b_m – коефіцієнт, що характеризує спосіб виготовлення сталі;

f_c – коефіцієнт, що залежить від геометрії деталі, точності виготовлення, матеріалу;

i – число рядів тіл кочення;

l_w – довжина ролика;

α – номінальний кут контакту підшипника;

z – число тіл кочення в підшипнику;

D_w – діаметр тіла кочення.

Еквівалентне радіальне навантаження радіально-упорних кулькових та роликових підшипників розраховують за емпіричним виразом

$$P = P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_\delta \cdot K_T, \quad (6)$$

радіальних кулькових та роликових підшипників – за емпіричним виразом

$$P = P_r = V \cdot F_r \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (7)$$

де F_r , F_a – радіальне і осьове навантаження;

X , Y – коефіцієнти, що враховують різні пошкодження від радіального і осьового навантажень;

V – коефіцієнт обертання;

K_δ – коефіцієнт безпеки, що враховує динамічне навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт.

Представлений метод розрахунку ресурсу динамічно навантажених підшипників кочення за середніми значеннями радіальних і осьових навантажень та частоти обертання, отриманих апроксимацією реального режиму роботи, має суттєві недоліки, що полягають в наступному.

Значення коефіцієнту a_1 вказані в додатку 2 [1], а коефіцієнти a_2 , a_3 рекомендується визначати за допомогою спеціальних лабораторних та експлуатаційних випробувань. Однак лабораторні випробування не завжди прийнятні через недостатньо об'єктивно отриману інформацію, а проведення експлуатаційних випробувань для деяких машин пов'язано зі значними економічними труднощами. Крім того, неможливо за результатами експлуатаційних випробувань встановити вплив тих чи інших умов експлуатації на надійність конкретної деталі підшипника, а також неможливо забезпечити рівну надійність деталей, оскільки враховується тільки один, хоча і безумовно важливий фактор – контактна витривалість поверхневих шарів кочення кілець і роликів, але не єдиний з ряду можливих, що визначають пошкодження підшипників.

У ДержСТ 18855–94 є зауваження "розрахунки, що виконані згідно з даним стандартом не дають точних результатів для підшипників, що працюють в таких несприятливих умовах і мають таку внутрішню конструкцію, при яких зменшується зона контакту між тілами кочення і доріжжками кочення кілець". Несприятливі умови роботи підшипників, про які йде мова в стандарті, характерні для режимів нестационарного комбінованого навантаження підшипника радіальними і осьовими силами, коли виникають перекося кілець. Якщо закономірність розподілу радіального навантаження може бути в більшості випадків відносно просто описана аналітичним виразом, то розподіл осьового навантаження наприклад при перекося кілець, має неоднорідний характер і залежить від конструкції підшипникового вузла. Це спонукає до удосконалення методики визначення еквівалентного навантаження.

Точність розрахунку ресурсу підшипника істотно знижується, якщо підшипниковий вузол містить не один, а декілька підшипників. У практиці подібних розрахунків, не звертаючи уваги на статичну невизначеність системи, приймають умову рівномірності розподілу радіального навантаження по тілах кочення. При складанні підшипникових вузлів з декількома підшипниками рівномірність розподілу радіального навантаження намагаються забезпечувати їх комплектуванням за різницею в розмірах поперечних перерізів і зазорів, з урахуванням деформації вала.

Додаткові труднощі в розрахунках підшипників пов'язані з урахуванням: конструкцій деталей, які здійснюють кріплення підшипників на валу і в корпусі вузла; конструкцій деталей ущільнення вузла; стану мастильного матеріалу. Ці особливості пропонується враховувати спеціальним коефіцієнтом за результатами експлуатаційних випробувань, які не завжди можливі.

Зазначені недоліки методу розрахунку ресурсу підшипників кочення за ДержСТ 18855–94 відбиваються на якості проектування підшипникових вузлів машин, що не дозволяє провести всебічний аналіз їх конструкцій і вибрати кращий варіант, а також вимагають коректування норм витрат підшипників при планових ремонтах.

Недосконалість розглянутого методу розрахунку ресурсу підшипників кочення підтверджує досвід експлуатації залізничних вагонів та локомотивів [4], авіаційних двигунів [5], шпіндельних вузлів верстатів [6],

електромашин [7]. Передчасний вихід з ладу вищевказаних машин спостерігається через невідповідність розрахункового і фактичного ресурсів за контактнo-втомними пошкодженнями підшипників згідно з формулами (1) і (2), які не враховують інші види пошкоджень. Наприклад, частота появи втомних руйнувань сепаратора та задирок торців роликів чи бортів кілець циліндричних роликів підшипників букс вантажних та пасажирських вагонів може бути спільномірною з частотою контактнo-втомних пошкоджень кілець [8].

Достатньо повний аналітичний огляд основних науково-дослідних робіт з теорії розрахунку підшипників кочення [9], а також вклад науковців Науково-дослідного інституту підшипникової промисловості колишнього СРСР [10] подано у 1981 р. З тих пір в технічній літературі відсутні систематизовані відомості про досягнення вітчизняної і світової науки в означеній галузі промисловості. Тому сучасні підручники з деталей машин [11–14] і довідники з підшипників кочення [15–19] недостатньо приділяють уваги питанням аналізу недоліків існуючого методу розрахунку ресурсу підшипників кочення, шляхів їх подолання та удосконалення.

Ціль та задачі. Метою роботи є проведення аналітичного огляду найбільш значимих останніх публікацій з удосконалення методу розрахунку за ДержСТ 18855–94 динамічно навантажених підшипників кочення, що дозволить виявити основні тенденції розвитку теорії розрахунків для визначення напрямів перспективних досліджень.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– провести упорядкування публікацій з удосконалення методу розрахунку за ДержСТ 18855–94 динамічно навантажених підшипників кочення;

– виявити основні тенденції розвитку теорії розрахунків ресурсу підшипників для встановлення напрямів перспективних досліджень.

Основна частина. Публікації з розвитку методу розрахунку динамічно навантажених підшипників кочення загального призначення пов'язані з уточненням впливу мастила і його забруднення [20–29], з урахуванням дефектності матеріалу деталей і залишкових напружень [32–35], з розробкою напівемпіричних і статистичних моделей накопичення пошкоджень [36–40], із застосуванням базових контактних напружень [41] і ймовірнісних моделей визначення ресурсу [42–46].

Перші оцінки ресурсу підшипників з урахуванням забрудненості мастильного матеріалу виконані в роботах Т. Tallian [20, 21]. Подальший розвиток підходу з урахування властивостей мастила деталей в розрахунку ресурсу підшипників кочення здійснений в роботах L. Halliger, W. Post [22–24], де представлено методики визначення коефіцієнту a_{23} і a_{SKF} . Розроблені математичні моделі контакту кілець з тілами кочення враховують геометрію і матеріал сторонніх частинок мастила, що дає можливість більш точно оцінити ресурс підшипника. Однак ці методики потребують значної підготовки роботи, яка включає лабораторний аналіз забруднення мастила і числового розрахунку складного базового рівняння коефіцієнту забруднення за спеціальними програмами. Тому в роботах К. Г. Ган, Л. М. Заїтова, Фам Дик Зунг [25, 26] пропонується емпірико-аналітичний метод визначення коефіцієнта a_{23} на основі ресурсних випробувань більш ніж 7000 підшипників різних типів, згідно з яким

$$a_{23} = a_1 \cdot K^{b_1}, \quad (8)$$

де K – коефіцієнт в'язкості, $K = \nu / \nu_1$;

ν – фактична в'язкість мастила,

$$\nu = \frac{533 - 2,1t^0}{At^0 + B - \lg \nu_{40}(C + Dt^0)};$$

ν_1 – в'язкість мастила при гідродинамічному режимі роботи,

$$\nu_1 = \frac{E}{d_m \cdot n^b};$$

d_m – середній діаметр підшипника, мм;

t – температура підшипника, °C;

ν_{40} – вихідна кінематична в'язкість мастила при 40 °C, мм²/с;

$b, a_1, b_1, A, B, C, D, E$ – емпіричні коефіцієнти.

Э. М. Баскін [27–29] стверджує, що за формулами (1) і (2) можна отримати задовільні результати розрахунку ресурсу підшипників лише в режимі пружно гідродинамічного тертя, однак різними режимами тертя деталей в підшипнику відповідають свої процеси руйнування, які повинні визначатися відповідними рівняннями ресурсу. Це припущення підтверджується дослідженнями Т. Tallian, Х. Муро [30, 31], де викладена нова концепція пошкодження підшипників: в режимі пружно гідродинамічного тертя спостерігаються підповерхневі пошкодження, а при відсутності – поверхневі. Тому в [27–29] для оцінки ресурсу підшипників залежно від режиму тертя на основі статистичної обробки результатів випробувань запропоновано емпіричні формули. Різні режими тертя і змащування пропонується характеризувати параметром $\lambda = h_0 / R_a$, де h_0 – товщина мастильної плівки, R_a – висота нерівностей поверхонь. При пружно гідродинамічному режимі – $\lambda = 3..5$; частково пружно гідродинамічному – $\lambda < 3$; граничному – $\lambda < 0,4$. Для граничного змащування з $\lambda < 0,00194 \dots 0,0084$ ресурс:

$$t_{0,9} = 10^{16,12} (\lambda_z^{1,364} / (\sigma_m / 10)^{2,645} \cdot f_{\text{ц}}^{0,6869}), \quad (9)$$

для гранично-змішаного змащування з $\lambda < 0,0127 \dots 0,35$

$$t_{0,9} = 10^{16,64} (\lambda_z^{0,089} / (\sigma_m / 10)^{1,404} \cdot f_{\text{ц}}), \quad (10)$$

для змішаного гідродинамічного змащування з $\lambda < 0,489 \dots 1,0$:

$$t_{0,9} = 10^{40,05} (\lambda_z^{12,78} \cdot \text{Re}^{8,134} / (\sigma_m / 10)^{2,263} \cdot f_{\text{ц}}^{3,913}), \quad (11)$$

де

$$\lambda_z = h_0 / R_z; R_z = 0,5(R_{\text{зк}} + R_{\text{зт}}); \sigma_m = (858 / \mu \cdot \nu) (F_0 \sum \rho^2)^{1/3}; f_{\text{ц}} = 60n \cdot z((d_0 + d_t \cdot \cos \alpha) / 2d_0)(2\psi_F / 360);$$

F_0 – навантаження на центральне тіло кочення, Н;
 μ, ν – допоміжні величини;

$\sum \rho$ – сума кривизн в контактній зоні тіла кочення з кільцем, 1/мм;

ψ_F – кут зони навантаження;

d_t, d_0 – діаметри відповідно тіла кочення і їх центрів;

Re – число Рейнольдса.

Урахування дефектності матеріалу кілець та тіл кочення в розрахунках ресурсу підшипників запропоновано О. Н. Черменским [32]. Однак такий підхід вимагає великого обсягу попередніх експериментальних

досліджень і доцільний, коли від деталей потрібна підвищена надійність при мінімальних розмірах.

Статистичні моделі контактної втоми на основі розвитку тріщин з одночасним урахуванням впливу сторонніх часток в металі, залишкових напружень, забрудненості мастила запропоновані в роботах І. І. Кудиш [33–35].

Для оцінки ресурсу підшипників з урахуванням сукупної дії контактної втоми, абразивного зносу, деградації мастильного матеріалу в публікаціях Н. Н. Добромислова [36–40] пропонується застосування напівемпіричних кінетичних моделей накопичення пошкоджень, що розвиваються поступово. Вичерпання ресурсу підшипника визначається векторним диференціальним рівнянням

$$\frac{dV}{dt} = \Phi(V, d, q, r, f, R, T, t), \quad (12)$$

де $V = \{V_1, V_2, V_3\}$ – векторна міра пошкодження, що визначається скалярними мірами контактної втоми V_1 , зносу V_2 , забруднення мастила V_3 ;
 d – вектор розмірів контактуючих деталей;
 q – вектор навантажень;
 r – вектор властивостей матеріалу деталей і мастила;
 f – вектор характеристик тертя і зношування;
 R – вектор параметрів шорсткості контактуючих деталей;
 T – температура в зоні контакту.

Вид функціоналу Φ визначається типом машини, опорами кочення і умовами експлуатації. Знання Φ , його аргументів і контуру, що обмежує область допустимих значень V_1, V_2, V_3 знаходять $V = \{V_1, V_2, V_3\}$. Показники безвідмовності і довговічності розраховують за ГОСТ 27.002–2015. Запропонований метод визначення показників безвідмовності і довговічності підшипників кочення потребує стендових випробувань підшипників того ж типу для визначення, що не завжди можливо через значну вартість, наприклад великогабаритних підшипників з діаметром отвору кільця $d \geq 100$ мм. Випробування на малогабаритних підшипниках потребує розробки відповідної фізичної моделі, що не гарантує можливих похибок. Ряд питань прогнозування контактної втоми (визначення еквівалентного напруження, критеріїв руйнування, масштабного фактору) вирішується теоретично. Це дозволяє не враховувати у розрахунках контактної витривалості ряд технологічних чинників, а також еквівалентне навантаження на підшипник, від якого в значній мірі залежить точність розрахунку.

Урахування базових контактних напружень окремо для зовнішнього і внутрішнього кілець підшипника подано в роботі В. В. Макаруча [41]. Ресурс зовнішнього кільця визначається виразом

$$L_{h3} = \frac{10^6}{6z_n^{0,1} \cdot n_0} \cdot \sigma_6^9 / \left(\sum_{i=1}^{z_n} \sigma_3^{10}(i) \right)^{0,9}, \quad (13)$$

де n, n_0 – частота обертання внутрішнього кільця та тіла кочення;

z_n – число навантажених тіл кочення;

σ_6 – базове контактне напруження, що відповідає 10^7 циклам навантаження;

σ_3 – контактне напруження зовнішнього кільця.

Ресурс внутрішнього кільця визначається як

$$L_{hb} = \frac{10^6}{6(n-n_0)} \cdot \sigma_6^9 / \sum_{i=1}^z \sigma_B^9(i), \quad (14)$$

де σ_B – контактне напруження зовнішнього кільця.

Ресурс підшипника з урахуванням ймовірності сумісного руйнування зовнішнього і внутрішнього кільця визначається формулою

$$L_h = (L_{hb}^{-1,11} - L_{h3}^{-1,11})^{0,9}. \quad (15)$$

Статистичні моделі контактної втоми на основі розвитку тріщин з одночасним урахуванням впливу сторонніх часток в металі, залишкових напружень, забрудненості мастила запропоновані в роботах К. В. Сизранцевої, Л. А. Черної, Д. М. Решетова, А. С. Іванова, В. І. Кулешова, Т. Losche, Н. Thum [42–46].

Застосування методів непараметричної статистики та комп'ютерного моделювання в роботі [42] дозволило запропонувати метод розрахунку ресурсу підшипника з різними режимами навантаження (легкий, середній нормальний, середній рівномірний, важкий).

Ймовірність безвідмовної роботи підшипників кочення за контактнo-втомними пошкодженнями в [43] пропонується визначати по відповідній таблиці залежно від квантилів нормальних розподілів еквівалентного навантаження та динамічної вантажності

$$u_{pL} = -\frac{\bar{n}_L - 1}{\sqrt{\bar{n}_L^2 \cdot v_c^2 + v_p^2}}, \quad (16)$$

де $\bar{n}_L$ – коефіцієнт запасу за середніми навантаженнями в контакті,

$$\bar{n}_L = \frac{\bar{C}}{\bar{P} \cdot L_h^{1/p}};$$

$\bar{C}$ – середнє значення динамічної вантажності;

$\bar{P}$ – середнє значення динамічного еквівалентного навантаження;

v_c, v_p – коефіцієнти варіації динамічної вантажності і динамічного еквівалентного навантаження.

Ймовірнісні моделі контактної втоми з урахуванням значного розсіювання ресурсу підшипників за контактнo-втомними пошкодженнями подано також в роботах [44, 45]. Однак застосування цих моделей не дозволяє з достатньою точністю оцінити залишковий ресурс підшипника по завершенню регламентованого терміну експлуатації. Тому в роботі [46] розроблена методика уточненого розрахунку ресурсу на стадії проектування, яка базується на статистично-ймовірнісному моделюванні факторів впливу на несучу здатність, що реалізована у вигляді програмного забезпечення.

Розрахунки ресурсу підшипників кочення спеціального призначення [47], що використовують для приладів, шпинделів металорізальних верстатів, електродвигунів, авіаційних двигунів, рейкового транспорту, підйомно-транспортних машин, машин металургійної промисловості виконують з урахуванням досліджень впливу особливостей конструкцій їх вузлів з корпусними деталями складної геометричної форми. При цьому, для підшипників електродвигунів і авіаційних двигунів важливими є функціональні вимоги легкості обертання, для підшипників приладів і шпинделів металорізальних верстатів – легкості і точності обертання. Ці групи підшипників виготовляють з підвищеною точністю. Підшипники рейкового транспорту, підйомно-транспортних машин, машин металургійної промисловості вважають важко навантаженими. Такі підшипники виготовляють

за нормальним класом точності і для них характерними є контактнo-втомні пошкодження поверхонь кочення, зношування і руйнування деталей.

Особливості методу розрахунку ресурсу підшипників для авіаційних газотурбінних двигунів розглянуто в роботі В. В. Макаруча [48] з урахуванням значних навантажень, частот обертання, температури при обмеженнях на габарити за умов високої надійності, економічності, технологічності. Розрахунки ресурсу підшипників пропонується виконувати на основі спеціальних програмних продуктів, що враховують макро- і мікрогеометричні параметри підшипника і підшипникового вузла, зазори, перекося кілець і тіл кочення, температурні і силові деформації та властивості мастила.

Удосконаленню методу розрахунку авіаційних легко навантажених циліндричних роликових підшипників з урахуванням проковзування і заїдання присвячена робота В. І. Акиф'єва [49]. Розроблено плоску квазідинамічну модель циліндричних роликових підшипників, яка дозволяє виконати інженерні розрахунки частоти обертання роликів і сепаратора залежно від умов експлуатації та їх проковзування, запропоновано методику розрахунку на заїдання.

Підшипники кочення шпинделів для металорізальних верстатів розраховують за ДержСТ 18855-94. Особливостями розрахунку шпиндельних підшипників кочення є вибір еквівалентного навантаження і врахування додаткових навантажень від попереднього натягу та режимів різання. Коефіцієнт динамічності, коефіцієнт режиму роботи верстата, тип шпинделя та якість його складання, кількість підшипників в опорах та їх компоновка, тип підшипника кочення враховують емпіричними коефіцієнтами.

Надійність металорізальних верстатів визначається не контактнo-втомними пошкодженнями шпиндельних підшипників кочення, а точністю роботи шпинделів. Тому при проектуванні шпиндельних вузлів на опорах кочення основна увага приділяється, за дослідженнями В. В. Веніамінова, В. А. Лізогуб, И. А. Зверева, М. В. Ломова [50–53], діагностиці технічного стану і визначенню параметричної надійності функціонування шпинделів як складної механічної системи.

Методи розрахунку ресурсу важко навантажених підшипників [54], що застосовують для машин рейкового транспорту, де радіальні навантаження сягають 10 % від радіальної вантажності, а ударне осьове навантаження може бути спільномірним зі статичним радіальним, ілюструються на прикладі найбільш масових циліндричних роликових підшипників колісних пар залізничних вагонів. Значні за величиною не центральні радіальні і осьові сили сприяють утворенню перекося кілець і, як наслідок, передчасному руйнуванню їх деталей. Вихід з ладу букс вантажних і пасажирських вагонів через контактнo-втомні пошкодження кілець і втомні тріщини сепараторів циліндричних роликових підшипників за даними Укрзалізниці у період 2000...2010 рр. досягав 10...12 % від загального числа відмов [4].

Удосконаленню методу розрахунку ресурсу роликових підшипників колісних пар залізничних вагонів присвячені роботи І. Е. Мартинова, А. В. Бородин, Ю. А. Іванової, А. В. Гайдамаки [55–59]. Розрахунок середнього ресурсу в роботі [55] виконано на основі дослідження у 1999...2000 роках технічного стану роликових підшипників вантажних вагонів. Однак отримана формула для конкретної партії підшипників не придатна до застосування для підшипників інших типів вагонів. В роботі [56] запропонована методика визначення ресурсу дворядних конічних касетних роликових підшипників на основі числового розрахунку еквівале-

тного напруження в контакт. При цьому ресурс підшипника за контакт-втомними пошкодженнями визначається ресурсом контактів роликів з зовнішнім і внутрішнім кільцями. В роботі [57] ресурс дослідної комбінованої опори, що включає два циліндричних підшипника і кулькову опору, пропонується оцінювати зносом кульки. Однак такий розрахунок не може бути застосований для типового підшипникового вузла колісних пар вагонів. В роботі [58] зроблена спроба врахувати вплив концентрації навантаження від перекоосу кілець на ресурс підшипника. При цьому розрахункова схема навантаження ролика радіальними і осьовими силами не враховує умови роботи підшипникового вузла, оскільки побудована для одного підшипника. Крім того, не відповідає дійсності і лінійний характер розподілу контактних напружень на доріжках кочення кілець.

Ймовірність безвідмовної роботи ролик-підшипників колісних пар вагонів з урахуванням контакт-втомних пошкоджень поверхонь кочення деталей і втомних руйнувань сепаратора за умови їх статистичної незалежності, яка підтверджується багаторічними спостереженнями службами експлуатації залізниць [4], в роботі [59] пропонується розраховувати за виразом

$$P = P_L \cdot P_F, \quad (17)$$

де P_L – ймовірність безвідмовної роботи поверхонь кочення кілець і роликів за критерієм контакт-втомних пошкоджень;
 P_F – ймовірність безвідмовної роботи сепаратора за критерієм втомного руйнування.

Величину P_L визначають за виразом (15), а P_F – за квантильну нормального розподілу

$$u_{pF} = -\frac{\bar{n}_F - 1}{\sqrt{\bar{n}_F^2 \cdot \nu_{\sigma_{F0}}^2 + \nu_{\sigma_F}^2}}, \quad (18)$$

при умові, що напруження вигину σ_F сепаратора і межа витривалості σ_{F0} матеріалу сепаратора розподілені за нормальним законом,

де $\bar{n}_F$ – коефіцієнт запасу міцності сепаратора за середніми напруженням вигину, $\bar{n}_F = \bar{\sigma}_{F0} / \bar{\sigma}_F$;
 $\bar{\sigma}_{F0}$ – середнє значення межі витривалості сепаратора;
 $\bar{\sigma}_F$ – середнє напруження згину сепаратора;
 $\nu_{\sigma_F}, \nu_{\sigma_{F0}}$ – коефіцієнти варіації розрахункового напруження в сепараторі і його межі витривалості.
 Коефіцієнт варіації межі витривалості σ_{F0} сепаратора:

$$\nu_{\sigma_{F0}} = S_{\sigma} / \bar{\sigma}_{F0}, \quad (19)$$

де S_{σ} – дисперсія $\bar{\sigma}_{F0}$, $\bar{\sigma}_{F0} = 0,5(\sigma_{F0_{\max}} + \sigma_{F0_{\min}})$; в припущенні про нормування величин $\sigma_{F0_{\max}}$ і $\sigma_{F0_{\min}}$ поле зміни $\bar{\sigma}_{F0}$ покривається інтервалом $6S$ і тоді $S_{\sigma} = (\sigma_{F0_{\max}} - \sigma_{F0_{\min}}) / 6$.

Коефіцієнт варіації ν_{σ_F} розрахункового напруження згину σ_F як добутку $F_c K_A K_F K_V$ випадкових величин (F_c – статична сила тиску ролика на перемичку сепаратора; K_A – коефіцієнт, що враховує динамічний характер зовнішнього навантаження на підшипник; K_F – коефіцієнт концентрації навантаження на сепаратор; K_V – коефіцієнт, що враховує динамічний характер навантаження між деталями підшипника) без урахування їх кореляції, що йде в "запас надійності", визначається виразом:

$$\nu_{\sigma_F} = \sqrt{\nu_{F_c}^2 + \nu_{K_A}^2 + \nu_{K_F}^2 + \nu_{K_V}^2}, \quad (20)$$

де ν_{F_c} – коефіцієнт варіації сили взаємодії ролика з перемичкою сепаратора;

ν_{K_A} – коефіцієнт варіації коефіцієнту динамічності зовнішнього навантаження на підшипник, обумовленого впливом колії;

ν_{K_F} – коефіцієнт варіації коефіцієнту концентрації навантаження на сепаратор, $\nu_{K_F} = \frac{1}{9} \cdot \frac{\bar{K}_F - 1}{\bar{K}_F}$

[43], тут $\bar{K}_F = 0,5(K_{F_{\min}} + K_{F_{\max}})$;

ν_{K_V} – коефіцієнт варіації коефіцієнта динамічності взаємодії деталей, $\nu_{K_V} = \frac{\bar{K}_V - 1}{\bar{K}_V} \cdot \nu_{\Delta\sigma_V}$, тут $\bar{K}_V = 1 + \frac{F_V}{F_c}$;

$F_V = (V_p - V_c) \cdot \sqrt{m_{зв} \cdot c_e}$, $\nu_{\Delta\sigma_V} = 0,3$ [43], F_V – динамічна сила тиску ролика на перемичку сепаратора; V_p, V_c – швидкості ролика і сепаратора;

$m_{зв}, c_e$ – відповідно зведена маса і еквівалентна жорсткість підсистеми "ролик – сепаратор".

Формули (16)...(20) в роботі [59] застосовано в порівняльних розрахунках ймовірностей безвідмовної роботи підшипників з різними сепараторами для визначення найкращої конструкції. При цьому величина σ_F розрахована запропонованим аналітичним методом на основі розроблених моделей статички, кінематики, динаміки ролик-підшипників. Однак запропонований метод розрахунку сепараторів не враховує статистичний характер зміни умов контактної взаємодії деталей, властивостей матеріалу, технології виготовлення. Величину σ_{F0} визначено експериментально.

Обговорення результатів дослідження. Сучасний розрахунок динамічно навантажених підшипників за критерієм опору контакт-втомним пошкодженням поверхонь кочення деталей достатньо вірно відображає умови експлуатації підшипників загальномашинобудівного призначення, які застосовують в автомобілях, тракторах, підйомно-транспортних машинах. Для підшипників кочення важких режимів експлуатації, наприклад опор рухомого складу залізничного транспорту, гірничо-збагачувальних, металургійних, енергетичних машин, важких насосів і компресорів характерні відмови не тільки за контакт-втомними пошкодженнями поверхонь кочення деталей, але і за втомним руйнуванням сепараторів, задиркам торців роликів і бортів кілець, абразивному зносу поверхонь ковзання деталей.

Аналіз альтернативних до ДержСТ 18855-94 підходів і методів розрахунків підшипників показує, що ресурс визначається наближено. Значна розбіжність результатів розрахунків і досвіду експлуатації пояснюється складністю врахування процесів різної природи при терті і зношуванні, а самі методи розрахунків підшипників кочення оцінюють ресурс лише по одному критерію – втомному викришуванню і не враховують інших видів пошкоджень. Тому актуальним є розробка методів розрахунків підшипників з урахуванням як основного, так і решти видів пошкоджень. При цьому визначальними факторами, які потребують більшої уваги, в методах розрахунків є умови експлуатації, конструкції підшипника та підшипникового вузла.

Умови експлуатації підшипників враховуються величиною розрахункового еквівалентного навантаження, яке залежить від радіального і осьового наван-

тажень, коефіцієнтів врахування різних видів пошкоджень, обертання, безпеки, температурного коефіцієнту, з яких найменш досліджені коефіцієнти X , Y . На величини цих коефіцієнтів суттєво впливають перекося кілець і роликів. При чому для роликів, наприклад підшипників колісних пар залізничних вагонів, характерні перекося як у нормальній, так і дотичній площині до доріжки кочення внутрішнього кільця. Це спричинює концентрацію навантаження і зміну кінематики роликів, що сприяє передчасному руйнуванню контактних поверхонь кілець і перемичок сепаратора.

Конструктивні особливості підшипників враховано у формулі базової динамічної вантажності. Вплив не всіх конструктивних особливостей деталей підшипників може бути однозначно встановлений розрахунками. Тому динамічна вантажність підшипників визначається експериментально для кожного типорозміру. Врахування особливостей конструкцій підшипникових вузлів, що суттєво впливають на роботу деталей підшипників, здійснюють числовими методами.

Висновки:

1. Проведене упорядкування публікацій з удосконалення методу розрахунку динамічно навантажених підшипників кочення за призначенням підшипників, за підходом до побудови моделей, за врахуванням факторів впливу дозволило виявити основні тенденції розвитку теорії сучасного методу, які полягають в уточненні впливу мастила і його забруднення, в урахуванні дефектності матеріалу деталей і залишкових напружень, в розробці напівемпіричних і статистичних моделей накопичення пошкоджень, в застосуванні базових контактних напружень і ймовірнісних моделей визначення ресурсу.

2. Врахування впливу на ресурс підшипника факторів різної фізичної природи за умови їх статистичної незалежності адекватно встановлюється із застосуванням ймовірнісних моделей на основі статистичного характеру зміни умов контактної взаємодії деталей, властивостей матеріалу, технології виготовлення.

3. Найбільш перспективними напрямками удосконалення сучасного методу розрахунку ресурсу підшипників за ДержСТ 18855-94 треба вважати уточнення коефіцієнту, що узагальнює сумісний вплив якості метала, особливостей технології виробництва, конструкції і умов експлуатації, і коефіцієнтів, що враховують різні пошкодження від радіального і осьового навантаження.

4. Вплив конструктивних особливостей підшипників і підшипникових вузлів потребує перевірки числовими розрахунками із застосуванням спеціальних програмних продуктів.

Список літератури

1. ДержСТ 18855-94 (ISO 281-89) Підшипники кочення. Динамічна розрахункова вантажність і розрахунковий ресурс (довговічність). – 1997. – 29 с.
2. Ioannides E. A new fatigue life model for rolling bearings / E. Ioannides, T. Harris // ASME. Journal of Lubrication Technology. – 1985. – Vol. 107. – P. 44–58.
3. SKF General Catalogue 4000 E. – 1989. – 976 p.
4. Гайдамака А. В. Роликопідшипники букс вагонів і локомотивів: моделювання опор роторів авіаційних ГТД / А. В. Гайдамака. – Х. : Курсор, 2011. – 320 с.
5. Балякин В. Б., Жильников Е. П., Самсонов В. Н., Макачук В. В. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В. Б. Балякин, Е. П. Жильников, В. П. Самсонов, В. В. Макачук. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.
6. Пуш А. В. Шпиндельные узлы: качество и надёжность / А. В. Пуш. – М. : Машиностроение, 1992. – 288 с.
7. Воронкин В. А. О механизме отказа подшипниковых узлов электромашин вследствие износа / В. А. Воронкин, В. В. Евланов, А. Г. Горбунов // Трение и износ. – 1994. – Т. 15. – № 2. – С. 254–263.
8. Цюренко В. Н. Надёжность роликовых подшипников в буксах вагонов / В. Н. Цюренко, В. А. Петров. – М. : Транспорт, 1982. – 96 с.
9. Народецкий М. З. Научно-исследовательские работы в области

теории расчёта подшипников качения / М. З. Народецкий // Подшипниковая промышленность. – 1977. – № 11. – С. 12–21.

10. Народецкий М. З. Современные методы расчёта подшипников качения / М. З. Народецкий, В. Ф. Старостин // Труды ВНИИП. – 1981. – № 2. – С. 3–13.
11. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2007. – 408 с.
12. Детали машин: Учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич и др.; Под ред. О. А. Ряховского. – М. : Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 520 с.
13. Павлице В. Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. – К. : Вища шк., 1993. – 556 с.
14. Детали машин. Розрахунок та конструювання: підручник / Г. В. Архангельский, М. С. Воробієв, В. С. Гапонов, О. І. Дубинцев, О. І. Пилипенко, А. В. Гайдамака, С. Л. Панов, А. С. Столбовой. – К. : "Талком", 2014. – 684 с.
15. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность, трение, износ, смазка. Т. IV – 1 / Под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1995. – 863 с.
16. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – Т. 2. – М. : Машиностроение, 2006. – 960 с.
17. Подшипниковые узлы современных машин и приборов : энциклопедический справочник / Под общ. ред В. Б. Носова. – М. : Машиностроение. – 1997. – 640 с.
18. Черменский О. Н. Подшипники качения / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М. : Машиностроение, – 2003. – 576 с.
19. Леликов О. П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчёт: Справочник / О. П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2006. – 640 с.
20. Тэллман Т. Оценка долговечности при контактной усталости в условиях качения в загрязненной смазке. Часть 1. Математическая модель / Т. Тэллман // Проблемы трения и смазки. – 1976. – № 2. – С. 64–73.
21. Тэллман Т. Оценка долговечности при контактной усталости в условиях качения в загрязненной смазке. Часть 2. Эксперимент / Т. Тэллман // Проблемы трения и смазки. – 1976. – № 3. – С. 35–46.
22. Halliger L. Dynamische Lasifalle [Tekst] / L. Halliger // Techn. Mitt. 1986. 32. – № 10/11. – P. 450–454.
23. Post W. Derzeitiger Stand der Walzlager-technik / W. Post // TZ Metallbearbeitung. – 1986. – № 12. – P. 8–12.
24. Никитин А. В. Новая методика расчета долговечности подшипников качения / А. В. Никитин // Вестник машиностроения. – 1994. – № 5.
25. Ган К. Г. Уточненный расчет ресурса подшипника качения с учетом свойств смазочного материала / К. Г. Ган, Фам Дык Зунг // Вестник машиностроения. – 1998. – № 5. – С. 24–27.
26. Ган К. Г. Модернизация методов расчета коэффициента смазки и материала при определении ресурса подшипника качения / К. Г. Ган, Л. М. Заитов // Вестник машиностроения. – 1994. – № 123.
27. Баскин Э. М. Уравнения долговечности силового подшипника качения при различных режимах смазки / Э. М. Баскин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1993. – № 5. – С. 57–64.
28. Баскин Э. М. Оценка надёжности силового подшипника качения на пластичной смазке / Э. М. Баскин // Надёжность и контроль качества. – 1990. – № 8. – С. 36–43.
29. Баскин Э. М. Об оценке надёжности и долговечности подшипника качения / Э. М. Баскин // Трение и износ. – 1989. – № 2. – С. 242–249.
30. Tallian T. Unified rolling contact life model with fatigue limit / T. Tallian // Wear. 1986. 107. – № 1. – P. 13–36.
31. Муро Х. Долговечность подшипников качения при отслаивании / Х. Муро // Дзюнкапу. – 1987. – Т. 32. – № 5. – С. 304–310.
32. Черменский О. Н. Несущая способность подшипников качения с учетом дефектности металла: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.02.02 / О. Черменский. – М., 1999. – 40 с.
33. Кудии И. И. Статистический расчет износа и усталостного выкрашивания подшипников качения / И. И. Кудии // Трение и износ. – 1990. – № 5. – С. 933–944.
34. Кудии И. И. Статическая модель контактной усталости шероховатых тел / И. И. Кудии // Трение и износ. – 1991. – № 2. – С. 197–209.
35. Кудии И. И. Износ и усталостное выкрашивание с учетом загрязненности смазки и шаржирование рабочих поверхностей абразивными частицами / И. И. Кудии // Трение и износ. – 1991. – № 3. – С. 403–416.
36. Добромыслов Н. Н. Применение моделей накопления повреждений для оценки показателей надёжности опор качения машин / Н. Н. Добромыслов // Машиноведение. – 1988. – № 6. – С. 32–38.
37. Добромыслов Н. Н. Оценка усталостной долговечности подшипников качения при случайных нагрузках / Н. Н. Добромыслов // Машиноведение. – 1989. – № 2. – С. 45–49.
38. Добромыслов Н. Н. Кинетическая полумпирическая модель изнашивания подшипников качения и методология определения её параметров / Н. Н. Добромыслов // Трение и износ. – 1989. – № 1. – С. 39–45.
39. Добромыслов Н. Н. Расчет показателей безотказности и долговечности крупногабаритных подшипников качения по критериям контактной усталости и износа / Н. Н. Добромыслов, Ю. С. Борисов, Д. В. Лукьянов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1990. – № 2. – С. 67–72.
40. Добромыслов Н. Н. Прогнозирование долговечности и расчёты

- ресурса узлов трения машин, работающих в условиях реализации эффекта безизносности / В. кн. Долговечность трущихся деталей машин. – 1990. – С. 143–155.
41. Макаручук В. В. К расчёту долговечности подшипников качения по базовым контактным напряжениям / В. В. Макаручук, Е. П. Жильников, О. В. Беломиыцев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Т. 13. – № 4 (3). – С. 1106–1107.
 42. Сызранцева К. В. Оценка долговечности подшипников качения при случайном режиме их нагружения / К. В. Сызранцева, Л. Н. Черная, А. И. Иванов // Вестник машиностроения. – 1976. – №3. – С. 6–9.
 43. Решетов Д. Н. Развитие расчётно-экспериментального метода оценки надёжности машин по критериям / Д. Н. Решетов, А. И. Иванов // Вестник машиностроения. – 1976. – №3. – С. 6–9.
 44. Losche T. New aspects in the realistic prediction of the fatigue life of rolling bearings / T. Losche // Wear. – 1989. – № 134. – p. 357–375.
 45. Thum H. Zur bestimmung der verschleissbensdauer von walzlagern bei verschiedenen überlebens wahrscheinlichkeit schmirungstechnik / H. Thum. – 1985. – № 9. – P. 260–263.
 46. Кулешов В. И. Расчет подшипников качения на повышенный уровень надежности: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / В. И. Кулешов. – Красноярск, 2002. – 26 с.
 47. Пинегин С. В. Опоры качения в машинах / С. В. Пинегин – М.: Акад. наук СССР, 1961. – 152 с.
 48. Макаручук В. В. Стратегия развития методов расчёта и конструирования высокоскоростных подшипников аэрокосмического направления / В. В. Макаручук // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3 (19). – С. 361–365.
 49. Акифьев В. И. Совершенствование методики расчета роликовых подшипников опор ГТД с учетом проскальзывания и заедания: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.07.05 / В. И. Акифьев. – Самара, 1998. – 24 с.
 50. Вениаминов В. В. Разработка методики вибродиагностики радиальных шарикоподшипников: дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / В. В. Вениаминов. – Курск, 2000. – 158 с.
 51. Лизогуб В. А. Повышение точности и производительности резания на основе анализа проектных параметров шпиндельных узлов на опорах качения металлорежущих станков: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.02.08 / В. А. Лизогуб. – М., 2003. – 49 с.
 52. Зверев И. А. Многокритериальное проектирование шпиндельных узлов на опорах качения металлорежущих станков: дис. докт. техн. наук: 05.03.01 / И. А. Зверев. – М., 1997. – 227 с.
 53. Ломов М. В. Повышение точности многоопорных шпиндельных узлов оптимизацией их конструкции: дис. канд. техн. наук: 05.02.07 / М. В. Ломов. – М., 2015. – 161 с.
 54. Комиссар А. Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: справочник / А. Г. Комиссар. – М.: Машиностроение, 1987. – 384 с.
 55. Мартинов І. Е. Визначення довговічності конічних підшипників для рухомого складу / І. Е. Мартинов // 36. наук. праць УкрДАЗТ. – 2007. – Вип. 86. – С. 56–61.
 56. Мартинов І. Е. Питання розрахунку довговічності буксових роликопідшипників / І. Е. Мартинов // 36. наук. праць УкрДАЗТ. – 2000. – Вип. 44. – С. 76–79.
 57. Бородин А. В. Расчёт ресурса комбинированной опоры оси грузового вагона. / А. В. Бородин, Ю. А. Иванова // Омский научный вестник. – 2011. – № 2. – С. 79–81.
 58. Иванова Ю. А. Повышение ресурса буксовых подшипников грузовых вагонов: дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / Ю. А. Иванова. – Омск, 2009. – 26 с.
 59. Гайдамака А. В. Методологія підвищення технічного рівня роликових підшипників букс рейкового транспорту: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.02.02 / А. В. Гайдамака. – Одеса, 2017. – 40 с.
 - vahonov [Reliability of roller bearings in carriages]. Moscow, Transport Publ., 1982. 96 p.
 9. Narodetskyy M. Z. Nauchno-vissledovatel'skiye raboty v oblasti teorii raschiota podshypnykov kachenyya [Research work in the theory of calculation of rolling bearings]. *Podshypnykovaya promyshlennost*. 1977, no. 11, pp. 12–21.
 10. Narodetskyy M. Z., Starostyn V. N. Sovremennyye metody raschiota podshypnykov kachenyya [Modern methods of calculation of rolling bearings]. *Trudy VNIIPP*. 1981, no. 2, pp. 3–13.
 11. Yvanov M. N. *Detaly mashyn: Uchebnyk dlya mashinostroytelnykh spetsyalnostey vuzov* [Machine parts: Textbook for machine-building specialties of universities]. Moscow, Vyssh. shk. Publ., 2007. 408 p.
 12. Andryenko L. A., Baykov B. B., Hanulvch Y. K., Ryakhovskiy O. A. *Detaly mashyn: Uchebnyk dlya vuzov* [Machine parts: Textbook for high schools]. Moscow, Yzd. MHTU ym. N. É. Bauman Publ., 2007. 520 p.
 13. Pavlyshche V. T. *Osnovy konstruyivannya ta rozrakhunok detaley mashyn* [The basis of design and machine parts of machines]. Kiev, Vyshcha shk. Publ., 1993. 556 p.
 14. Arkhanhelskiy H. A., Vorobov V. S., Haponov V. S., Dubynets O. I., Pylypenko O. I., Gaydamaka A. V., Panov S. V., Stolbov A. S. *Detali mashyn. Rozrakhunok ta konstruyivannya: pidruchnyk* [Details of machines. Rozrakhunok ta konstruyivannya]. Kiev, Talkom Publ., 2014. 684 p.
 15. Reshetov D. N., ed. *Mashynostroyeniye. Entsiklopediya. Detaly mashyn. Konstruktsionnaya prochnost, trenye, vzos, smazka. Vol. IV – 1* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Machine parts. Structural strength, friction, wear, lubrication. Vol. IV – 1]. Moscow, Mashynostroyeniye Publ., 1995. 863 p.
 16. Anurev V. I. *Spravochnik konstruktora-mashynostroyetelya* [Directory of the designer-machine builder]. Vol. 2. Moscow, Mashynostroyeniye Publ., 2006. 960 p.
 17. Nosov V. B., ed. *Podshypnykovye uzly sovremennykh mashyn v priborov: entsiklopedyicheskyy spravochnik* [Bearing units of modern machines and devices: encyclopedic reference book]. Moscow, Mashynostroyeniye Publ., 1997. 640 p.
 18. Chermenskiy O. N., Fedotov N. N. *Podshypnyky kachenyya* [Rolling bearings]. Moscow, Mashynostroyeniye Publ., 2003. 76 p.
 19. Lelykov O. P. *Valy y opory s podshypnykamy kachenyya. Konstruyivaniye v raschiote: Spravochnik* [Shafts and bearings with rolling bearings. Design and Calculation: A Handbook]. Moscow, Mashynostroyeniye Publ., 2006. 640 p.
 20. Tellyan T. Otsenka dolgovechnosti pry kontaktnoy ustalosty v uslovyakh kachenyya v zahrvaennoy smazke. Chast 1. Matematicheskaya model [Estimating the durability of contact fatigue in rolling conditions in contaminated grease. Part 1. Mathematical model]. *Problemy trenyya y smazky*. 1976, no. 2, p.p. 64–73.
 21. Tellyan T. Otsenka dolgovechnosti pry kontaktnoy ustalosty v uslovyakh kachenyya v zahrvaennoy smazke. Chast 2. Eksperiment [Estimating the durability of contact fatigue in rolling conditions in contaminated grease. Part 2. Experiment]. *Problemy trenyya y smazky*. 1976, no. 3, p.p. 35–46.
 22. Halliger L. Dynamische Lasifalle. *Techn. Mitt*. 1986, Vol. 32, No. 10/11, p.p. 450–454.
 23. Post W. Derzeitiger Stand der Walzlagertechnik. *TZ Metallbearbeitung*. 1986, no. 12, p.p. 8–12.
 24. Nyktyan A. V. Novaya metodya rascheta dolgovechnosti podshypnykov kachenyya [New method for calculating the life of rolling bearings]. *Vestnyk mashynostroyeniya*. 1994, no. 5, p.p. 3–8.
 25. Han K. G., Fam Dyk Zunh. Utochnennyy raschet resursa podshypnyka kachenyya s uchetoм svoystv smazochnoho materiala [Refined calculation of the life of a rolling bearing with regard to the properties of the lubricant]. *Vestnyk mashynostroyeniya*. 1998, no. 5, p.p. 24–27.
 26. Han K. G., Zavtov L. M. Modernizatsiya metodov raschiota koefitsienta smazky y materiala pry opredelenyy resursa podshypnyka kachenyya [Modernization of methods for calculating the coefficient of lubrication and material in determining the life of a rolling bearing]. *Vestnyk mashynostroyeniya*. 1994, no. 123, p.p. 3–7.
 27. Baskyn E. M. Uravneniya dolgovechnosti svlovoho podshypnyka kachenyya pry razlychnykh rezhymakh smazky [Equations of the life of a rolling-contact bearing under various lubrication conditions]. *Problemy mashynostroyeniya y nadezhnosti mashyn*. 1993, no. 5, p.p. 57–64.
 28. Baskyn E. M. Otsenka nadiozhnosti svlovoho podshypnyka kachenyya na pla-stvchnoy smazke [Evaluation of the reliability of a rolling-contact lubricating grease]. *Nadiozhnost y kontrol kachestva*. 1990, no. 8, p.p. 36–43.
 29. Baskyn E. M. Ob otsenke nadiozhnosti y dolgovechnosti podshypnyka kachenyya [On the evaluation of the reliability and durability of the rolling bearing]. *Trenye y vzos*. 1989, no. 2, p.p. 242–249.
 30. Tallian T. Unified rolling contact life model with fatigue limit. *Wear*. 1986, Vol. 107, no. 1, p.p. 13–36.
 31. Muro Kh. Dolgovechnost podshypnykov kachenyya pry otslavyvaniy [Durability of rolling bearings with peeling]. *Dzyunkatsu*, 1987, Vol. 32, no. 5, p.p. 304–310.
 32. Chermenskiy O. N. *Nesushchaya sposobnost podshypnykov kachenyya s uchetoм defektnosti metalla*: avtoref. dys. dokt. tekhn. nauk: 05.02.02 [Bearing capacity of rolling bearings with regard to metal defectiveness. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.02.02]. Moscow, 1999, 40 p.
 33. Dobromyslov N. N. Prymenenye modeley nakoplenyya povrezhdenyy dlya otsenky pokazatelya nadiozhnosti opor kachenyya mashyn [The use of models of damage accumulation for the evaluation of reliability indicators

References (transliterated)

1. DSTU 18855-94 (ISO 281-89). *Podshypnyky kochenyya. Dynamichna rozrakhunkova vantzchnist i rozrakhunkovy resurs (dovhovichnist)* [State Standard 18855-94 (ISO 281-89). Rolling bearings. Dynamic carrying capacity and the estimated design life (durability)]. Kiev, Derzhstandart Ukrainy Publ., 1989. 29 p.
2. Ioannides E., Harris T. A new fatigue life model for rolling bearings. *ASME. Journal of Lubrication Technology*. 1985, Vol. 107, p.p. 44–58.
3. SKF General Catalogue 4000 E [Tekst]. 1989. 976 p.
4. Gaydamaka A. V. *Rolykopodshypnyky buks vahonov y lokomotyvov: modelyrovaniye v usovershenstvovanii* [Roller Bearings of boxes of wagons and locomotives: modeling and improvement]. Kharkov, Kursor Publ., 2011. 320 p.
5. Balyakyn V. B., Zhyl'nykov E. P., Samsonov V. N., Makarchuk V. V. *Teoriya y proektirovaniye opor rotorov avtatsyonnykh HTD* [Theory and design of support rotors for aircraft GTE]. Samara, Yzd-vo Samar. hos. aerokosm. un-ta, 2007. 254 p.
6. Push A. V. *Shpyndelnye uzly: kachestvo y nadiozhnost* [Spindle knots: quality and reliability]. Moscow, Mashynostroyeniye Publ., 1992. 288 p.
7. Voronkyn V. A., Evlanov V. V., Horbunov A. G. O mekhanizme ot-kaza podshypnykovykh uzlov elektromashyn v sledstvie vzosna [On the mechanism of failure of bearing units of electric machines due to wear and tear]. *Trenye y vzos*. 1994, Vol. 15, no. 2, pp. 254–263.
8. Tsyurenko V. N. *Nadiozhnost rolykovykh podshypnykov y buksakh*

- of rolling-platform bearings]. *Mashynovedenye*. 1988, no. 6, p.p. 32–38.
34. Dobromyslov N. N. Otsenka ustalostnoy dolgovechnosti podshypnykov kachenyvya pry sluchaynykh nahruzkakh [Evaluation of fatigue life of rolling bearings under random loads]. *Mashynovedenye*. 1989, no. 2, p.p. 45–49.
 35. Dobromyslov N. N. Kynetycheskaya poluempyrycheskaya model vznashyvanyvya podshypnykov kachenyvya y metodolohyya opredelennyya eio parametrov [Kinetic semiempirical model of wear of rolling bearings and the methodology for determining its parameters]. *Trenye y vzos*. 1989, no. 1, p.p. 39–45.
 36. Dobromyslov N. N., Borysov Y. S., Lukyanov D. V. Raschet pokazatelev bezotkaznosty v dolgovechnosty krupnobyavnykh podshypnykov kachenyvya po kryteriyam kontaktnoy ustalosty y vzosna [Calculation of reliability and durability of large-sized rolling bearings according to the criteria of contact fatigue and wear]. *Problemy mashynostroenyya y nadezhnosty mashyn*. 1990, no. 2, p.p. 67–72.
 37. Dobromyslov N. N. Prohnozyrovanye dolgovechnosty y raschioty resursa uzlov trenyya mashyn, rabotavushchyykh v uslovyakh realizatsyy efekta bezyznostosty. [Forecasting the longevity and calculation of the life of the friction units of machines operating under the conditions of the effect of indifference]. *V kn. Dolgovechnost trushchykhysya detaley mashyn*. 1990, p.p. 143–155.
 38. Makarchuk V. V. K raschiotu dolgovechnosty podshypnykov kachenyvya po bazovym kontaktnym napryazheniyam [To calculating the durability of rolling bearings for basic contact stresses]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossyskoy akademyy nauk*. 2011, Vol. 13, no. 4(3), p.p. 1106–1107.
 39. Syzrantseva K. V. Otsenka dolgovechnosty podshypnykov kachenyvya pry sluchaynom rezhyme vkh nahruzenyya [Evaluation of the durability of rolling bearings under random loading conditions]. *Izvestiya vysshyykh uchebnykh zavedeniy*. 2011, no. 12, p.p. 8–11.
 40. Reshetov D. N. Razvitye raschiotno-eksperimentalnogo metoda otsenky nadiozhnosty mashyn po kryteriyam [Development of a calculation-experimental method for evaluating the reliability of machines according to the criteria]. *Vestnyk mashynostroenyya*. 1976, no. 3, p.p. 6–9.
 41. Losche T. New aspects in the realistic prediction of the fatigue life of rolling bearings. *Wear*. 1989, no. 134, p.p. 357–375.
 42. Thum H. Zur bestinimung der verschleissbensdauer von walzlagern bei verschiedenen uberlebens wahrscheinlichkeit schmirungstechnik. *Wear*. 1985, no. 9, p.p. 260–263.
 43. Kuleshov V. I. Raschet podshypnykov kachenyvya na povyshennyy uroven nadezhnosty: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: 05.02.02 [Calculation of rolling bearings for increased reliability. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.02.02]. Krasnoyarsk. 2002. 26 p.
 44. Kudysh I. I. Statystichesky raschet vzosna y ustalostnoho vykrashyvanyvya podshypnykov kachenyvya [Statistical calculation of wear and fatigue dent in rolling bearings]. *Trenye y vzos*. 1990, no. 5, p.p. 933–944.
 45. Kudysh I. I. Statysticheskaya model kontaktnoy ustalosty sherokhovatykh tel [Static model of contact fatigue of rough bodies]. *Trenye y vzos*. 1991, no. 2, p.p. 197–209.
 46. Kudysh I. I. Yznos y ustalostnoe vykrashyvanye s uchetoм zahrva-znennostry smazky y sharzhivovanye rabochykh poverkhnostey abrazivnyvmv chastytsamv [Wear and fatigue dyeing, taking into account contamination of grease and caricatures of working surfaces with abrasive particles]. *Trenye y vzos*. 1991, no. 3, p.p. 403–416.
 47. Pvnchyn S. V. *Oporv kachenyvya v mashynakh* [Rolling bearings in machines]. Moscow, Akad. nauk SSSR Publ., 1961. 152 p.
 48. Makarchuk V. V. Stratehyya razvyyvya metodov raschiota y konstruyrovanyvya vysokoskorostnykh podshypnykov aërokosmicheskoho napravlenyya [Strategy for the development of methods for the calculation and design of high-speed bearings of the aerospace direction]. *Vestnyk Samarskogo hosudarstvennogo aërokosmicheskoho unyversyteta*. 2009, no. 3 (19), p.p. 361–365.
 49. Aktyev V. I. *Sovershenstvovanye metody dy rascheta rolykovykh podshypnykov opor HTD s uchetoм proskalzynyvanyvya y zaedanyvya: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: 05.07.05* [Improvement of the methodology for calculating roller bearings of GTE supports with regard to slippage and retention. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.07.05]. Samara, 1998. 24 p.
 50. Venyamynov V. V. *Razrabotka metody dy vybrodyahnosty dy radyalnykh sharykopodshypnykov: dys. kand. tekhn. nauk: 01.02.06* [Development of the technique of vibration diagnostics of deep groove ball bearings. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 01.02.06]. Kursk, 2000. 158 p.
 51. Lizohub V. A. *Povyshenyye tochnosty y proyzyvodytelnosty rezanyvya na osnove analiza proektnykh parametrov shpyndelnykh uzlov na oporakh kachenyvya metallorezhushchykh stankov: avtoref. dys. dokt. tekhn. nauk: 05.02.08* [Increase of accuracy and productivity of cutting on the basis of analysis of the design parameters of spindle units on the rolling support of metal cutting machines. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.02.08]. Moscow, 2003. 49 p.
 52. Zverev I. A. *Mnohokryteryalnoe proektyrovanye shpyndelnykh uzlov na oporakh kachenyvya metallorezhushchykh stankov: dys. dokt. tekhn. nauk: 05.03.01* [Multicriteria design of spindle knots on rolling-contact bearings of metal-cutting machines. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.03.01]. Moscow, 1997. 227 p.
 53. Lomov M. V. *Povyshenyye tochnosty mnohopornykh shpyndelnykh uzlov opytymyzatsyy ykh konstruksyy: dys. kand. tekhn. nauk: 05.02.07* [Increase the accuracy of multiport spindle knots by optimizing their design. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.02.07]. Moscow, 2015. 161 p.
 54. Komysar A. G. *Oporv kachenyvya y tyazhelykh rezhymakh ekspluatatsyy: spravochnyyk* [Rolling bearings in heavy duty operation: reference book]. Moscow, Mashynostroenyye Publ., 1987. 384 p.
 55. Martynov I. E. Vyznachennyya dovhovichnosty konichnykh pidshypnykiv dlya rukhomoho skladu [Determination of durability tapered bearings for rolling stock]. *Zb. nauk. prats UkrDAZT*, 2007, Vol. 86, p.p. 56–61.
 56. Martynov I. E. Pytannyya rozrakhunku dovhovichnosty buksovykh rolykopidshypnykiv [The issue of durability axle roller]. *Zb. nauk. Prats, UkrDAZT*, 2000, Vol. 44, p.p. 76–79.
 57. Borodyn A. V. Raschet resursa kombynyrovannoy opory osv hruzovoho vahona. [Raschet resources kombynyrovannoy poles axis freight car]. *Omskyy nauchnyy vestnyk*, 2011, No. 2, p.p. 79–81.
 58. Yvanova Y. A. *Povyshenyye resursa buksovykh podshypnykov hruzovykh vahonov: dys. kand. tekhn. nauk: 05.22.07* [Increase resources bearings of carriages. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.22.07]. Omsk, 2009. 26 p.
 59. Gaydamaka A. V. *Metodolohyya pidvyshchennyya tekhnichnogo rinvyya rolykovykh pidshypnykiv buks reykovoho transportu: avtoref. dys. dokt. tekhn. nauk: 05.02.02* [Methodology improve the technical level of roller bearing axle boxes of railway transport. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.02.02]. Odesa, 2017. 40 p.

Надійшла (received) 06.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Підшипники кочення: удосконалення методу розрахунку (Науковий огляд) / А. В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 29–36. – Бібліогр.: 59 назв. – ISSN 2079-0791.

Подшипники качения: совершенствование метода расчета (Научный обзор) / А. В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 29–36. – Бібліогр.: 59 назв. – ISSN 2079-0791.

Rolling bearings: Improvement calculation method (Overview) / A. V. Gaydamaka // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 29–36. – Bibliogr.: 59. – ISSN 2079-0791.

Відомості про автора / Сведения об авторе / About the Author

Гайдамака Анатолій Володимирович – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри "Деталі машин та мехатронні системи"; тел.: (066) 510-21-80; e-mail: gaydamaka_av@mail.ua.

Гайдамака Анатолій Владимирович – доктор технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", заведующий кафедрой "Детали машин и мехатронные системы"; тел.: (066) 510-21-80; e-mail: gaydamaka_av@mail.ua.

Gaydamaka Anatoly Volodymyrovych – Doctor of Technical Sciences, Docent, Chief of the Department "Machine parts and mechatronic systems"; tel.: (066) 510-21-80; e-mail: gaydamaka_av@mail.ua.

С. С. ГУТЫРЯ, С. А. МЕДВЕДЕВ, Ю. М. ХОМЯК, А. Н. ЧАНЧИН

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ АНАЛИЗ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЭПИЦИКЛА КОЛЕСНОГО РЕДУКТОРА ТРОЛЛЕЙБУСА

Выполнено комплексное исследование усталостной прочности обода эпицикла в опасных сечениях с учетом концентрации напряжений в галтелях зубьев, циклически переменных деформаций растяжения и изгиба обода, а также изгиба зубьев. Установлено, что эквивалентные напряжения в галтелях с обеих сторон зуба на стадиях разгона троллейбуса и электродинамического торможения практически одинаковы и могут превышать предел выносливости обода при вероятности неразрушения $P > 70\%$, что приводит к известным из практики случаям усталостного разрушения эпицикла планетарных колесных редукторов (ПКР). На основании статистической теории Серенсена-Когаева подобия усталостного разрушения разработана методика расчета и получена вероятностная оценка прочности тонкостенного обода ПКР. Обоснованы практические рекомендации по увеличению ресурса эпицикла ПКР технологическими методами.

Ключевые слова: режимы нагружения, плоская деформация зубьев и обода, диаграмма предельных амплитуд, асимметрия цикла напряжений.

Виконано комплексне дослідження утомної міцності ободу епіциклу в небезпечних перерізах з урахуванням концентрації напружень в галтелях зубців, циклічно змінних деформацій розтягування й вигину ободу, а також вигину зубців. Встановлено, що еквівалентні напруження в галтелях з обох сторін зубця на стадіях розгону та електродинамічного гальмування троллейбуса практично однакові і можуть перевищувати межу витривалості ободу при ймовірності неруйнування $P > 70\%$, що спричиняє відомі із практики випадки втомного руйнування епіциклу планетарних колісних редукторів (ПКР). На підставі статистичної теорії Серенсена-Когаєва подібності втомного руйнування розроблено методику розрахунку та отримано ймовірнісну оцінку міцності тонкостінного ободу ПКР. Обґрунтовано практичні рекомендації щодо збільшення ресурсу епіциклу ПКР технологічними методами.

Ключові слова: режими навантаження, плоска деформація зубців і ободу, діаграма граничних амплітуд, асиметрія циклу на-напружень.

The complex research of fatigue durability of a rim of an epicycle in dangerous sections taking into account concentration of tension in the fillets of teeth, cyclically variable deformations of stretching and a bend of a thin-walled rim and also bend of teeth is executed. It is established that equivalent tension in the fillet on both sides of tooth at stages of speed-up of the trolleybus and electro-dynamic braking are almost identical and can exceed a limit of endurance of a rim at probability of not destruction $P > 70\%$ that is confirmed by the cases of fatigue failure of an epicycle of the planetary wheel gearbox (PWG), known from practice. On the basis of the statistical theory of similarity of fatigue failure of Serensen-Kogayev the calculation procedure is developed and probabilistic assessment of durability of a rim of PWG is executed. Practical recommendations about increase in a resource of an epicycle of PWG are proved by technological methods.

Keywords: loading modes, flat deformation of teeth and rim, chart of extreme amplitudes, asymmetry of a cycle of tension.

Введение. Актуальность задачи. Механические трансмиссии относятся к важнейшим узлам транспортных средств, определяющих их работоспособность [1, 2]. Зубчатые передачи в составе трансмиссий автотранспорта, энергетических машин и др., в рабочем цикле, в основном, нагружаются с одной стороны, т.к. торможение двигателем применяется редко. Преимуществом городского электротранспорта является рекуперация энергии в режиме торможения тяговым электродвигателем (ТЭД), который автоматически переходит в генераторный режим, направление вращающего момента меняется на противоположное. При этом зубья ПКР нагружаются с обратной стороны. Такой участок типового цикла эксплуатации троллейбуса называется электродинамическим (ЭД) торможением и по времени составляет до 40 % нормативного ресурса [3]. Одним из элементов, лимитирующих ресурс трансмиссий троллейбусов, является эпицикл колесного редуктора, для которого характерно усталостное разрушение тонкостенного обода.

Повышение эксплуатационной надежности троллейбусов, непосредственно зависящее от качества проектирования и изготовления деталей трансмиссии, является актуальной задачей, решение которой имеет практическое значение для транспортного машиностроения.

Анализ состояния вопроса. Оценка сопротивления разрушению при циклическом нагружении возможна по двум направлениям – методами механики разрушения и теории усталости. Первое направление требует выполнения анализа напряженного состояния в вершине трещины, что позволяет оценить остаточную долговечность по величине коэффициента интенсивности напряжений при известных размерах дефекта [4, 5].

Второе направление основано на оценках напряженного состояния детали аналитическими, численными или экспериментальными методами, при этом использует известные механические характеристики

материала (пределы прочности, выносливости и др.). Соответствующие методы применяют для расчетов сопротивления усталости при одноосном либо двухосном напряженных состояниях, нестационарных амплитудах напряжений и более полно учитывают особенности конструкции, технологии изготовления и функционирования деталей. Однако в ряде исследований результаты не доведены до оценки вероятности неразрушения реальных деталей машин [6–10].

Для практического использования результатов анализа усталостной прочности тонкостенного эпицикла в параметрической надежности трансмиссии методы теории усталости представляются наиболее применимыми, т.к. позволяют установить ресурс детали при заданной вероятности неразрушения [11].

В условиях эксплуатационных нагрузок обод эпицикла воспринимает следующие виды деформаций: кручения под действием вращающего момента; изгиба, сдвига и растяжения под действием усилий в зубчатых зацеплениях. Соответственно, в опасных сечениях обода возникают следующие компоненты сложного напряженного состояния: касательные τ и нормальные (радиальные σ_r и окружные σ_t). Напряжения $\tau \approx 0,05\sigma_t$, обычно невелики и в практике прочностных расчетов не учитываются. Установлено, что нормальные, циклически переменные напряжения, могут приводить к зарождению усталостных трещин в галтелях зубьев [12]. При толщине обода δ превышающей высоту зубьев, напряжения σ_t незначительны. В результате превалирования переменных напряжений σ_r усталостные трещины развиваются в окружном направлении, что приводит к излому зубьев. При этом обод эпицикла практически не повреждается. При малой толщине δ и совместном действии напряжений σ_r и σ_t , усталостные трещины развиваются одновременно в радиальном и осевом направлениях, вплоть до выхода на внешнюю ци-

линдрическую поверхность, что приводит к разрушению обода. По статистическим оценкам надежности приводов энергетических машин с планетарными редукторами поломки эпициклов с внутренними зубьями достигают 23 % от общего числа отказов [12].

Цель и задачи исследования. Цель – разработка метода вероятностного расчета ресурса тонкостенного эпицикла в условиях: сложного напряженного состояния, концентрации напряжений в опасных сечениях, асимметрии цикла напряжений, переменного режима внешней нагрузки.

Для достижения поставленной цели сформулированы и решены следующие задачи:

- установление режимов внешней нагрузки эпицикла ПКР трансмиссии троллейбуса;
- расчет эквивалентных номинальных напряжений;
- определение коэффициентов асимметрии циклов напряжений;
- разработка метода построения диаграммы предельных амплитуд (ДПА) напряжений;
- разработка метода построения кривой усталости для определения ресурса эпицикла при заданной вероятности неразрушения P .

Постановка задачи. Из опыта эксплуатации установлено, что характерные для городского транспорта пиковые и номинальные эксплуатационные нагрузки могут инициировать зарождение и развитие усталостных трещин деталей тяжело нагруженных ПКР [3]. В результате упругих деформаций элементов зубчатой передачи под нагрузкой и погрешностей изготовления наблюдается концентрация нагрузки на торцах зубьев эпицикла, несмотря на шлицевое соединение с корпусом и плавающую конструкцию опор сателлитов. Возникшие в галтели зуба на торце эпицикла трещины развиваются в радиальном направлении вплоть до выхода на внешнюю цилиндрическую поверхность, а далее – в осевом направлении. После некоторой наработки такие трещины приводят к поперечному излому обода (рис. 1). Характер трещин подтверждает двустороннее нагружение зубьев эпицикла ПКР троллейбуса: на верхнем образце усталостная трещина зародилась на левой галтели зуба; на нижнем образце с двумя трещинами одна – расположена на правой галтели зуба, другая – на противоположной галтели.



Рис. 1 – Фото характерных разрушений образцов эпицикла ПКР Raba 118/77: а – усталостные трещины в ободу; б – поверхность разрушения (гладкие участки – результат циклического трения берегов трещины при вращении сателлитов, крупнозернистые – зоны долома)

Вероятностные оценки ресурса обода основаны на статистической теории подобию усталостного разруше-

ния Серенсена-Когаева, рекомендованной к применению ГОСТ 25.504-84.

Материалы исследований. Исходные данные по ПКР Raba 118/77: материал эпицикла – сталь 30ХГСА, термообработка – закалка 870 °С, отпуск 600 °С, твердость 270...290 НВ. Механические характеристики материала: пределы текучести и прочности $\sigma_y=550$ МПа, $\sigma_u=717$ МПа, предел выносливости, определяемый при испытаниях стандартных образцов диаметром $d_0=7,5$ мм, $\sigma_{-1}=314$ МПа [8]. Модуль зубьев $m_n=3,25$ мм, угол наклона 0° высота $h=7,3$ мм, число $z=64$, коэффициент смещения $x=0,46$, ширина у основания $S=9$ мм, минимальный радиус кривизны переходной поверхности $\rho=0,2$ мм, рабочая ширина венца $b=60$ мм, толщина обода $\delta=8$ мм, параметр шероховатости переходной поверхности $Rz\ 25$ мкм.

Эпицикл нагружен вращающим моментом $T_0=4023$ Н·м в зацеплении с тремя сателлитами. На внутренней поверхности обода действуют расчетные напряжения, номинальные значения которых в зоне нагруженного зуба $\sigma_{m1}=-72,5$ МПа, посередине между нагруженными зубьями $\sigma_{m2}=51,6$ МПа [13]. Концентрация напряжений в ободу у основания зубьев учитывается коэффициентом концентрации напряжений $k_\sigma=1,45$ [14].

Номинальная величина напряжений изгиба зубьев $\sigma_{nr}=\pm\sigma_F/Y_F=\pm 78,6$ МПа рассчитана по методике ГОСТ 21354-87. При этом $\sigma_F=259,3$ МПа, коэффициент формы зуба $Y_F=3,3$ учитывает концентрацию напряжений у основания [14].

Расчетные напряжения в ободу у основания зуба

$$\sigma_c = K_n \mu_F \sigma_n, \quad (1)$$

где $K_n=1,4$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами [15];

μ_F – коэффициент влияния режима нагружения.

На основании линейной модели суммирования усталостных повреждений Пальмгрена-Майнера [16]

$$\mu_F = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\bar{T}_i}{T_{\max}} \right)^{q_F} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma} \right]^{1/q_F}, \quad (2)$$

где $\bar{T}_i = T_i/T_{\max}$ – относительный вращающий момент, определяемый по циклограмме нагружения трансмиссии;

i – число ступеней нагрузки;

t_i – время действия вращающего момента T_i ;

$$t_\Sigma = \sum_{i=1}^n t_i;$$

$q_F=6$ – показатель кривой усталости при твердости поверхности менее 350 НВ.

Для городского цикла эксплуатации троллейбуса характерны три участка: разгон, движение с постоянной скоростью и ЭД-торможение. Наибольшие нагрузки действуют при разгоне, несколько меньшие – при торможении, а при установившемся движении момент нагрузки незначительный. Графики режимов нагружения (рис. 2) построены по результатам натурных испытаний и тензометрирования крутящих моментов на полуоси троллейбуса МА3-103Т [3].

Обработкой результатов натурных испытаний [3] установлены значения коэффициента (2) при разгоне троллейбусов $\mu_{Fa}=0,606$ и при ЭД-торможении $\mu_{Fb}=0,549$.

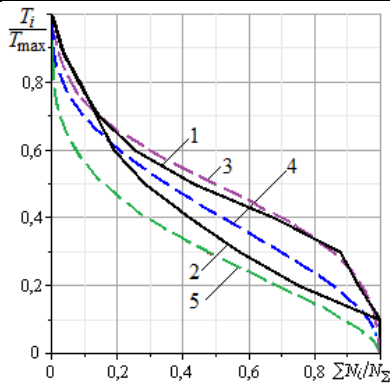


Рис. 2 – Графики режимов нагружения трансмиссии при разгоне и ЭД-торможении (кривые 1, 2) и типовых режимов: среднего нормального (3), легкого (4) и особо легкого (5)

В соответствии с принятой расчетной схемой (см. рис. 3) у основания нагруженного зуба имеет место двумерное напряженное состояние.

Эпюра σ_r соответствует режиму разгона, эпюры σ_t – обоим режимам.

Соответствующие эквивалентные напряжения можно определить по теории Губера-Мизеса

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_t + \sigma_t^2}. \quad (3)$$

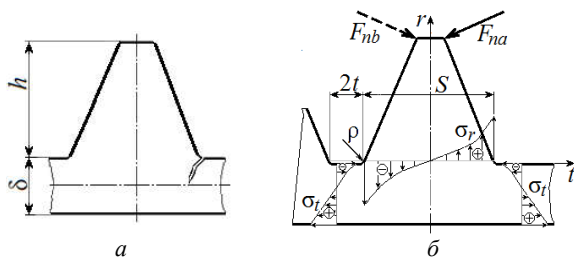


Рис. 3 – Схемы развития усталостной трещины в ободе (а) и расчета напряженного состояния в области нагруженного зуба (б): F_{na} – нормальная сила в зацеплении при разгоне троллейбуса, F_{nb} – при ЭД-торможении

Расчетные по (1) и (3) напряжения являются экстремальными и характеризуют цикл перемены напряжений с различными коэффициентами асимметрии $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$, средними и амплитудными напряжениями σ_m, σ_a . Большинство известных исследований сопротивления усталости выполнено для симметричного и отнулевого циклов перемены напряжений при значениях коэффициента $R = -1$ и $R = 0$.

Авторами предложено выполнять оценку сопро-

тивления усталости не по величинам напряжений σ_m, σ_a , а по напряжениям эквивалентного симметричного цикла σ_{-1eq} , сравнивая эти значения с пределом выносливости детали σ_{-1E} . Для перехода к напряжениям σ_{-1eq} используют диаграммы предельных амплитуд (ДПА – диаграммы Хейя) для заданного материала [16]. Наиболее применяемыми являются ДПА, описываемые уравнениями: линейными (авторы Дж. Гудман, К. Зодерберг), параболоми 2-й степени (У. Гербер)

$$\bar{\sigma}_a = \bar{\sigma}_{-1}(1 - k_1 \bar{\sigma}_m - k_2 \bar{\sigma}_m^2); \quad (4)$$

и параболоми 3-й степени (Р. Петерсон, Р. Хэйвуд)

$$\bar{\sigma}_a = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{7}[8 - (1 + \bar{\sigma}_m)^3], \quad (5)$$

$$\bar{\sigma}_a = (1 - \bar{\sigma}_m)[A_0 + \chi(1 - A_0)], \quad (6)$$

где $\bar{\sigma}_a = \sigma_a / \sigma_u$, $\bar{\sigma}_m = \sigma_m / \sigma_u$, $\bar{\sigma}_{-1} = \sigma_{-1} / \sigma_u$ – относительные напряжения;

k_1 и k_2 – числовые коэффициенты;

$$\chi = \bar{\sigma}_m(2 + \bar{\sigma}_m)/3, \quad A_0 = \frac{1 + 0,0038n^4}{1 + 0,008n^4};$$

n – логарифм числа циклов до разрушения.

Из анализа формулы для параметра A_0 следует, что при любых значениях n диапазон $0,475 \leq A_0 \leq 1$, т.е. предел выносливости ограничен условием $\sigma_{-1} \geq 0,475\sigma_u$, что во многих случаях не реализуется. Предложено уравнение (6) преобразовать в форму, инвариантную относительно числа циклов до разрушения, используя непосредственно предел выносливости σ_{-1} . С учетом выражений для χ и A_0 (6) преобразовано к виду

$$\bar{\sigma}_a = \bar{\sigma}_{-1} \cdot [1 - (\bar{\sigma}_m + \bar{\sigma}_m^2 + \bar{\sigma}_m^3)/3], \quad (7)$$

что позволяет получить ДПА для сталей при известных величинах σ_u и σ_{-1} . Адекватность уравнения (7) по точности подтверждается сравнением с ДПА по уравнению (4) при $k_1 = k_2 = 0,5$ и по уравнению (5) (рис. 4).

При этом ДПА по уравнению (7) более точно соответствует экспериментальным данным для материала эцикла стали – 30ХГСА. Следует отметить, что область применимости уравнения (7), как и всех подобных зависимостей, ограничивается диапазоном абсцисс, который образуется на ДПА лучами, проведенными из точек $\bar{\sigma}_m = \pm \bar{\sigma}_y$ под углом 45° (точка $\bar{\sigma}_m = -\bar{\sigma}_y$ на рис. 4 не показана).

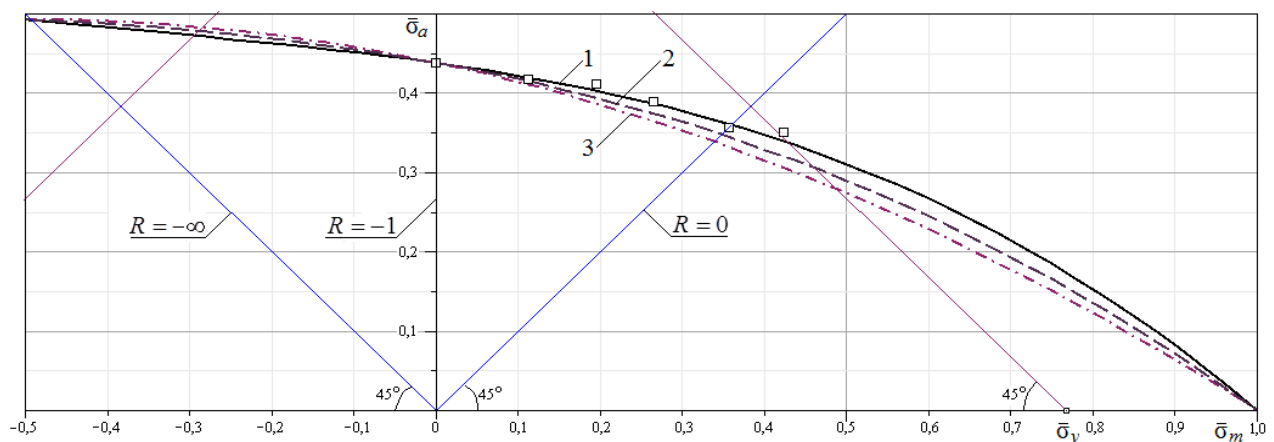


Рис. 4. – Диаграммы предельных амплитуд напряжений для стали 30ХГСА по зависимостям: 1 – Хэйвуда (модифицированная), 2 – Гербера, 3 – Петерсона, □ – экспериментальные значения [8]

Из уравнения (7) получена формула для определения амплитуды эквивалентного симметричного цикла по расчетным значениям σ_m и σ_a ,

$$\sigma_{-1e} = \sigma_a \cdot \left[1 - \left(\overline{\sigma}_m + \overline{\sigma}_m^2 + \overline{\sigma}_m^3 \right) / 3 \right]^{-1}. \quad (8)$$

По формулам (1), (3) установлены номинальные напряжения, действующие на внутренней поверхности эпицикла в зоне галтелей зубьев в режимах разгона и торможения, определены соответствующие значения коэффициента асимметрии R и значения σ_{-1e} (6) (табл. 1).

Таблица 1 – Расчетные напряжения у основания зубьев эпицикла

Параметр, размерность	Галтель слева		Галтель справа	
	Разгон	ЭД-торможение	Разгон	ЭД-торможение
μ_F	0,606	0,549	0,606	0,549
$\sigma_{\max}$, МПа	*43,8	100,57	115,06	*39,7
$\sigma_{\min}$, МПа	-64,26	-55,7	-61,5	-58,19
R	-1,47	-0,55	-0,53	-1,47
σ_m , МПа	-10,23	+22,44	26,78	-9,24
σ_a , МПа	54,03	78,14	80,28	48,95
σ_{-1e} , МПа	53,78	79,0	81,33	48,74

Примечание: *Напряжения в ободе посередине между нагруженными зубьями по формуле (1)

Для критериальной оценки сопротивления усталости эпицикла расчетные напряжения σ_{-1e} сравнивают с пределом выносливости обода, медианное значение которого σ_{-1E} определяется по величине предела выносливости σ_{-1} стандартных образцов из материала эпицикла

$$\sigma_{-1E} = K_1 \sigma_{-1} / K, \quad (9)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий размеры заготовки, для трубной заготовки $\varnothing 273$ мм с толщиной стенки $\delta_0 = 34$ мм $K_1 = 1 - 0,21 \lg(\delta_0 / d_0) = 0,869$.

Коэффициент снижения предела выносливости

$$K = [(K_\sigma / K_{d\sigma}) + (1 / K_{F\sigma}) - 1] (K_V K_A)^{-1}, \quad (10)$$

где отношение эффективного коэффициента концентрации напряжений к коэффициенту влияния абсолютных размеров поперечного сечения детали

$$K_\sigma / K_{d\sigma} = 2\alpha_\sigma (1 + \theta^{-\nu_\sigma})^{-1} \quad (11)$$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений (ТТКН) $\alpha_\sigma = \sigma_{\max} / \sigma_{\text{ном}}$ по формуле [14]

$$\alpha_\sigma = (1 + 3,25 S / \rho)^{0,22} = 3,0. \quad (12)$$

В формуле (11) относительный критерий подобия усталостного разрушения $\theta = (L_1 / \bar{G}_1) \cdot (\bar{G}_0 / L_0)$. Периметры рабочих сечений в зоне повышенных напряжений равны: для образца при круговом изгибе $L_0 = \pi d_0$; для обода на его внутренней поверхности – удвоенной длине линии зацепления $L_1 = 2b = 120$ мм. Относительные градиенты первого главного напряжения в зоне концентрации $\bar{G}_1 = (d\sigma_i / dx) \cdot \sigma_{i\max}^{-1}$. Для стандартного образца $\bar{G}_0 = 2 / d_0$; $L_0 / \bar{G}_0 = \pi d_0^2 / 2 = 88,36$ мм². Для внутренней поверхности обода $\bar{G}_1 = 2,3(1 + \varphi) / \rho + 2 / S = 13,01$ мм⁻¹, $\varphi = (4\sqrt{h/\rho} + 2)^{-1}$, $\theta = 0,1044$.

Коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений и влиянию абсолютных размеров поперечного сечения при изгибе или растяжении-сжатии для конструкционных сталей [11]

$$\nu_\sigma = 0,211 - 0,000143 \cdot \sigma_B = 0,1085.$$

По формуле (11): $K_\sigma / K_{d\sigma} = 2,643$.

Коэффициенты влияния шероховатости поверхности в формуле (10): $K_{F\sigma} = 1 - 0,22(\lg 0,05 \sigma_B - 1) \lg R_z = 0,829$; влияния поверхностного упрочнения $K_V = 1$ (упрочнение поверхностей не предусмотрено); влияния анизотропии свойств материала обода $K_A = 1 - \sigma_u / 6000 = 0,88$. По полученным значениям найдено $K = 3,228$ и по формуле (8) $\sigma_{-1E} = 84,5$ МПа.

Расчет вероятности усталостного неразрушения. Пределы выносливости обода эпицикла для вероятностей неразрушения P пропорциональны найденному медианному значению $\bar{\sigma}_{-1E} = \sigma_{-1E} = 84,5$ МПа,

$$\sigma_{-1E}^{(P)} = \bar{\sigma}_{-1E} \cdot (1 - z_p \cdot \gamma_{\sigma_{-1E}}), \quad (13)$$

где z_p – квантиль нормального распределения.

Коэффициент вариации предела выносливости

$$\gamma_{\sigma_{-1E}} = \sqrt{\gamma_{\sigma_{\max}}^2 + \gamma_{\sigma_{-1}}^2 + \gamma_{\alpha\sigma}^2} \quad (14)$$

определяется через отдельные коэффициенты вариации: $\gamma_{\sigma_{\max}}$ – для разрушающих напряжений, $\gamma_{\sigma_{-1}}$ – для пределов выносливости материала, $\gamma_{\alpha\sigma}$ – для ТТКН.

При вычисленных значениях θ и ν_σ получено

$$\gamma_{\sigma_{\max}} = 0,1(1 + \theta^{\nu_\sigma})^{-1} = 0,056.$$

Согласно ГОСТ 25.504-82 коэффициент вариации $\gamma_{\sigma_{-1}} = \gamma_{\sigma_{ui}}$, где $\gamma_{\sigma_{ui}} = 0,04 \dots 0,10$ – коэффициент вариации предела прочности металла на множестве всех плавок. Принимаем $\gamma_{\sigma_{-1}} = 0,06$.

Коэффициент вариации ТТКН

$$\gamma_{\alpha\sigma} = |\partial \alpha_\sigma / \partial \rho|_0 \cdot (\bar{\rho} / \bar{\alpha}_\sigma) \cdot \gamma_\rho, \quad (15)$$

где $\bar{\alpha}_\sigma = 3,0$; $\bar{\rho} = 0,2$ мм – приведенные выше медианные значения.

В формуле (15) первый сомножитель – абсолютная величина производной выражения (12) при средних значениях $S = 9,0$ мм, $\rho = 0,2$ мм. Вычисление дает $|\partial \alpha_\sigma / \partial \rho|_0 = 3,289$ мм⁻¹. Последний сомножитель в (15), γ_ρ – коэффициент вариации радиуса ρ . Принято величину отклонения радиуса $\pm 0,06$ мм за $3\Delta_\rho$, где Δ_ρ – среднее квадратическое отклонение величины $\rho = 0,2$. Получено $\Delta_\rho = 0,02$ мм и $\gamma_\rho = 0,02/0,2 = 0,1$. По (15) вычислено $\gamma_{\alpha\sigma} = 0,022$. По формуле (14) определен коэффициент $\gamma_{\sigma_{-1E}} = 0,10$. Для некоторых значений вероятности неразрушения P значения пределов выносливости обода $\sigma_{-1E}^{(P)}$ (13) и относительные максимальные напряжения (табл. 2) вычислены по формуле

$$\tilde{\sigma} = \sigma_{-1e} / \bar{\sigma}_{-1E} \quad (16)$$

Средне вероятностный предел выносливости детали $\sigma_{-1E}^{(50)} = 84,5$ МПа превышает величины эквивалентных напряжений $\sigma_{-1e} = 81,33$ МПа и $\sigma_{-1e} = 79$ МПа

(табл. 1), а при значениях $P > 70\%$ ресурс обода эпицикла оказывается ограниченным.

Таблица 2 – Пределы выносливости обода для заданных значений вероятности неразрушения P

$P, \%$	z_P	$1 - z_P \gamma_{\sigma_{-1}}$	$\sigma_{-1E}^{(P)}, \text{ МПа}$	$\tilde{\sigma} (P)$
50	0	1	84,5	1
60	0,253	0,975	82,4	0,975
65	0,385	0,962	81,3	0,962
70	0,524	0,948	80,1	0,948
75	0,674	0,933	78,8	0,932
80	0,842	0,916	77,4	0,916
85	1,036	0,896	75,7	0,896
90	1,282	0,872	73,7	0,872
95	1,645	0,836	70,6	0,836

Для расчета ресурса при величинах $P > 50 \%$ используется уравнение левой ветви кривой усталости

$$\sigma^m \cdot N = \sigma_{-1E}^m \cdot N_G, \quad (17)$$

где $N_G = 10^6 \dots 3 \cdot 10^6$ циклов – абсцисса точки перелома кривой усталости для конструкционных сталей. При отсутствии данных натурных усталостных испытаний принимают $N_G = 2 \cdot 10^6$ циклов.

В результате логарифмирования (17) получено

$$\lg N = \lg N_G - m \lg \tilde{\sigma}. \quad (18)$$

Показатель наклона кривой усталости $m = (400 + \sigma_u) / (80K) = 4,325$ в формулах (17, 18) определен по рекомендациям ГОСТ 25.504-82.

Уравнение семейства левых ветвей для вероятностей неразрушения $P > 50 \%$

$$\lg N = \lg N_P + z_P \cdot S_{\lg N}, \quad (19)$$

где N_P – количество циклов до разрушения при вероятности P .

Среднее квадратическое отклонение величины $\lg N$ определяется по линейной зависимости

$$\lg(S_{\lg N}) = \alpha + \beta \lg \tilde{\sigma}, \quad (20)$$

где $\alpha = -0,8$ и $\beta = -2,3$ – коэффициенты, полученные экспериментально для среднеуглеродистых конструкционных сталей [11].

Из (18) с учетом (19) и (20) получено уравнение семейства левых ветвей кривой усталости

$$\lg N_P = \lg N_G - m \lg \tilde{\sigma} + z_P \cdot 10^{\alpha + \beta \lg \tilde{\sigma}}. \quad (21)$$

Установлены уровни $(\sigma_{-1d})_P$ горизонтальных ветвей кривых (21) и квантили z_P для определенной вероятности неразрушения P (табл. 2). Для некоторых значений вероятности неразрушения P кривые усталости обода эпицикла представлены в полулогарифмической форме (рис. 5).

Стрелками показан графический способ нахождения долговечности (ресурса) обода эпицикла N_P . Горизонталь проведена на уровне относительной величины эквивалентного предела выносливости обода эпицикла $\sigma_{-1E} / \sigma_{-1E} = 81,33/84,5 = 0,96$. Абсциссы точек пересечения горизонталей с наклонными ветвями кривых усталости определяют соответствующие величины $\lg N_P$, т.е. ресурс эпицикла по критерию усталостной прочности обода (табл. 3).

Для увеличения ресурса эпицикла предложено уменьшить концентрацию напряжений в галтелях зубьев, увеличив радиус ρ их переходных поверхно-

стей. Рекомендовано для изготовления эпицикла использовать долбяк с количеством зубьев $z_D = 20$, при этом радиус возрастает от 0,2 мм до 0,46 мм, а ТКН уменьшается до $\alpha_\sigma = 2,5$ [15]. В результате предел выносливости увеличивается до $\sigma_{-1E} = 95,8$ МПа (на 13,4 %), а ресурс – на 43,5 %. Значительное повышение выносливости эпицикла достигается также применением упрочняющих технологий (закалка ТВЧ, азотирование, обкатка роликом и т.п.), что приводит к повышению значений коэффициента K_V до 2...2,5 и соответствующему повышению предела выносливости обода.

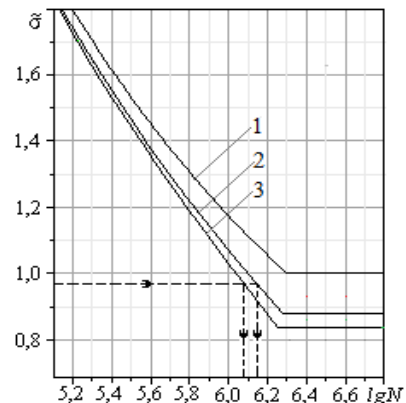


Рис. 5 – Расчетные кривые усталости при определенной вероятности P неразрушения (кривая 1 при $P=50 \%$; 2 – 90% ; 3 – 95%)

Таблица 3 – Результаты расчета ресурса обода

$P, \%$	50	70	90	95
$\lg N_P$	–	6,20	6,14	6,07
N_P , циклов	∞	$1,58 \cdot 10^6$	$1,38 \cdot 10^6$	$1,17 \cdot 10^6$

Выводы:

1. По опубликованным экспериментальным данным определены режимы нагружения трансмиссии троллейбуса: в стадии разгона – средний нормальный, продолжительность 36 % от всего времени; в стадии ЭД-торможения – легкий, продолжительность 29 %, остальное время – движение с постоянной скоростью.

2. Установлено, что эквивалентные напряжения в галтелях с обеих сторон зуба на стадиях разгона троллейбуса и электродинамического торможения практически одинаковы и могут превышать предел выносливости обода при вероятности неразрушения $P > 70 \%$, что приводит к известным из практики случаям усталостного разрушения эпицикла ПКР.

3. Разработан аналитический метод построения диаграммы предельных амплитуд в форме кубической параболы, адекватно отображающей участки ДПА для материала эпицикла во всем диапазоне средних напряжений цикла.

4. Построено семейство вероятностных кривых усталости для тонкостенного обода, что позволило прогнозировать долговечность эпицикла по критерию сопротивления усталости его тонкостенного обода.

5. Обоснованы практические рекомендации по увеличению ресурса эпицикла ПКР технологическими методами.

Список литературы

- Сафонов А. И. Особенности режимов нагружения и направления развития тяговых трансмиссий троллейбусов / А. И. Сафонов // Автомоб. промышл., Минск, 2015. – № 4. – С. 8–15.
- Скойбеда А. Т. Анализ надежности деталей дифференциального механизма ведущего моста городского троллейбуса / А. Т. Скойбеда, А. В. Илларионов // Республ. межвед. сб. науч. тр. – Минск: Машиностроение, 2005. – Т. 2. – С. 29–32.
- Руктешель О. С. Исследование нагруженности трансмиссии троллейбуса / О. С. Руктешель, С. М. Минюкович, А. А. Захарик [и др.] // Вестник БНТУ, Минск, 2006. – № 6. – С. 48–51.

4. *Madia M.* An investigation on the influence of rotary bending and press fitting on stress intensity factors and fatigue crack growth in railway axles / *M. Madia, S. Beretta, U. Zerbst* // *Engineering Fracture Mechanics*, 2008. – Vol. 75. – P. 1906–1920.
5. *Ariza J. M.* Tensiones en ejes huecos con una grieta superficial bajo flexión rotativa / *J. M. Ariza, S. S. Gutyrva, Y. M. Jomyak* // *Revista DYNA*, 2014. – Vol. 89, № 1. – P. 85–88.
6. *Библік І.В.* Оценки показателей надежности на основе вероятностного суммирования усталостных повреждений / *И. В. Библік* // *Авиационно-космическая техника и технология*, 2013. – № 9 (106). – С. 183–187.
7. *Желдубовский А. В.* Оценка запаса прочности деталей машин, подверженных асимметричному нагружению / *А. В. Желдубовский, А. Д. Погребняк, М. Н. Регульский [и др.]* // *Вост.-Европ. ж. передов. техн.*, 2013. – № 6/7 (66). – С. 8–12.
8. *Пельх В. Н.* Методология оценки предельного состояния конструкционных материалов в условиях комбинированного многоциклового асимметричного нагружения / *Пельх В. Н., Погребняк А. Д., Регульский М. Н., Касперская В. В.* // *Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб.* – К.: НАУ, 2011. – Вып. 56. – С. 113–126.
9. *Савкин А. Н.* Оценка долговечности материала конструкционного элемента автомобиля при случайном нагружении / *А. Н. Савкин, А. А. Седов, А. В. Андроник, К. А. Бадиков* // *Известия ВолГТУ*, 2015. – № 4(162). – С. 55–61.
10. *Poliakov B. N.* Fatigue properties of the material of large-sized details / *Poliakov B. N.* // *Металлургич. і горноруд. промисл.*, 2015. – 7. – С. 76–82.
11. *Zheglova V.* Numerical and analytical evaluation of service life of the details axial piston hydraulic machines with complicated configuration under cyclic loading / *V. Zheglova, Yu. Khomiak S. Medvedev, I. Nikolenko* // *Procedia Engineering*, 2017. – Vol. 176. – P. 557–566.
12. *Державец Ю. А.* Экспериментальные исследования изгибной прочности тонкостенных зубчатых колес / *Ю. А. Державец, О. Н. Чарский*. // *Детали машин. Респ. межвед. науч.-техн. сб.*, Київ, Техніка, 1990. – Вып. 51. – С. 25–29.
13. *Гутыря С. С.* Аналитическое моделирование и прочностной расчет эпцикла планетарного редуктора / *С. С. Гутыря, Ю. М. Хомяк, В. М. Желудова, А. Н. Чанчин* // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 29–36.
14. *Устиненко В. Л.* Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. / *В. Л. Устиненко*. – М., Машиностроение, 1972. – 92 с.
15. *Пивоваров А. О.* Совершенствование планетарной передачи механизма поворота сельскохозяйственного трактора Четра-6 / *А. О. Пивоваров, В. П. Шевчук* // *Международ. студ. научн. вестник*, 2014. – № 4. – С. 4–50.
16. *Nicholas T.* High cycle fatigue. A mechanics of materials perspective. / *T. Nicholas*. – Elsevier, 2006. – 657 p.
- nagruzhennosti transmissii trollejbasa* [Investigation of the loading the trolleybus transmission]. *Vestnik BNTU* [Bulletin of the Belarus National Technical University], Minsk, 2006, no. 6, pp. 48–51.
4. *Madia M., Beretta S., Zerbst U.* An investigation on the influence of rotary bending and press fitting on stress intensity factors and fatigue crack growth in railway axles. *Engineering Fracture Mechanics*, 2008, vol. 75, pp. 1906–1920.
5. *Ariza J. M., Gutyrva S. S., Jomyak Y. M.* Tensiones en ejes huecos con una grieta superficial bajo flexión rotativa. *Revista DYNA*, 2014, vol. 89, no. 1, pp. 85–88.
6. *Biblik I. V.* Ocenka pokazatelej nadezhnosti na osnove veroyatnostnogo summirovaniya ustalostnyh povrezhdenij [Evaluation of reliability indicators based on probabilistic summation of fatigue damage]. *Aviacionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya* [Aerospace engineering and technology], 2013, no. 9 (106), pp. 183–187.
7. *Zheldubovskij A. V., Pogrebnyak A. D., Regul'skij M. N. i dr.* Ocenka zapasa prochnosti detalej mashin, podverzhennyh asimmetrichnomu nagruzhениyu [Evaluation of the safety factor of machine parts subject to asymmetric loading]. *Vost.-Evrop. zh. peredov. tekhnol.*, 2013, no. 6/7 (66), pp. 8–12.
8. *Pelykh V. N., Pogrebnyak A. D., Regul'skij M. N., Kasperskaya V. V.* Metodologiya ocenki predelnogo sostoyaniya konstrukcionnyh materialov v usloviyah kombinirovannogo mnogociklovogo asimmetrichnogo nagruzhениya [Methodology for estimating the limiting state of structural materials under conditions of combined multi-cycle asymmetric loading]. *Problemy teriya ta znoshuvannya: nauk.-tekhn. zb.* [Problems of friction and wear. Scientific and technical bulletin], Kiev, "NAU" Publ., 2011, vol. 56, pp. 113–126.
9. *Savkin A. N., Sedov A. A., Andronik A. V., Badikov K. A.* Ocenka dolgovechnosti materiala konstrukcionnogo elementa avtomobilya pri sluchajnom nagruzhениi [Estimating the longevity of the material of the structural element of a car under accidental loading]. *Izvestiya VolgGTU*, 2015, no. 4(162), pp. 55–61.
10. *Poliakov B. N.* Fatigue properties of the material of large-sized details. *Metallurgich. i gornorud. promyshl.*, 2015, no. 7, pp. 76–82.
11. *Zheglova V., Khomiak Yu., Medvedev S., Nikolenko I.* Numerical and analytical evaluation of service life of the details axial piston hydraulic machines with complicated configuration under cyclic loading. *Procedia Engineering*, 2017, vol. 176, pp. 557–566.
12. *Derzhavec Yu. A., Charskij O. N.* Eksperimentalnye issledovaniya izgibnoj prochnosti tonkostennyh zubchatykh koles [Experimental studies of the flexural strength of thin-walled gears]. *Detali mashin. Resp. mezhd. nauch.-tekhn. sb.* [Machine elements. Republican interdepartmental scientific and technical bulletin], Kiev, Technica Publ., 1990, no. 51, pp. 25–29.
13. *Gutyrva S. S., Homyak Yu. M., Zheglova V. M., Chanchin A. N.* Analiticheskoe modelirovanie i prochnostnoj raschet epicikla planetarnogo reduktora [Analytical modeling and strength calculation of an epicycle of a planetary gear]. *Visnik NTU "KhPI" Seriya: Problemy mekhanichnogo privodu* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 23, pp. 29–36.
14. *Ustinenko V. L.* Napryazhennoe sostoyanie zub'ev cilindricheskikh pryamozubykh koles. [Stressed condition of cylindrical straight-toothed teeth]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1972, 92 p.
15. *Pivovarov A. O., Shevchuk V. P.* Sovershenstvovanie planetarnoj peredachi mekhanizma povorota sel'skhozaystvennogo traktora Chetra-6 [Improvement the planetary gear of a turning-mechanism of an agricultural tractor Chetra-6]. *Mezhdunar. stud. nauchn. vestnik* [International student's scientific bulletin], 2014, no. 4, pp. 4–50.
16. *Nicholas T.* High cycle fatigue. A mechanics of materials perspective. – Elsevier, 2006. – 657 p.

Поступила (received) 08.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Ймовірнісний аналіз втомної міцності епіцикла колісного редуктора троллейбуса / С. С. Гутыря, С. О. Медведєв, Ю. М. Хомяк, А. М. Чанчин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 37–43. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2079-0791.

Вероятностный анализ усталостной прочности эпцикла колесного редуктора троллейбуса / С. С. Гутыря, С. А. Медведєв, Ю. М. Хомяк, А. Н. Чанчин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 37–43. – Библиогр.: 16 назв. – ISSN 2079-0791.

Probabilistic analysis of fatigue durability of an epicycle of a wheel gearbox of the trolleybus / S. S. Gutyrva, S. A. Medvedev, Yu. M. Khomiak, A. M. Chanchin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 37–43. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гутыря Сергій Семенович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, директор Українсько-іспанського інституту; тел.: (048) 705-84-92; e-mail: hutyrva@opu.ua.

Гутыря Сергей Семенович – доктор технических наук, профессор, Одесский национальный политехнический университет, директор Украинско-испанского института; тел.: (048) 705-84-92; e-mail: hutyrva@opu.ua.

Gutyrya Sergiy Semenovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Odessa National Polytechnic University, Director of Ukraine-Spanish Institute; tel.: (048) 705-84-92; e-mail: hutyrva@opu.ua.

Медведев Станіслав Олександрович – кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний морський університет, доцент кафедри "Машинознавство"; тел.: (067) 480-50-64; e-mail: s.medvedev1944@gmail.com.

Медведев Станислав Александрович – кандидат технических наук, доцент, Одесский национальный морской университет, доцент кафедры "Машиноведение"; тел.: (067) 480-50-64; e-mail: s.medvedev1944@gmail.com.

Medvedev Stanislav Aleksandrovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Odessa National Maritime University, Associate Professor at the Department of "Engineering science"; tel.: (067) 480-50-64; e-mail: s.medvedev1944@gmail.com.

Хомяк Юрій Методійович – кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний політехнічний університет, кафедра "Нафтогазове та хімічне машинобудування"; тел.: (048) 795-44-51; e-mail: jomiak38@gmail.com.

Хомяк Юрий Методиевич – кандидат технических наук, доцент, Одесский национальный политехнический университет, доцент кафедры "Нефтегазовое и химическое машиностроение"; тел.: (048) 795-44-51; e-mail: jomiak38@gmail.com.

Khomiak Yuriy Mefodijovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Odessa National Polytechnic University, Associate Professor at the Department of "Oil, Gas and Chemical Engineering"; tel.: (048) 795-44-51; e-mail: jomiak38@gmail.com.

Чанчін Андрій Миколайович – магістр, Одеський національний політехнічний університет, асистент кафедри машинознавства і деталей машин; e-mail: rafail2@rambler.ru.

Чанчин Андрей Николаевич – магистр, Одесский национальный политехнический университет, ассистент кафедры машиноведения и деталей машин; e-mail: rafail2@rambler.ru.

Chanchin Andrey Mykolajovych – Master, Odessa National Polytechnic University, Assistant at the Department of Engineering science and machine elements; Odessa, Ukraine; e-mail: rafail2@rambler.ru.

УДК 531.8:621.771.06/778.1

И. В. ДОБРОВ, Р. П. ПОГРЕБНЯК

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМ МАШИН ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

По результатам конференции "Механика машин – основная составляющая прикладной механики", посвященной памяти С. Н. Кожеевникова.

Проведений структурний аналіз кінематичних схем машин обробки металів тиском, що містять зовнішні кінематичні пари із твердої ланки та тіла, що пластично деформується. Визначені внутрішні та зовнішні надлишкові зв'язки. Отримані додаткові рівняння рівноваги сил і балансу потужності сил тертя ковзання в осередку деформування для описання псевдокінематичного зв'язку "обертання інструменту – поступальний рух заготовки".

Ключові слова: кінематична схема, надлишкові зв'язки, зовнішні зв'язки, баланс потужностей.

Проведен структурный анализ кинематических схем машин обработки металлов давлением, которые содержат внешние кинематические пары из твердого и пластически деформируемого звена. Определены внутренние и внешние избыточные связи. Получены дополнительные уравнения равновесия сил и баланса мощностей сил трения в очаге деформации для описания псевдокинематической связи "вращение инструмента – поступательное движение заготовки".

Ключевые слова: кинематическая схема, избыточные связи, внешние связи, баланс мощностей.

It is proposed to include in the kinematic scheme of machines of working metals by pressure the deformation area in the form of external kinematic pair that consists of rigid body (tool) and plastically deformed body (stock). In the accordance with method of prof. Ozols it is analyzed the structure of the typical scheme of mechanism of machine of working metals by pressure with variable structure and it is determined the external and internal redundant connections. During the steady process of deformation the sliding velocity in the external kinematic pair "tool – stock" is uneven. This velocity is determined using the condition of constant volume of the deformed material of the stock when the velocity of displacement of contact surface of the tool is constant and the velocity of displacement of material of the stock in the deformation area is variable. It is received additional equations for the description of pseudo-kinematic friction connections "rotation of the tool – motion of the stock along a line" by the methods of applied mechanics on basis of analyze of this external pair.

Keywords: kinematic scheme; redundant connections, external connections, power balance.

Введение. Расширенный принцип образования механизмов, предусматривающий кроме твердых несвободных тел включать в состав механизма и деформируемые тела [1], позволяет рассматривать строение машин обработки металлов давлением (ОМД) с учетом пластически деформируемой заготовки. Под деформируемыми телами понимают такие, деформируемость которых необходима для выполнения требуемых функций механизма. Поэтому, машины для процессов ОМД могут и должны включать в свой состав пластически деформируемую заготовку, ради деформации (изменения геометрии) которой и приданию ей определенных потребительских (физико-механических) свойств создается та или иная машина (стан, пресс, молот и т.д.).

Отсутствие заготовки в очаге деформации, образующем кинематическую пару инструмент-заготовка, однозначно переводит это изделие в разряд механизмов, которые согласно теории механизмов и машин не предназначены для выполнения работы, а служат только для передачи от ведущего звена ведомому звену определенного характера движения или усилия. При этом в механике машин наиболее изучены и продолжают совершенствоваться различные кинематические пары, состоящие в основном из твердых тел, твердого и гибкого (упруго деформируемого) тел, твердого тела и жидкости. В то же время вопросы исследования кинематических пар, содержащих твердое и пластически деформируемые тела, в механике машин остаются открытыми.

© И.В. Добров, Р.П. Погребняк, 2017

Методика и результаты исследований. Известно, что соединения рабочих тел и звеньев механизма накладывают внешние связи. Поскольку механизм ОМД всегда имеет внешние связи, то согласно универсальной структурной теории рассматривать его нужно с двух позиций. Во-первых, изолировании от внешних тел, с которыми он имеет внешние связи (изолировано от обрабатываемого объекта). Число степеней свободы при устраненных внешних связях называют фактической подвижностью механизма (W_f). Во-вторых, в рабочем состоянии, когда действуют внешние связи (заготовка находится в очаге деформации). Подвижность при действующих внешних связях – рабочая подвижность механизма (W_p). При этом W_p меньше W_f на столько, сколько внешних связей расходуется на ее уменьшение. Первый случай отвечает состоянию механизма свободного от обрабатываемого объекта, второй – состоянию механизма, когда заготовка подвергается обработке давлением.

Структурные схемы рассматриваемого механизма построены по Озолсу с сохранением топологических свойств плоского изображения, в котором подвижность механизма и подвижность его структурного изображения одинаковы. В плоской схеме наложены тангенциальные связи, ограничивающие движение изображений в этой плоскости. Далее приняты следующие обозначения: n – число звеньев механизма, k – число замкнутых изменяемых контуров в плоской схеме, S_i , S_a , S – число внутренних, внешних и общее число тангенциальных связей, σ_i , σ_a , σ – число внутренних, внешних и общее число тангенциальных избыточных связей, W_a – число потерянных подвижностей внешних тел от действия внешних связей. Далее, на структурных схемах звенья кинематической цепи заменяются их символическим отображением. Соединения звеньев изображаются кружечками с указанием класса соединения (римские цифры соответствуют числу наложенных связей). Ведущие звенья изображают двойными параллельными линиями или запунктиренными фигурами, а ведущие соединения – двумя концентрическими окружностями. Внешнее тело (обрабатываемая заготовка) на схеме изображено пунктирными линиями, а внешние соединения – пунктирными кружечками.

Известно, что дефекты структуры механизмов определяются заложенными в кинематических цепях локальными и структурными избыточными связями (далее ИС), а эксплуатация механизмов с вредными избыточными связями в подвижных соединениях нередко делают неспособной машину к длительной работе без поломок и аварий. Наличие в механизмах ИС вносит статическую неопределимость в схему, а во время работы машины порождает возникновение дополнительных нагрузок, не вызванных приложением внешних сил. Движение механизма с дефектами структуры возможно при наличии зазоров или за счет деформации звеньев. В переходных режимах работы механизмов с ИС и зазорами в кинематических парах возникают значительные динамические, в том числе ударные нагрузки, вызывающие повышенный износ элементов кинематических пар и прогрессирующий рост зазоров, вследствие чего возрастает интенсивность ударных импульсов и шума. Поэтому при проектировании и модернизации машин необходимо закладывать в их конструкцию преимущественно статически определимые механизмы, так как при всех прочих равных условиях они гарантируют получение машины с более высокими технико-эксплуатационными показателями.

Механизмы ОМД относятся к механизмам переменной структуры, поэтому проведем анализ поэтапно. Первый этап – до захвата металла валками, т.е. до наложения внешних связей (рис. 1).

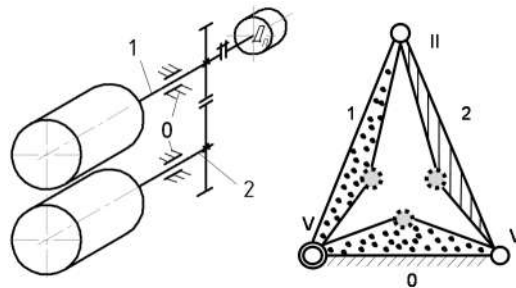


Рис. 1 – Упрощенные кинематическая и структурная схемы однокатьевого прокатного стана в состоянии до захвата металла валками

Как видно из структурной схемы образован одно-контурный трехзвенный механизм со станиной ($n = 3$, $k = 1$). В схеме имеется 3 внутренних соединения I и II класса при одной степени свободы ($W = 1$). Учитывая по известной формуле Озолса [2]

$$\sigma_i = W + 3 \cdot k - f, \quad (1)$$

что общая подвижность всех соединений $f = 4$, найдем $\sigma_i = 1 + 3 \cdot 1 - 4 = 0$ ИС.

Второй этап – прокатка в валках (рис. 2). При работе без переднего и заднего натяжений, синхронная угловая скорость вращения валков $\omega_{2(n)}$ равных радиусов R_2 обеспечивается за счет кинематической пары между зубчатыми колесами, расположенными на валах 1 и 2. При этом ведущим звеном фрикционной пары валок – заготовка является валок, которому со стороны двигателя D_n передается момент M_n для преодоления внешней силы сопротивления движения, Q_1 приложенной к заготовке, перемещающейся со скоростью v_1 . Внешняя, не принадлежащая механизму заготовка, относится к рабочему сопротивляющемуся телу, которое прикладывает к механизму полезное сопротивление [2]. После захвата заготовки a в схеме образуется два независимых контура 0–1–a–2, 1–2–a, механизм основную подвижность сохраняет ($W_p = 1$), а оба новых соединения заготовки со звеньями механизма симметричные. Интерес представляют связи, образованные валками и заготовкой. Все эти связи внешние, часть из них – фрикционные. Из геометрических – S_x , неудерживающая односторонняя дробная связь [3] – $\frac{1}{2}S_y$. Трением каждое внешнее соединение накладывает еще по одной голономной фрикционной связи, способной передать момент вокруг оси Z .

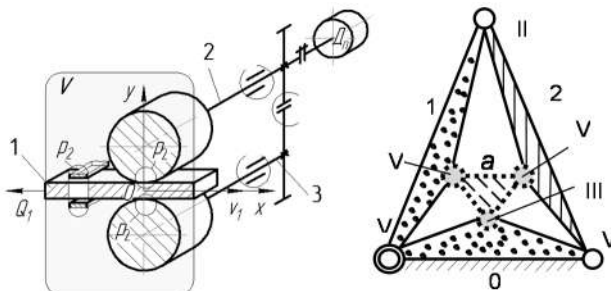


Рис. 2 – Упрощенные кинематическая и структурная схемы однокатьевого прокатного стана в состоянии прокатки, металл в валках

Наличие в механизме кроме внутренних связей еще и внешних потребует для анализа применение обобщенной структурной формулы, позволяющей установить в механизме количество внутренних и внешних ИС. Количество внешних ИС определим по формуле

$$\sigma_a = S_a - [(W_\phi - W_p) + W_a], \quad (2)$$

где $S_a = 2 \cdot 2,5 = 5$ – число внешних связей;

$W_\phi = 1$;

рабочая подвижность $W_p = c + b + d = 1 + 0 + 0 = 1$, где c – число основных подвижностей, b – число дополнительных местных подвижностей, d – число динамических связей;

$W_a = 3$, заготовка не может двигаться самостоятельно относительно валков.

Формула (2) показывает, сколько внешних связей расходуется на уменьшение подвижности звеньев механизма (выражение в круглых скобках) и внешнего обрабатываемого тела. После подстановки, определим $\sigma_a = 5 - [(1 - 1) + 3] = 2$ ИС. Так как внутренних тангенциальных ИС в схеме нет, то все обнаруженные ИС образованы при захвате и обработки заготовки. Эти ИС не вредны, одна из которых необходима для двустороннего пластического деформирования заготовки, хотя крутильный натяг в контуре 1–2–а может вызвать неравномерную нагрузку на валах и фрикционные автоколебания. Характер ИС в очаге деформации подобен ИС в разветвленных соединениях, хотя в данном случае соединение таковым не является, поскольку известно, что элементарные контуры, образующиеся в элементарных кинематических соединениях, всегда являются двуугольниками [1]. В рассматриваемом случае внешние соединения образуются как результат взаимодействия трех тел – звеньев 1, 2 и тела а.

Особо рассмотрим внешние связи, образованные заготовкой и инструментом, важная из них – фрикционная псевдокинематическая $S_{\phi z}$. В очаге деформации прокатного стана (рис. 3) эта связь обеспечивает передачу рабочими валками внешнего момента от привода клетки к деформируемой заготовке за счет сил трения, действующих между валками и заготовкой, которые преодолевают действие внутренней силы $Q_1^{(i)}$, возникающей в материале заготовки в процессе деформации; согласованное перемещение точек материала заготовки вдоль координатных осей X и Y очага деформации, вытекающие из условия постоянного расхода объема материала заготовки в любом сечении очага деформации при котором скорость материала заготовки на входе в очаг деформации (v_0) меньше скорости материала заготовки на выходе из очага деформации (v_1).

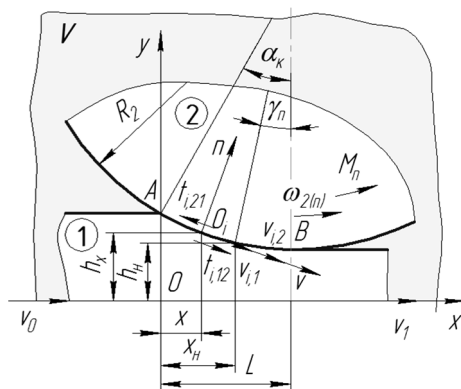


Рис.3 – Очаг деформации прокатного стана

Из-за сложности описания процессов трения в очаге пластической деформации металла получить

уравнения нелинейной связи в виде $v_1 = f(\omega_{2(n)})$ возможно, если кроме уравнений статики

$$\sum \bar{P}_1 = 0, \sum \bar{P}_2 = 0 \text{ и } \sum \bar{P}_1 + \sum \bar{P}_2 = 0, \quad (3)$$

где $\sum \bar{P}_1$ и $\sum \bar{P}_2$ – геометрическая сумма всех сил (внешних и внутренних), действующих на тела кинематической пары), использовать дополнительную систему уравнений, вытекающих из баланса мощности сил, входящих в уравнение (3). К числу таких уравнений можно отнести уравнения, определяющие баланс мощности сил трения скольжения ($W_{T,1-2}$) при диссипации на контактных поверхностях заготовки и инструмента части механической энергии, подводимой к очагу деформации внешними силами [4].

$$\begin{cases} W_{T,1-2} = W_{T,1} + W_{T,2}; \\ W_{T,1-2} = W_d^l, \end{cases} \quad (4)$$

где $W_{T,1}$ и $W_{T,2}$ – соответственно мощности сил трения скольжения, действующих в очаге деформации на поверхности заготовки и поверхности инструмента;

W_d – составляющая мощности привода (двигателя) машины ОМД, затраченная в процессе диссипации механической энергии на контактной поверхности очага деформации ведущим звеном кинематической пары заготовка – инструмент.

Характерной особенностью кинематической пары, состоящей из твердого тела и пластически деформируемого тела, при установившемся процессе деформации является неравномерная скорость скольжения тел в этой кинематической паре, обусловленная условием постоянства объема деформируемого материала заготовки, когда скорость перемещения контактной поверхности инструмента постоянная, а скорость перемещения материала заготовки в очаге деформации переменная. При этом в каждой точке материала заготовки тензор напряженного состояния для плоской деформации определяется выражением [5]

$$\sigma_s = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}, \quad (5)$$

где σ_s – предел текучести материала заготовки (напряжение, соответствующее началу пластической деформации образца из материала, аналогичного по физико-механическим свойствам материалу заготовки, в условиях его однородной деформации в направлении главного напряжения по оси симметрии очага деформации);

$\sigma_x = \sigma_x(x, y)$ и $\sigma_y = \sigma_y(x, y)$ – соответственно нормальные напряжения, действующие параллельно осям X и Y основной декартовой системы координат XOY , ось X которой параллельна оси симметрии очага деформации и направлена в сторону перемещения заготовки;

$\tau_{xy} = \tau_{xy}(x, y)$ – касательное напряжение, действующее параллельно оси X .

На поверхности контакта заготовки и инструмента уравнение (5) преобразуется в уравнение вида

$$\sigma_s(x, h_x) = \sqrt{(\sigma_n(x, h_x) - \sigma_v(x, h_x))^2 + 4\tau_v^2(x, h_x)}, \quad (6)$$

где h_x – высота заготовки в сечении очага деформации с координатой x ;

$\sigma_s(x, h_x)$ – предел текучести материала заготовки в каждой i -й точке заготовки и инструмента с номером i и координатами x и $y = h_x$;

σ_v и σ_n – соответственно нормальные напряжения в i -й точке заготовки параллельно осям $O_i n$ и $O_i v$ вспомогательной декартовой системы координат $nO_i v$, центр O_i которой совмещен с i -й точкой, ось $O_i n$ направлена по нормали к контактной поверхности заготовки и инструмента, ось $O_i v$ направлена по касательной к контактной поверхности в направлении движения материала заготовки;

$\tau_v(x, h_x)$ – касательное напряжение, действующее в i -й точке заготовки параллельно оси $O_i v$.

При этом в i -й точке контакта инструмента и заготовки на 2 со стороны заготовки 1 действуют следующие приведенные к единице площади силы: нормальные $p_{12}(x, h_x)$ и удельные силы трения скольжения [5]

$$\pm t_{12}(x) = \begin{cases} \pm f p_{12}(x) = \mp f p_{21}(x) \Rightarrow \mp \tau_v(x, h_x), & \text{если } v_{i,12}(x, h_x) \neq 0; \\ 0 = \tau_v(x_n, h_n), & \text{если } v_{i,12}(x_n, h_n) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

$p_{21}(x) = -p_{12}(x)$ – давление, действующее в i -й точке контактной поверхности на инструмент 2 со стороны заготовки;

$t_{21}(x) = -t_{12}(x)$ – удельная сила трения, действующая на инструмент со стороны заготовки, которая соответствует тангенциальному напряжению $\tau_v(x, h_x)$.

Положительная величина $t_{12}(x)$ имеет место на участках очага деформации, где i -я точка поверхности инструмента является ведущей по отношению к поверхности заготовки:

$$v_{i,12}(x, h_x) = v_{i,1}(x, h_x) - v_{i,2}(x, h_x) < 0 \quad \text{и } v_{i,1}(x, h_x) > 0, \quad (8)$$

где $v_{i,1}(x, h_x)$ – скорость i -й точки заготовки на контактной поверхности инструмента в направлении оси $O_i v$;

$v_{i,2}(x, h_x) \geq 0$ – скорость i -й точки контактной поверхности инструмента в направлении оси $O_i v$.

Величина $t_{12}(x) < 0$, когда ведущим элементом на участках контактной поверхности является i -я точка поверхности заготовки:

$$v_{i,12}(x, h_x) = v_{i,1}(x, h_x) - v_{i,2}(x, h_x) > 0. \quad (9)$$

Величина $t_{12}(x) = 0$ при условии [5]:

$$v_{i,1}(x_n, h_n) = v_{i,2}(x_n, h_n) > 0, \quad (10)$$

где h_n – высота заготовки в нейтральном сечении очага деформации, координата которого $x = x_n$ при условии, что ширина заготовки в очаге деформации $b(x, y) = b = \text{const}$.

Соответственно в точке контакта нейтрального сечения заготовки с подвижной поверхностью инстру-

мента $\tau_v(x_n, h_n) = 0$ и в этой точке заготовки действуют главные напряжения [5–7]:

$$\begin{cases} \sigma_1 = \max\{\sigma_n(x, h_x)\} > \sigma_2 = \min\{\sigma_v(x, h_x)\}; \\ \sigma_1 = \max\{\sigma_v(x, h_x)\} > \sigma_2 = \min\{\sigma_n(x, h_x)\}. \end{cases} \quad (11)$$

Результирующие силы трения скольжения, действующие в очаге деформации на инструмент со стороны заготовки (T_{21}) и на заготовку со стороны инструмента (T_{12}) определяются уравнениями:

$$v_{i,1}(x_n, h_n) = v_{i,2}(x_n, h_n) > 0; \quad (12)$$

$$T_{12} \neq f P_{12} = f \int_0^{L_k} p_{12}(x) dv, T_{21} < 0, \text{ если } (v_2 - v_{1, \text{cp}}) > 0, \quad (13)$$

где $L_k = R_2 \alpha_k$ – длина контактной поверхности инструмента и заготовки (дуга $AO_i B$ на выноске I , рис. 3); $L_{\text{оп}}$ и $L_{\text{от}} = (L_k - L_{\text{оп}})$ соответственно длины участков контактной поверхности инструмента и заготовки в зонах опережения и отставания заготовки в очаге деформации;

P_{12} – результирующая сила давления, действующая на заготовку со стороны инструмента;

$v_{1, \text{cp}} = \frac{1}{L_k} \int_0^{L_k} v_{i,1}(x, h_x) dv$ – средняя скорость перемещения наружных точек поверхности заготовки вдоль очага деформации.

Из (7)–(10) и (12)–(14) следует, что мощности сил трения скольжения на поверхностях инструмента и заготовки составят:

$$W_{T,2} = b \int_0^{L_k} t_{21}(x) v_{i,21}(x, h_x) dv < 0; \quad (15)$$

$$W_{T,1} = b \int_0^{L_k} t_{12}(x) v_{i,12}(x, h_x) dv < 0. \quad (16)$$

Соответственно из уравнений (15), (16) и баланса мощности сил трения при работе машины ОМД (4) для кинематической пары из твердого и пластически деформируемого тела, как и для пары трения скольжения твердых тел [5], получим

$$W_{T,2} = W_{T,1} = 0,5 W_{T,1-2}. \quad (17)$$

Однако при определении мощности ($W_{T,2}$) удельных сил трения $t_{21}(x)$ в кинематической паре, состоящей из твердого и пластически деформируемого тела, где $p_{21}(x, h_x)$ и $v_{i,21}(x, h_x)$ не являются постоянными величинами по длине контактной поверхности L_k , необходимо учитывать, что [7]

$$W_{T,2} = b \int_0^{L_k} t_{21}(x) v_{i,21}(x, h_x) dv \neq f P_{21} \int_0^{L_k} v_{i,21}(x, h_x) dv. \quad (18)$$

Вместе с тем, правую часть уравнения (18) можно представить в виде

$$W_{T,2} = b \int_0^{L_k} t_{21}(x) v_{i,21}(x, h_x) dv = k f P_{21} v_2 = f_{\text{прп}} P_{21} R_2 \omega_{2(n)}, \quad (19)$$

где $f_{пр,1}$ и $f_{пр,2}$ – соответственно приведенные коэффициенты трения скольжения в очаге деформации, которые устанавливают зависимость между составляющей мощности привода машины ОМД ($W_{пр}^I$), подводимой к очагу деформации через валок для преодоления мощности сил трения скольжения на контактных поверхностях заготовки и инструмента.

На основании (19) можно определить взаимосвязь между $f_{пр,п}$ ($f_{пр,в}$) и f в очаге деформации машин ОМД для прокатки без натяжения

$$f_{пр,п} = f \frac{\int_0^{L_{от}} p_{12}(x) v_{i,12}(x, h_x) + \int_{L_{от}}^{L_k} p_{12}(x) v_{i,21}(x, h_x) dv}{P_{12} v_2}.$$

Выводы:

1. Предложено включать в состав кинематической схемы машин ОМД очаг деформации в виде внешней пары, состоящей из твердого звена и пластически деформируемого тела. Выполнен структурный анализ типичных схем машин ОМД с определением внешних и внутренних избыточных связей.

2. Анализ внешней пары инструмент – заготовка методами прикладной механики позволяет получить дополнительные уравнения равновесия сил и баланса мощности сил трения скольжения в очаге деформации для описания псевдокинематической связи "вращение инструмента – поступательное движение заготовки".

Список литературы

1. Озол О. Г. Основы конструирования и расчета механизмов / О. Г. Озол. – Рига : Звайгзне, 1979. – 360 с.
2. Озол О. Г. Теория механизмов и машин / Под редакцией С. Н. Кожеевникова. – М. : Наука, 1984. – 432 с.
3. Погребняк Р. П. Пошук та усунення надлишкових зв'язків у захоплюючих пристроях (захоплювачах) механізмів маніпуляторів / Р. П. Погребняк // *Металургическая и горнорудная промышленность*. – 2015. – № 7 (296). – С. 9–15.

4. Добров И. В. Физические основы процессов внешнего трения при решении задач прикладной механики / И. В. Добров // *Трение и смазка в машинах и механизмах*. – 2007. – № 7. – С. 3–10.
5. Целиков А. И. Теория прокатки / А. И. Целиков, А. И. Гришков. – М. : Металлургия, 1970. – 358 с.
6. Зильберг Ю. В. Методы расчета напряжений трения при пластической деформации / Ю. В. Зильберг // *Теория и практика металлургии*. – 2002. – № 4. – С. 31–39.
7. Добров И. В. Анализ процессов трения твердых и пластически деформируемых тел в механике машин на примере осадки симметричной заготовки плоскими бойками (Сообщение 2) / И. В. Добров // *Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением*. – 2009. – № 3. – С. 3–10.

Bibliography (transliterated)

1. Ozol O. G. *Osnovy konstruirovaniya i rascheta mekhanizmov* [Basics of designing and calculating of mechanisms]. Riga, Zvaygzne Publ., 1979. 360 p.
2. Ozol O. G. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Pod redaktsiyei S.N.Kozhevnikova. Moscow, Nauka Publ., 1984. 432 p.
3. Pogrebnyak R. P. *Poshuk ta usunennya nadlyshkovykh zv'yazkiv u захоплюючих пристроях (захоплювачах) механізмів маніпуляторів* [Search and elimination of excess links in the jaw devices of the mechanisms of manipulators]. *Metallurhicheskaya y hornorudnaya promyshlennost*. 2015, no. 7(296), pp. 91–95.
4. Dobrov I. V. *Fizicheskiye osnovy protsessov vneshnego treniya pri reshenii zadach prikladnoy mekhaniki* [Physical foundations of processes of external friction in solving of problems of applied mechanics]. *Treniye i smazka v mashinakh i mekhanizmax*. 2007, no. 7, pp. 3–10.
5. Tselikov A. I. Grishkov A. I. *Teoriya prokatki* [Theory of rolling]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1970. 358 p.
6. Zil'berg YU. V. *Metody rascheta napryazheniy treniya pri plasticheskoy deformatsii* [Methods for calculating of frictional stresses during plastic deformation]. *Teoriya i praktika metallurgii*. 2002, no. 4, pp. 31–39.
7. Dobrov I. V. *Analiz protsessov treniya tverdykh i plasticheski deformiruyemykh tel v mekhanike mashi na primere osadki simmetrichnoy zagotovki ploskimi boykami* (Soobshcheniye 2) [Analysis of the friction processes of solid and plastically deformable bodies in machine mechanics by in the forging of a symmetrical billet by flat beams as an example (Report 2)]. *Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniyem*. 2009, no. 3, pp. 3–10.

Поступила (received) 25.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Структурний аналіз схем машин обробки металів тиском / І. В. Добров, Р. П. Погребняк // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 43–47. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Структурный анализ схем машин обработки металлов давлением / И. В. Добров, Р. П. Погребняк // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 43–47. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Structural analysis of plane schemes of machines of working metals by pressure / I. V. Dobrov, R. P. Pogrebnyak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 43–47. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Добров Ігор Вячеславович – доктор технічних наук, професор, Національна металургійна академія України, завідувач кафедри прикладної механіки, м. Дніпро; тел.: (050) 452-74-11; e-mail: igordobrov@yahoo.com.

Добров Игорь Вячеславович – доктор технических наук, профессор, Национальная металлургическая академия Украины, заведующий кафедрой прикладной механики, г. Днепр; тел.: (050) 452-74-11; e-mail: igordobrov@yahoo.com.

Dobrov Igor Vyacheslavovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Metallurgical Academy of Ukraine, Chief of the Department of Applied Mechanics, Dnipro; tel.: (050) 452 74 11; e-mail: igordobrov@yahoo.com.

Погребняк Родіон Петрович – кандидат технічних наук, доцент, Національна металургійна академія України, доцент кафедри прикладної механіки, м. Дніпро; тел.: (095) 499-75-54; e-mail: pogrebnyakk@ukr.net.

Погребняк Родион Петрович – кандидат технических наук, доцент, Национальная металлургическая академия Украины, доцент кафедры прикладной механики; г. Днепр, тел.: (095) 499-75-54; e-mail: pogrebnyakk@ukr.net.

Pogrebnyak Rodion Petrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Metallurgical Academy of Ukraine, Associate Professor at the Department of Applied Mechanics, Dnipro: tel.: (095) 499-75-54; e-mail: pogrebnyakk@ukr.net.

$$\begin{aligned} v_1^n &= v_{1,i} \cos \alpha_{1,i} = v_{2,i} \cos \alpha_{2,i} = v_{1,p} \cos \alpha_s = \\ &= v_{2,p} \cos \alpha_s = v_{1,j} \cos \alpha_{1,j} = v_{2,j} \cos \alpha_{2,j} = v_2^n, \end{aligned} \quad (2)$$

где v_1^n и v_2^n – проекции на линию зацепления NN скоростей зубьев колес z_1 и z_2 в любой точке $(1...i...p...j...M)$ контакта на линии зацепления L_1L_2 ; $\alpha_{1,i}$, $\alpha_{2,i}$ – соответствующие углы между радиусами векторами $\rho_{1,i}$, $\rho_{2,i}$ зубчатых колес z_1 , z_2 в текущей точке контакта зубьев κ_i ($i=1...p$) на участке $L_1'P$ и перпендикулярами O_1L_1 , O_2L_2 , опущенными из центров вращения зубчатых колес O_1 , O_2 на нормаль NN в точках L_1 и L_2 , образующих теоретическую линию зацепления $L_1L_2 > L_1'L_2'$;

α_s – угол зацепления колес z_1 и z_2 с радиусами основных окружностей r_1 и r_2 ;

$\alpha_{1,j}$, $\alpha_{2,j}$ – соответствующие углы между радиусами векторами $\rho_{1,j}$, $\rho_{2,j}$ зубчатых колес z_1 , z_2 в текущей точке контакта зубьев κ_j ($j=p...M$) на участке PL_2' и перпендикулярами O_1L_1 , O_2L_2 ;

$v_{1,i} = \rho_{1,i}\omega_1$, $v_{2,i} = \rho_{2,i}\omega_2$, $v_{1,p} = r_1\omega_1$, $v_{2,p} = r_2\omega_2$, $v_{1,j} = \rho_{1,j}\omega_1$, $v_{2,j} = \rho_{2,j}\omega_2$ – соответствующие скорости точек контакта $(\kappa_i, \kappa_p, \kappa_j)$ поверхностей зубьев колес z_1 и z_2 на рабочей части линии зацепления $L_1'L_2'$.

2. Тангенциальные составляющие скоростей

$v_{1,i}^t = v_{1,i} \sin \alpha_{1,i}$, $v_{2,i}^t = v_{2,i} \sin \alpha_{2,i}$, $v_{1,p}^t = v_{1,p} \sin \alpha_s = v_{2,p}^t = v_{2,p} \sin \alpha_s$, $v_{1,j}^t = v_{1,j} \sin \alpha_{1,j}$, $v_{2,j}^t = v_{2,j} \sin \alpha_{2,j}$ направленные по касательной к эвольвентным поверхностям зубьев z_1 и z_2 , определяют относительную скорость скольжения зубьев в точках контакта $(\kappa_i, \kappa_p, \kappa_j)$ линии зацепления $L_1'L_2'$

$$v_{ck,i} = v_{1,i}^t - v_{2,i}^t < 0, \quad v_{ck,p} = 0 \quad \text{и} \quad v_{ck,j} = v_{1,j}^t - v_{2,j}^t > 0, \quad (3)$$

которые по мере перемещения точек контакта $(\kappa_i, \kappa_p, \kappa_j)$ по различным участкам $L_1'L_2'$ меняют свою величину и направление (рис. 1 а, б, в), определяя при этом направление линии действия силы трения ("Сила трения: сила сопротивления при относительном перемещении одного тела по поверхности другого тела под действием внешней силы тангенциально направленной к общей границе между этими телами" [7]) между поверхностями зубьев колес z_1 и z_2 .

Анализ кинематики скольжения зубьев колес (п. 1 и п. 2) в условиях действия "сухого трения" по закону Амантона-Кулона, согласно которому сила трения скольжения не зависит ни от скорости скольжения, ни от площади контактной поверхности скользящих тел, позволяет сформулировать исходную задачу (рис. 1) в следующем виде.

Два тела 1 и 2, равномерно перемещаются в одном направлении под действием нормальной силы, прижимающей эти тела друг к другу, что аналогично действию нормальной силы, прижимающей эти тела друг к другу, когда они не перемещаются в направлении линии действия нормальной силы. В свою очередь контактные поверхности этих тел могут перемещаться (скользить) друг относительно друга как в одном направлении, так и во взаимно противоположном, несмотря на то, что внешняя сила, движения, действующая на тело 1 параллельно контактной поверхности этих тел, не изменяет направления линии действия, а силы трения изменяют направление на 180° .

Для разработки механической модели кинематики скольжения зубчатых колес будем использовать следующую классификацию сил табл. 1, в том числе и сил трения (рис. 2).

Для классификации сил трения скольжения в поступательных кинематических парах [9] рассмотрим (рис. 2) поступательную пару трения твердых тел, расположенных на роликах P , установленных на неподвижной поверхности O . При этом учитывается, что сила трения $T_{1-2}^{(i)}$, действующая в точке K_N между телами 1 и 2, является внутренней силой сопротивления относительному движению тел 1 и 2 и не оказывает влияние на равновесие внешних сил пары трения, но составляющие этой силы, действующие на каждое отдельно взятое тело пары трения в точке K_N равны по

Таблица 1 – Классификация сил для решения задач прикладной механики [8, 9]

Внешняя сила* – сила, действующая на какое-либо материальное тело механической системы со стороны тела, не принадлежащего этой системе. Источник энергии внешней силы находится за пределами системы тел.	Внутренняя сила** – сила, действующая на какое-либо материальное тело (точку тела) механической системы со стороны других материальных тел (точек тела), принадлежащих рассматриваемой механической системе (телу). Источник энергии внутренней силы расположен внутри рассматриваемой системы тел.
Активные силы совершают механическую работу, связанную с перемещением тела, на которое они действуют.	
Сила движения (P_F или F) – сила, точка приложения которой к подвижному телу перемещается в направлении движения этого тела.	Сила сопротивления движению (P_Q или Q) – сила, точка приложения которой к подвижному телу перемещается в сторону противоположную направлению движения этого тела.
Потенциальная сила – сила, точка приложения которой неподвижна относительно поверхности (объема) подвижного тела, на которое она действует, не изменяя направления линии действия. Непотенциальная сила ($F^{(u)}$, $Q^{(u)}$) – сила, точка приложения которой к подвижному телу перемещается относительно точки поверхности (объема) этого тела и (или) направление линии действия силы изменяет свое положение в пространстве.	
Пассивные силы, приложенные к телу, не совершают механическую работу по перемещению этого тела: диссипативная сила ($P^{(D)}$) – сила, действующая на тело таким образом, что точка приложения силы перемещается относительно поверхности (объема) неподвижного тела, на которое она действует; сила реакции (R) – сила, действующая на неподвижное тело, при этом точка приложения силы не перемещается относительно точки поверхности (объема) этого тела; нормальная сила (N) – сила, действующая на тело в направлении, перпендикулярном перемещению тела.	
* В обозначении внешней силы может использоваться нижний индекс из одной или двух цифр. Первая цифра индекса, указывает номер тела, на которое действует внешняя сила, вторая – номер тела, со стороны которого действует сила.	
** В обозначении внутренней силы используется верхний индекс (i) и нижний индекс из двух цифр, разделенных дефисом, указывающих на номера тел между которыми действует эта сила.	

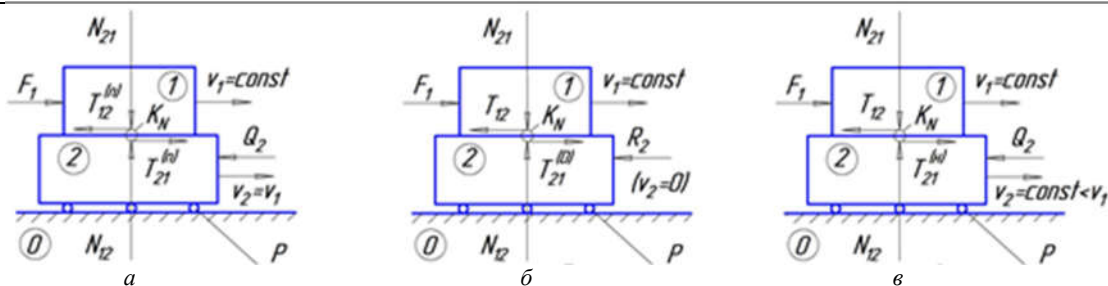


Рис. 2 – Схемы действий составляющих сил силы трения скольжения в зависимости от кинематики относительного скольжения тел пары трения: а – сил трения покоя; б – диссипативных сил трения; в – непотенциальных сил трения

величине и противоположны по направлению. Величина и направление линии действия каждой составляющей силы трения определяет величину и направление действия внешних сил трения в зависимости от кинематики относительного скольжения тел (рис. 2).

$$F_1 = |T_{1-2}^{(i)}| = |T_{1-2}| = \begin{cases} f^{(n)} N_1 = |T_{12}^{(n)}| = T_{21}^{(n)} = |Q_2| & \text{при } v_1 = v_2 = 0 \text{ (рис. 2, а);} \\ f N_1 = |T_{12}| = T_{21}^{(D)} = R_2 & \text{при } v_1 > v_2 = 0 \text{ (рис. 2, б);} \\ f N_1 = |T_{12}| = T_{21}^{(u)} = |Q_2| & \text{при } v_1 > v_2 > 0 \text{ (рис. 2, в),} \end{cases} \quad (4)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

$0 \leq f^{(n)} \leq f$ – коэффициент трения покоя, определяющий величину силы трения покоя $T_{12}^{(n)}$ и $T_{21}^{(n)}$.

Из (4) для условия $v_1 > v_2$ (рис. 2 в) получим

$$T_{21}^{(u)} = f N_1 \frac{v_1}{v_1} = f N_1 \frac{v_2}{v_1} + f N_1 \frac{v_1 - v_2}{v_1} = T_{12}^{(u)} + T_{12}^{(D)}, \quad (5)$$

где $T_{12}^{(u)} = f N_1 v_2 / v_1$ – потенциальная составляющая силы трения скольжения, обеспечивающая передачу механической энергии со стороны ведущего тела 1 ведомому телу 2 для его перемещения со скоростью $0 < v_2 < v_1$;

$T_{12}^{(D)} = f N_1 (v_1 - v_2) / v_1$ – составляющая силы трения скольжения, обуславливающая диссипацию части механической энергии, которую получает ведущее тело 1 за счет работы внешней силы F_1 при перемещении тел пары трения.

Таким образом, процесс трения скольжения зубьев колес z_1 и z_2 (рис. 1 а) может быть реализован механической моделью, представленной на рис. 3 а. В данной модели зубья колес z_1 и z_2 представлены на рис. 3, а в виде тел 1 и 2, которые нагружены силой давления N_1 и перемещаются друг относительно друга с различными скоростями $v_1 \propto v_{1,i}^r$ и $v_2 \propto v_{2,j}^r$ за счет внешней силы движения F_1 , приложенной к телу 1 и кинематической связи между телами 1 и 2 в виде шарнирно установленного на теле 2 блока шестерен 3 с радиусами начальных окружностей r_3^1 и r_3^2 (выноски I) и зубчатых реек, неподвижно связанных с телами 1 и 2. Тело 2 перемещается без трения (на роликах P) относительно неподвижной горизонтальной опоры 4, на которой расположен источник энергии (действия) силы F_1 (на рис. 3 условно не показан). При скольжении поверхностей зубьев z_1 и z_2 (рис. 1 а) на участке рабочей части линии зацепления $L_1'P$, когда $v_{1,i}^r < v_{2,j}^r$, в модели (рис. 3, а) используют блок шестерен 3 с радиусами начальных окружностей $r_3^1 \propto v_{1,i}^r$ и $r_3^2 \propto v_{2,j}^r$.

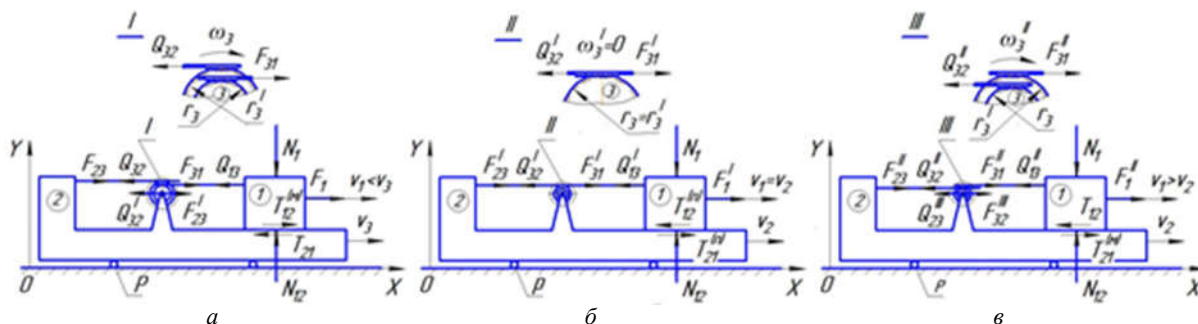


Рис. 3 – Механические модели кинематики скольжения зубьев зубчатых колес: а – на участке $L_1'P$ рабочей части линии зацепления $L_1'L_2'$; б – в полюсе зацепления P; в – на участке $PL_1/2$ рабочей части линии зацепления $L_1'L_2'$

Следовательно, модель, представленная на рис. 3, а с точки зрения взаимосвязи кинематических параметров движения тел 1 и 2 модели соответствует кинематике трения скольжения зубьев колес z_1 и z_2 (рис. 1, а) на участке линии зацепления $L_1'P$.

На основании равновесия каждого из тел 1, 2 и 3 механической модели (рис. 3, а) в системе координат XOY ($\sum X = 0$, $\sum Y = 0$ и $\sum M = 0$) с учетом опреде-

лений сил согласно табл. 1, рис. 2 и уравнений (4), (5), при $r_3^1 < r_3^2$, получим:

для тела 1

$$\sum X_1 = F_1 - Q_{13} + T_{12}^{(u)} = 0; \quad (6)$$

для тела 2

$$\sum X_2 = F_{23} + F_{23}' - T_{21} = 0; \quad (7)$$

для тела 3

$$\begin{cases} \sum X_3 = F_{31} - Q_{32} - Q'_{32} = 0; \\ \sum M_3 = F_{31}r'_3 - Q_{32}r_3 = F_{31}r'_3\omega_3 - Q_{32}r_3\omega_3 = \\ = F_{31}v_1 - Q_{32}v_2 = 0, \end{cases} \quad (8)$$

где $F_{31} = -Q_{13}$ – составляющие внутренней силы зубчатой рейки, связывающей блок шестерню 3 и тело 1;

$F_{32} = -Q_{23}$ – составляющие внутренней силы зубчатой рейки, связывающей блок шестерню 3 и тело 2;

F'_{23} – сила, действующая на тело 2 со стороны блок шестерни 3 в шарнирном соединении блок шестерни 3 и тела 2;

$Q'_{32} = -F'_{23}$ – сила, действующая на блок шестерню 3 со стороны тела 2 в шарнирном соединении блок шестерни 3 и тела 2.

На основании решения системы уравнений (6)–(8), следует

$$F_1 = fN_{12} \frac{v_2 - v_1}{v_2} = -fN_{12} \frac{v_1 - v_2}{v_2} = -fN_{12}\sigma_{12,m}, \quad (9)$$

где $\sigma_{12,m}$ – относительная скорость скольжения тел модели (рис. 3, а), соответствующая относительной скорости скольжения зубьев колес z_1 и z_2 на участке L_1P линии зацепления (рис. 1 а);

$$\sigma_{12,i} = \frac{v_{ck,i}}{v_{2,i}} = \frac{v_{2,i} - v_{1,i}}{v_{2,i}} = -\frac{v_{1,i} - v_{2,i}}{v_{2,i}}. \quad (10)$$

Для механической модели (рис. 3, б), соответствующей кинематике зубьев колес z_1 и z_2 (рис. 1, б), уравнения равновесия тел 1, 2 и 3, при $r'_3 = r_3$, составят:

$$\sum X_1 = F'_1 - Q'_{13} + T_{12}^{(n)} = 0; \quad (11)$$

$$\sum X_2 = F'_{23} + T_{12}^{(n)} = 0; \quad (12)$$

$$\sum X_3 = F'_{31} - Q'_{32} = 0, \quad (13)$$

где верхним индексом (') обозначены значения силовых параметров модели (рис. 1, б) при скольжении колес z_1 и z_2 в полюсе зацепления P (точка κ_p).

Из (14)–(16) следует при $v_1 = v_2 \neq 0$

$$F'_1 = 0 = fN_{12} \frac{v_2 - v_1}{v_2} = fN_{12}\sigma'_{ck,m} = 0, \quad (14)$$

что соответствует условию (рис. 1 б)

$$v_{ck,p} = 0 \text{ и } \sigma_{12,p} = 0. \quad (15)$$

Для механической модели (рис. 3, в), соответствующей кинематике зубьев колес z_1 и z_2 (рис. 1, в), уравнения равновесия тел 1, 2 и 3, при $r'_3 > r_3$, составят:

$$\sum X_1 = F''_1 - Q''_{13} - T_{12} = 0; \quad (16)$$

$$\sum X_2 = F''_{23} - Q''_{23} + T_{21}^{(m)} = 0; \quad (17)$$

$$\begin{cases} \sum X_3 = F''_{31} - Q''_{32} + F''_{32} = 0; \\ \sum M_3 = F''_{31}v_1 - Q''_{32}v_2 = 0, \end{cases} \quad (18)$$

где верхним индексом (||) обозначены значения силовых параметров модели, при скольжении зубчатых ко-

лес z_1 и z_2 в текущей точке κ_j на участке PL'_2 линии зацепления (рис. 1, в).

Из (16)–(18) следует

$$F''_1 = fN_{12} \frac{v_1 - v_2}{v_1} = fN_{12}\sigma''_{12,m}, \quad (19)$$

где $\sigma''_{12,m}$ – относительная скорость скольжения тел модели (рис. 3, в), соответствующая относительной скорости скольжения зубьев колес z_1 и z_2 на участке PL'_2 линии зацепления (рис. 1, в)

$$\sigma''_{12,j} = \frac{v_{ck,j}}{v_{1,j}} = \frac{v_{1,j} - v_{2,j}}{v_{1,j}}. \quad (20)$$

На основании анализа условий скольжения тел механической модели (9), (14), (19) получены уравнения (10), (15), (20) для определения относительного скольжения поверхностей прямозубых колес редуктора эвольвентного профиля (рис. 4).

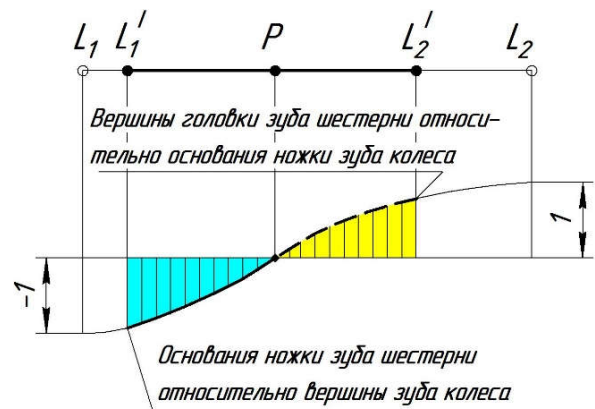


Рис. 4 – Эпюра относительного скольжения (σ_{12}) поверхностей зубьев шестерни $z_1 = 18$ и колеса $z_2 = 34$: а – ножки зуба шестерни (—) относительно головки колеса; б – головки зуба шестерни (---) относительно ножки колеса

Выводы:

1. Разработан метод механического моделирования кинематики скольжения прямозубых колес эвольвентного профиля с помощью двух тел с плоской поверхностью контакта, перемещающихся друг относительно друга со скоростью скольжения прямо пропорциональной скорости скольжения зубьев колес редуктора.

2. Проведенные исследования условий скольжения тел механической модели позволили установить характер относительного скольжения поверхности зуба шестерни относительно зуба колеса при перемещении точек контакта поверхностей зубьев вдоль рабочей части линии зацепления.

Список литературы

- Бондаренко С. И. Характер и причины разрушения шестерен дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин / С. И. Бондаренко, В. А. Карпенко, Е. А. Нестеренко [и др.] // Вестн. Харьков. нац. автомоб. дорож. ун-та. – 2011. – Вып. 54. – С. 127–133.
- Дорофеев В. Л. Математическая модель проектирования авиационных зубчатых передач / В. Л. Дорофеев, В. В. Голованов, В. М. Ананьев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – №10. – С. 44–49.
- Конф И. А. Физическая модель контакта эвольвентного зацепления (задание, износ) / И. А. Конф // Вестник машиностроения. – 1999. – № 8. – С. 141–144.
- Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. / С. Н. Кожевников. – Киев : Машгиз, 1964. – 674 с.

5. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие / [М. З. Коловский, А. Н. Евграфов, Ю. А. Семёнов, А. В. Слоущ]. – 3-е изд., испр. – М. : Издательский центр "Академия", 2008. – 560 с.
6. Добров І. В. Моделирование процессов внешнего трения в поступательных кинематических парах / І. В. Добров // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – № 6. – С. 9–17.
7. ДСТУ 2823-94. Зносостійкість виробів тертя. Зношування та машини. Терміни та визначення. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1996. – 32 с.
8. Dobrov I. V. Development of scientific bases of the dynamics of machines as a section of applied mechanics / I. V. Dobrov // Procedia Engineering – V.129 – 2015 – P. 863–872.
9. Добров І. В. К вопросу классификации сил трения скольжения в поступательных кинематических парах / І. В. Добров // Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції "Механіка машин – основна складова прикладної механіки". 11–13 квітня 2017 р. – Дніпро. – 2017. – С. 223–224.
- (zaedanie, iznos) [The physical model of the involute gears (jamming, wear)]. *Vestnik mashinostroeniya*. 1999, no. 8, pp.141–144.
4. Kozhevnikov S. N. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. 2-e izd., pererab. i dop. Kiev, Mashgiz Publ., 1964. 674 p.
5. Kolovskij M. Z., Evgrafov A. N., Semjonov Ju. A., Sloush A. V. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]: Ucheb. posobie.–3-e izd., ispr. Moscow, Izdatel'skij centr "Akademija" Publ., 2008. 560 p.
6. Dobrov I. V. Modelirovanie processov vneshnego treniya v postupa-tel'nykh kinematicheskikh parah [Modeling of the processes of external friction in translational kinematic pairs]. *Trenie i smazka v mashinah i mekhanizmah*. 2009, no. 6, pp. 9–17.
7. DSTU 2823-94. Znosostyikist' virobiv tertja. Znoshuvannja ta mashhennja. Termini ta viznachennja [Wear-resistant friction products. Wear and lubrication. Terms and definitions. Chinnij vid 1996-01-01]. Kiev, Derzhspozhivstandart Ukraini Publ., 1996. 32 p.
8. Dobrov I. V. Development of scientific bases of the dynamics of machines as a section of applied mechanics. *Procedia Engineering*. 2015, Vol. 129, pp. 863–872.
9. Dobrov I. V. K voprosu klassifikacii sil treniya skol'zhenija v postupa-tel'nykh kinematicheskikh parah [To the question of classification of sliding friction forces in translational kinematic pairs]. *Materiali Vseukraїns'koї naukovo-tehnichnoї konferencії "Mekhanika mashin – osnovna skladova prikladnoї mekhaniki"* [Ukrainian Scientific and technical Conference "Mechanics of machines – the main component of Applied Mechanics" (11–13 of April 2017, Dnipro)]. Dnipro, 2017, pp. 223–224.

References (transliterated)

1. Bondarenko S. I., Karpenko V. A., Nesterenko E. A. Harakter i prichiny razrushenija shesteren dorozhno-stroitel'nyh i sel'skohozja-jstvennyh mashin [The nature and causes of the destruction of the gears of road-building and agricultural machinery]. *Vestn. Har'kov. nac. avtomob. dorozh. un-ta*. 2011, Vol. 54, pp. 127–133.
2. Dorofeev V. L., Golovanov V. V., Anan'ev V. M. Matematicheskaja model' proektirovanija aviacionnyh zubchatyh peredach [Mathematical model for the design of aircraft gears]. *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. 2012, no. 10, pp. 44–49.
3. Kopf I. A. Fizicheskaja model' kontakta jevol'ventnogo zaceplenija

Поступила (received) 30.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Механічна модель кінематики ковзання зубчастих коліс редуктора / І. В. Добров, А. В. Сьомічев, О. В. Коптілій, І. І. Гетьман // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 48–52. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Механическая модель кинематики скольжения зубчатых колес редуктора / И. В. Добров, А. В. Семичев, А. В. Коптилий, И. И. Гетьман // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 48–52. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Mechanical model of the sliding kinematics of spur gears / I. V. Dobrov, A. V. Semichev, A. V. Koptilyj, I. I. Get'man // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 48–52. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Добров Ігор Вячеславович – доктор технічних наук, професор, Національна металургійна академія України, завідувач кафедри прикладної механіки, м. Дніпро; тел.: (050) 452-74-11; e-mail: igordobrov@yahoo.com.

Добров Игорь Вячеславович – доктор технических наук, профессор, Национальная металлургическая академия Украины, заведующий кафедрой прикладной механики, г. Днепр; тел.: (050) 452-74-11; e-mail: igordobrov@yahoo.com.

Dobrov Igor Vyacheslavovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Metallurgical Academy of Ukraine, Chief of the Department of Applied Mechanics, Dnipro; tel.: (050) 452-74-11; e-mail: igordobrov@yahoo.com.

Сьомічев Андрій Вікторович – кандидат технічних наук, Національна металургійна академія України, доцент кафедри прикладної механіки, м. Дніпро.

Семичев Андрей Викторович – кандидат технических наук, Национальная металлургическая академия Украины, доцент кафедры прикладной механики, г. Днепр.

Semichev Andriy Victorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Metallurgical Academy of Ukraine, Associate Professor at the Department of Applied Mechanics, Dnipro.

Коптілій Олександр Васильович – Національна металургійна академія України, асистент кафедри прикладної механіки, м. Дніпро.

Коптилий Александр Васильевич – Национальная металлургическая академия Украины, ассистент кафедры прикладной механики, г. Днепр.

Koptilyy Oleksandr Vasilovich – National Metallurgical Academy of Ukraine, Assistant at the Department of Applied Mechanics, Dnipro.

Гетьман Ірина Ігорівна – ПП "ДІВ-ПБ", інженер, м. Дніпро.

Гетьман Ирина Игоревна – ЧП "ДИВ-ПБ", инженер, г. Днепр.

Getman Irina Igorivna – PE "DIV-PB", Engineer, Dnipro.

А. Б. ЕДИНОВИЧ, А. В. ПАПЧЕНКОВ, А. В. КОЛОКОЛОВ

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Основные причины возникновения вибраций и методы обработки данных. Анализ результатов теоретических исследований, позволяет сделать заключение, что, в частности, сигнал датчиков вибраций нельзя считать стационарным даже в широком смысле, в связи с этим, параметр частоты дискретизации нестационарных сигналов не определяется по критерию Котельникова и требует проведения дополнительных исследований в рамках поставленной задачи.

Ключевые слова: Диагностирование ресурса деталей, сигналы вибраций, методы обработки данных, критерий Котельникова, нестационарность сигналов.

Основні причини виникнення вібрацій та методи обробки даних. Аналіз результатів теоретичних досліджень, дозволяє зробити висновок, що, у частоті, сигнал датчиків вібрацій не дозволяє вважати стаціонарним навіть у широкому сенсі, в зв'язку з цим параметр частоти дискретизації нестационарних сигналів не визначаються за критерієм Котельникова і потребує проведення додаткових досліджень у рамках поставленої задачі.

Ключові слова: Діагностування ресурсу деталей, сигнали вібрації, методи обробки даних, критерій Котельникова, нестационарність сигналів.

Main questions of modern theory and practice diagnostics for reduction gears parts of aviation gas turbine engines. Solving the ones eventually dramatically increase parts lifetime depending of. Analysis of theoretical researches allows make a conclusion the oscillation sensors signal consider steady-state not correct even in wide extent. That is why sampling frequency parameter of not steady-state signals do not determine according to Kotelnikov criterion and required additional researches in the frame of given task.

Keywords: lifetime part diagnostic, vibration signal, signal processing methods, Kotelnikov criterion, not steady-state signals.

Введение. Постановка задачи. Идея диагностирования, а позже и принцип объектной ориентированности аппаратного и программного состава систем диагностирования, закладывались в основу всех стендовых комплексов приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) ГТД. Сложнейший процесс испытаний ГТД способствовал тому, чтобы еще более 30 лет назад встал вопрос [1] о разработке методических основ и создании технических средств стендового диагностирования параметров двигателей в объеме ПСИ. Для этого существовало множество побудительных мотивов. Среди них – экстремальный характер технических требований, предъявляемых к создаваемой технике, при частом радикальном их повышении.

В мире известны лишь единичные попытки создания систем технического диагностирования, которые можно было бы отнести к категории объектно-ориентированных. В тех из них, в которых системы доводились до приемлемой кондиции, была подтверждена их существенно более высокая эффективность по сравнению с представленными на рынке универсальными, так называемыми, системами диагностического мониторинга. Эффективность объектно-ориентированных систем базировалась на принципах подетальной динамической адаптации математических моделей к физическим процессам, приводящим к истощению ресурса деталей и узлов. Современное состояние стендовых комплексов ПСИ ГТД, которые разрабатывались на базе традиционных универсальных методов анализа, не соответствует возрастающим тактико-техническим требованиям.

Таким образом, является актуальной научно-техническая задача совершенствования традиционных математических моделей и методов диагностирования ресурса деталей редукторов ГТД, решение которой позволит повысить эффективность объектно-ориентированных систем при проведении ПСИ и ресурсных испытаний ГТД.

Основная часть. Объектно-ориентированная стендовая система диагностики вибраций редуктора в процессе испытаний ГТД предназначена для решения следующих задач:

- измерения уровня вибрации (УВ) на корпусах редукторов в реальном масштабе времени;
- оценки максимальных значений УВ в части соответствия нормам и требованиям ГОСТ 52526-2006 [2];
- оценки текущих значений УВ, сортировку их по принадлежности к деталям редуктора, запись в рабочую базу данных;
- оценки скорости и ускорения изменений УВ деталей редуктора;
- вероятностного расчета ресурса редуктора;
- расчета параметров постепенного отказа деталей редуктора в соответствии с ГОСТ 27310-95 [3] и прогнозирования скорости выработки ресурсных показателей в процессе эксплуатации на основе данных полученных при стендовых ресурсных испытаниях, что вполне вписывается в концепцию эксплуатации ГТД по техническому состоянию.

Состояние вопроса. Источники вибраций [4–8].

В процессе передачи мощности двигателя от входного вала редуктора к выходному происходят её потери.

Потери мощности первой категории:

- трение: преобразуется в градиент температуры, мощность потерь выводится системой смазки;
- удары: преобразуется в энергию ударной волны, часть её преобразуется в градиент температуры, часть проходит до корпуса редуктора и преобразовывается датчиком в импульс пьезоэлектрического эффекта;
- вращательное движение несбалансированных центров масс деталей [4, 7];
- гидравлические потери на перемешивание и перемещение смазывающих масел внутри полости редуктора.

В первом приближении сигналы УВ первичных источников линейны, подчиняются закону суперпозиции и детально рассмотрены в научной [1], нормативной [8] и справочной [4] литературе.

Потери мощности второй категории:

Упругие деформации деталей редуктора эти источники инициируют сигналы акустической эмиссии [8] и нелинейные процессы в первичных источниках, которые приводят к возникновению стохастических

гармонических составляющих первичных сигналов и "размытию" их спектров.

Потери мощности третьей категории:

Технологические кинематические погрешности изготовления профилей деталей и их деформации под нагрузкой [4], которые инициируют нелинейности преобразований сигналов первичных и вторичных источников, а также инфрачастотные колебания корпуса изделия (ниже 10 Гц).

Устройства и методы обработки параметров энергии сигналов УВ по ГОСТ 10816-4-2002 [6] и ГОСТ ИСО 7919-1-2002 [7]. Из всей существующей номенклатуры датчиков вибраций [5] наиболее эффективны в эксплуатационном режиме приборы, работающие на основе пьезоэлектрического эффекта. Однако они имеют следующие (недостатки) основные особенности:

- высокая стоимость при изготовлении чувствительного элемента из природных кристаллов;
- чувствительность (пирозлектрический эффект) к ударным нагрузкам с малым временем фронта импульса, после которого могут измениться параметры датчика, вплоть до полной неработоспособности;
- чувствительность к электромагнитным и акустическим полям, которые должны быть учтены на этапе технического проекта;
- чувствительность к температурному воздействию (нагреву);
- влияние на характер и уровень сигнала места установки датчика.

Первичные аналого-цифровые преобразователи. В качестве основного метода преобразования применяется импульсно – кодовая модуляция. Параметры преобразователей рассчитываются исходя из точности квантования динамического диапазона датчиков и максимальной гармоники зубцовой частоты по критерию В.А. Котельникова, что приводит к погрешностям расчётов спектра для анализируемых нестационарных сигналов УВ.

Методы исследования сигналов УВ во временной и спектральной области. В настоящее время в процессе вибродиагностики роторных машин применяются следующие основные методы измерения и оценивания параметров сигналов вибраций:

- ударных импульсов;
- пик-фактора;
- интегрального уровня вибраций;
- прямого спектра;
- спектра огибающей;
- вейвлет – анализ;
- анализ кепстра.

Исходя из оценки количества методов, можно сделать вывод, что ни один из них не обеспечивает требуемой полноты и точности измерений сигнала УВ, т.к. все они чувствительны только к сильно развитым дефектам. Этот вывод подтверждается тем, что в научных и специальных источниках информации акцентируется внимание на недостаточной точности методов измерений амплитуд гармоник основных частот УВ, применяющихся в промышленности.

Перечисленные методы можно разделить на два класса по критерию пространства аргумента функции вибропараметра: методы анализа сигнала во временной и спектральной областях.

В результате экспериментальных исследований сделан вывод об адаптации спектральных методов ана-

лиза к процессам потерь энергии: метод прямого спектра – анализ параметров зубцовых сигналов; спектра огибающей – параметры небаланса роторов; вейвлет- и кепстральный анализ – сигналы потерь энергии в подшипниках.

Проведем анализ достоинств и недостатков перечисленных методов.

Методы анализа сигнала УВ во временной области. Обобщающим свойством перечисленных методов является обработка сигнала УВ во времени, что исключает переход в пространство частот. Данный подход позволяет избежать недостатков, присущих спектральному методу (рассмотрены ниже), однако он не позволяет идентифицировать источник сигнала УВ, который характеризуется частотным параметром. Дополнительно можно отметить, что методы пик-фактора и интегрального уровня вибраций требуют вычисления среднеквадратического значения сигнала УВ, что приводит к погрешностям осреднения и противоречит требованиям ГОСТ 52526-2006 [2].

Методы анализа сигнала УВ в спектральной области. Обобщающим свойством перечисленных методов является обработка сигнала УВ в спектральной и псевдоспектральной (вейвлет – и кепстральный анализ) областях. Корректное применение спектральных методов требует определённых свойств сигнала УВ.

Известно [4], что информацию о параметре потерь энергии в редукторе отображает функция вариации частот ω энергетического спектра $S(\omega, t)$ виброакустического информационного сигнала $s(t)$, который излучается при кинематическом взаимодействии деталей (валов, шестерён, подшипников). Традиционный метод анализа функции вариации $S(\omega, t)$ основан на непрерывном исследовании спектральных характеристик реализаций информационного сигнала $s(t)$ в соответствии с классическим выражением

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) e^{-j\omega t} dt,$$

которое для применяемого метода преобразуется к математической модели статистической оценки спектральных характеристик.

$$\langle S(\omega, t) \rangle = \int_0^{T_p} \langle s(t) \rangle e^{-j\omega t} dt; \quad t \in T_p, i \in n,$$

где $\langle \dots \rangle$ – операция статистического усреднения по ансамблю реализации;

T_p – время усреднения, равное постоянной времени фильтра;

i – количество анализируемых частотных составляющих.

Строгая адекватность спектральной модели обеспечивается при наличии свойства стационарности реализации информационного сигнала $s(t)$ на интервале времени T_p . Метод анализа спектральных характеристик $\langle S(\omega, t) \rangle$ предполагает подтверждение гипотезы о стационарности, однако результатов исследования и анализа этой гипотезы для виброакустического информационного сигнала, излучаемого при технологическом воздействии деталей редуктора, нами не обнаружено и является предметом исследований в рамках поставленной задачи.

Проведенний нами предварительный анализ функций характеристических параметров свойства стационарности сигнала УВ показывает:

– его нельзя считать строго стационарным даже в широком смысле;

– параметр частоты дискретизации нестационарных сигналов не определяется по критерию Котельникова и требует проведения дополнительных исследований;

– адекватность применения математической модели спектральных преобразований может определяться исходя из конкретной технологической необходимости и информационным расстоянием между идентифицируемыми признаками информационного сигнала.

Состояние деталей машин. В настоящее время, применяемые производственные методы измерения вибраций не могут дать полного понятия о слабых дефектах, дальнейшее развитие которых может привести к потере материальной части машины. В частности, для зубчатых колес основной причиной возникновения дефектов являются усталостные контактные напряжения. По виду разрушения контактные разрушения можно разделить на поверхностные и глубинные.

Основными причинами поверхностного контактного разрушения является прогрессирующее выкашивание зубьев. Такой вид контактных разрушений ведет к увеличению удельной нагрузки, уменьшению длины контактной линии.

Глубинные контактные разрушения представляют наибольшую опасность из-за отделения участков зубьев достаточных размеров, чтобы вывести зубчатую передачу из строя. Акустические средства диагностики часто не могут преждевременно обнаружить подобные поломки, вследствие чего развитие методов диагностирования позволит сэкономить время и средства на обнаружение и устранение дефектов.

Выводы. Проведенный анализ адекватности традиционных методов диагностирования ресурса деталей ГТД позволяет сделать следующие выводы.

1. Традиционные методы анализа не обеспечивают требуемой полноты и точности измерений сигнала УВ, все они чувствительны только к сильно развитым дефектам. Решение данного вопроса необходимо искать с помощью методологического компромисса во временной и спектральной области с учетом параметрической адаптации под конкретные узлы и детали ГТД.

2. Сигнал датчиков вибраций нельзя считать стационарным даже в широком смысле, в связи с этим, параметр частоты дискретизации нестационарных сигналов не определяется по критерию Котельникова и требует проведения дополнительных исследований в рамках поставленной задачи.

Список литературы

1. Акимов В. М. Основы надежности газотурбинных двигателей. [Текст] / В. М. Акимов. – М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.
2. ГОСТ 52526-2006 Установки газотурбинные с конвертируемыми авиационными двигателями. Контроль состояния по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 18 с.
3. ГОСТ 27310-95. Надежность в технике. Анализ видов, последствий и критичности отказов. Основные положения. [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1995. – 10 с.
4. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / Под ред. Э. Б. Вулгакова. [Текст]. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
5. Аш Дж. Датчики измерительных систем: В 2-х книгах. Кн. 2; пер с франц. [Текст]. – М.: Мир, 1992. – 424 с.
6. ГОСТ 10816-4-2002 [ГОСТ Р ИСО 10816-4-99]. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки. [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 22 с.
7. ГОСТ ИСО 7919-1-2002 [ГОСТ Р ИСО 7919-1-99]. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования. [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 22 с.
8. ГОСТ 27655-88. Акустическая эмиссия. Термины, определения и обозначения. [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 22 с.

References (transliterated)

1. Akimov V. M. *Osnovy nadezhnosti gazoturbinykh dvigatelej* [Basics of reliability of gas turbine engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 207 p.
2. *GOST 52526-2006. Ustanovki gazoturbinye s konvertiruemyimi aviacionnymi dvigateljami. Kontrol' sostojanija po rezul'tatam izmerenij vibracii na nevrashhajushhihsja chastjah* [Gas turbine installations with convertible aircraft engines. Monitoring of the state from the results of vibration measurements on non-rotating parts]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1988. 18 p.
3. *GOST 27310-95 Nadjezhnost' v tehnike. Analiz vidov, posledstvij i kritichnosti otkazov. Osnovnye polozenija* [Reliability in technology. Analysis of species, consequences and criticality of failures. Basic Provisions]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1995. 10 p.
4. Vulgakov Je. B. *Aviacionnye zubchatye peredachi i reduktory*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 374 p.
5. Ash Dzh. *Sensors for measuring systems. V 2-h knigah. kn. 2; per s franc.* (Russ. ed.: ed. Ash Dzh. *Datchiki izmeritel'nyh sistem*. Moscow, Mir Publ., 1992. 424 p.
6. *GOST 10816-4-2002 [GOST R ISO 10816-4-99] Vibracija. Kontrol' sostojanija mashin po rezul'tatam izmerenij vibracii na ne vrashhajushhihsja chastjah. Chast' 4. Gazoturbinye ustanovki* [Vibration. Monitoring the condition of machines based on the results of vibration measurements on non-rotating parts. Part 4. Gas turbine plants]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 2002. 22 p.
7. *GOST ISO 7919-1-2002 [GOST R ISO 7919-1-99] Vibracija. Kontrol' sostojanija mashin po rezul'tatam izmerenij vibracii na vrashhajushhihsja valah. Obshhie trebovanija* [Vibration. Monitoring the condition of machines based on the results of vibration measurements on rotating shafts. General requirements.]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 2002. 22 p.
8. *GOST 27655-88 Akusticheskaja jemissija. Terminy, opredelenija i oznachenija* [Acoustic emission. Terms, definitions and notation.]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1988. 22 p.

Поступила (received) 18.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналіз методів діагностування ресурсів деталей редукторів газотурбінних двигунів / А. Б. Єдинович, О. В. Папченко, А. В. Колоколов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 53–56. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Анализ методов диагностирования ресурса деталей редукторов газотурбинных двигателей / А. Б. Єдинович, А. В. Папченко, А. В. Колоколов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 53–56. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Analysis diagnostics method resources reducer parts of Gas turbine engines / A. B. Edinovich, A. B. Papchenkov, A. V. Kolokolov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 53–56. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Єдинович Андрій Борисович – ДП "Івченко-Прогрес", ведучий інженер; тел.: (066) 238-70-62.

Единович Андрей Борисович – ГП "Ивченко-Прогресс", ведущий инженер; тел.: (066) 238-70-62.

Edinovich Andrey Borisovich – SE "Ivchenko-Progress", lead engineer; tel.: (066) 238-70-62.

Папчонков Олександр Вікторович – АТ "Мотор Січ", заст. технічного директора з нових виробів; e-mail: papchonkov@gmail.com.

Папчѣнков Александр Викторович – АО "Мотор Сич", заместитель технического директора по новым изделиям; e-mail: papchonkov@gmail.com.

Papchonkov Aleksander Viktorovich – Motor Sich JSC, deputy technical director of new product; e-mail: papchonkov@gmail.com.

Колоколов Олександр Володимирович – ДП "Івченко-Прогрес", інженер; e-mail: aleksanderkolokolov@gmail.com.

Колоколов Александр Владимирович – ГП "Ивченко-Прогресс", инженер; e-mail: aleksanderkolokolov@gmail.com.

Kolokolov Aleksander Volobymyrovich – SE "Ivchenko-Progress", engineer; e-mail: aleksanderkolokolov@gmail.com.

УДК 620.178.16 : 621.892

А. В. ЗАХАРЧЕНКО

ИЗНАШИВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ СТРУКТУР ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЁВ, ОБРАЗУЕМЫХ ПРИСАДКАМИ НА ПОВЕРХНОСТЯХ ТРЕНИЯ

На підставі сучасних трибологічних джерел пропонується аналітичний огляд шляхів вирішення проблеми вибору за будовою, властивостями і складом вторинних структур тонких поверхневих шарів трибоспрямижень визначеного мастильного матеріалу, який відповідає конкретним умовам експлуатації. Систематизовано вимоги для знаходження порогових значень результату сумісної дії теплових і механічних навантажень, коли поверхневі шари тїл, які труться, становляться хімічно і каталітично активними, що є необхідним для інтенсифікації процесів утворення ефективного хімічно модифікованого шару.

Ключові слова: вторинна структура, поверхня тертя, поверхневий шар, пакет присадок, хімічно активні речовини, хемосорбція, хімічно модифікований шар.

На основании современных трибологических источников предлагается аналитический обзор путей решения проблемы выбора по строению, свойствам и составу вторичных структур тонких поверхностных слоёв трибосопрямлений определённого смазочного материала, который соответствует конкретным условиям эксплуатации. Систематизированы требования для нахождения пороговых значений результата совместного действия тепловых и механических нагрузок, когда поверхностные слои трущихся тел становятся химически и каталитически активными, что есть необходимым для интенсификации процессов образования эффективного химически модифицированного слоя.

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

On the basis of up-to-date tribology sources the analytical review of the ways to resolve the problem of choice accounting for the structure, property and composition secondary structures of superficial layers in the tribounits of an oil material appropriate for the specific conditions of maintenance is presented. The requirements are systematised for determining the threshold values for the outcome of joint action of thermal and mechanical load when the friction surfaces become chemically and catalytically active that is needed for the intensification of an effective chemically modified layer formation processes. Because of cooperating of the superficial layers activated by a friction with (lubricating) an environment on the surfaces of friction secondary structures which on a structure appear spontaneously, it is radically differed properties and composition from pre-product and are a new phase, possessing extreme antifriction and antiwear properties. In secondary structures accumulated 90-98 % energies of friction. In the certain range of speeds, loading and temperatures ("range of structural adaptability") coefficients of friction and wear in oftentimes below, than outside this range (a "normal" wear is carried out), and after his limits, passing is carried out to the mode of "pathological wear". It is explained by that in the range of structural adaptability processes of education and destruction of secondary structures on the surfaces of friction are in a dynamic equilibrium, and out of this range there is violation of this equilibrium, that conduces to passing either to the intensive adhesion wear or to the intensive corrosive-mechanical wear.

Keywords: secondary structure, friction surface, surface layer, additive package, chemically active substances, chemisorption, chemically modified layer.

Актуальность задачи. Одной из важнейших задач для обеспечения антифрикционных и противозносных свойств трибосопрямлений является оптимизация концентрации пакетов присадок в базовых маслах [1]. Пути оптимизации концентрации химически активных веществ в маслах в настоящее время не являются до конца объективными благодаря их ориентированности только на физико-химические свойства самих масел в условиях поставки. Абсолютно не учитывается при определении эффективности и срока службы смазочных материалов (СМ) такой важный фактор, как влияние химического состава и эксплуатационных свойств масел на структурную однородность и микромеханические характеристики поверхностных слоёв трибосопрямлений [2]. Определение оптимальной кон-

центрации пакетов присадок в маслах приведёт к их рациональному использованию, что даст существенную экономию горюче-смазочных ресурсов и конструктивных материалов в Украине [3].

Необходимость предлагаемой работы определяется значительной проблемой рационального использования новых высокоэффективных комплексных фосфор- и серосодержащих товарных пакетов присадок, используемых заводами-производителями нашей страны в качестве легирующих элементов при изготовлении товарных трансмиссионных масел (ТМ), имеющих значительную стоимость и не всегда соответствующих эксплуатационным требованиям и потребности предприятий-эксплуатантов техники в современных ТМ отечественного производства для конкретных

условий роботи з позиції їх впливу на фізико-механічні характеристики і стан поверхневих шарів трибосопряжень в умовах качення з проскальзуванням [4].

Постановка проблеми. В 1939 г. Б. В. Дерягин [5] показав, що плівка СМ на поверхні тріння піддається износу. В 1962 г. И. В. Крагельский оцінив удельний износ обычных масляных плёнок, он получил значение 5×10^{-10} [6]. А. К. Зайцев висказував думку [7], що процес износу тіл при трінні надзвичайно складний і залежить від багатьох факторів. Уже невеликі зміни в умовах износу вносять помітні, а часто дуже значительні зміни в величину і характер износу, причём, хоча износ і зв'язаний з основними властивостями матеріалів і їх станом, але все ж саме явище слід розглядати окремо. Тому износ, по його думці, не можна заздалегідь обчислити. Його потрібно розглядати як самостійну динамічну характеристику і вивчати шляхом безпосередніх спроб. Оцінюючи стан проблеми износу, В. Д. Кузнецов прийшов до висновку, що крім чистого емпіризму, в цій області нічого немає, ніяких узагальнень зробити неможливо, наука знаходиться на дуже низькому рівні. Окремі яскраво видаються приклади високої износоустойчивости видвинула практика, а теорія виявилася безсилу їх пояснити [8].

Аналіз останніх досліджень і публікацій слід почати з того, що незважаючи на велику актуальність хімії присадок і значительний об'єм проведених досліджень, монографічна література

по будові, властивостям і складу поверхневих шарів в залежності від складу мастильних середовищ дуже бідна. Теоретичне дослідження [9] присвячене визначенню тиску і роз'ясненню механізму руйнування мастильного плівки між гребнями шероховатості в лінійному контакті роликів в разі чистого качення і качення з проскальзуванням, коли гребні шероховатості мають синусоїдальну форму і їх профіль змінюється випадково. Відомо, що поверхнєве руйнування деталей машин є термодинамічно неминимовним наслідком процесів, що відбуваються в вузлах тріння. Схема класифікації видів изнашивания і пошкоджуваності по Б. И. Костецкому показана на рис. 1 [10].

Найбільш загальною закономірністю слід вважати локалізацію руйнування в тонких шарах вторинних структур (ВС) порядку сотень ангстрем і метастабільного стану поверхневих трінних шарів як необхідні умови протікання нормального износу [11]. В області граничної смазки тріння виникає в граничному шарі, а між процесами утворення і руйнування поверхневих шарів в цій області встановлюється стійке рівноважне (о гіпотезі рівноваги наведено в [6]). При нормальному установившемся трінні і износі структурні зміни металу локалізовані в поверхневих шарах до 5 мкм (при граничному трінні) [11]. Процеси изнашивания і пошкоджуваності відрізняються за якісними і кількісними характеристиками і можуть бути ідентифіковані за результатами дослідження поверхневих трінних шарів (табл. 1) [10].

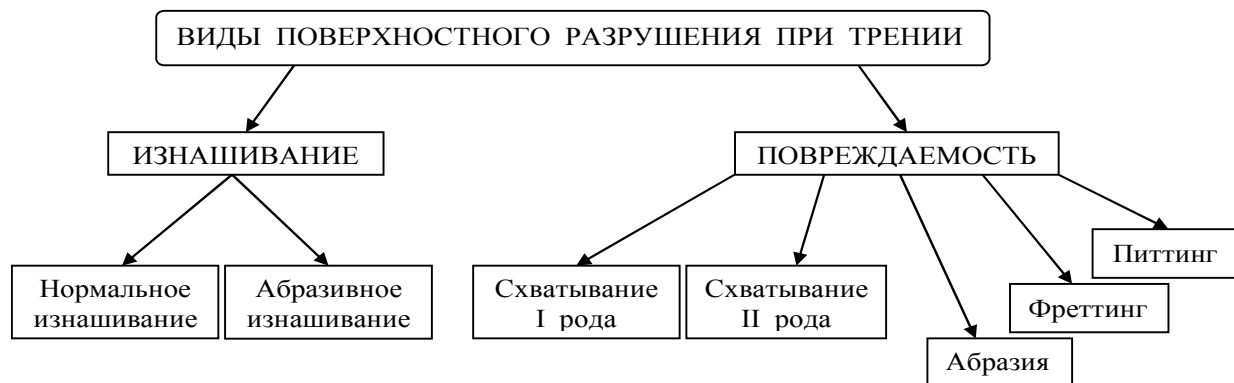


Рис. 1 – Класифікація видів поверхнього руйнування при трінні (Б. И. Костецкий) [10]

Таблиця 1 – Характеристики процесів изнашивания і пошкоджуваності при трінні [10]

Процеси изнашивания і пошкоджуваності	Коефіцієнт тріння	Глибина руйнуючого шару, мм	Зміна фазового складу і структури поверхневих шарів	Відносне збільшення твердості поверхневих шарів
Нормальне изнашивание	0,005–0,1	0,0001–0,001	Утворення вторинних структур	3–10
Абразивне изнашивание	0,05–0,3	До 0,001	Утворення вторинних структур	3–10
Фреттинг	0,1–1,0	До 0,5	Наклад і динамічне окислення	1,5–5
Схватывание II рода	0,1–1,0	До 1,0	Вторинна закалка і/або отпуск	0,3–5
Схватывание I рода	0,5–40	До 3–4	Наклад	1,5–4
Абразия	–	До 0,5	Наклад	1–2

З позицій системного аналізу в [12] узагальнені результати досліджень впливу тріння на матеріал поверхнього шару і обґрунтований масштабний рівень найбільш суттєвих процесів, що визначають износоустойчивость поверхневих трінних шарів. Дослідження механізмів изнашивания, по думці авторів [13], включає три етапи: 1 – спостереження за зовнішніми

вираженнями износу; 2 – феноменологічне описання износу; 3 – кореляція з можливими механізмами изнашивания. Відмінно від дослідження изношених поверхневих шарів і підповерхневої деформації, в даний час не практикується порівняльний аналіз явищ, пов'язаних з частинками износу.

Процессы пластической деформации тонких слоёв металла под действием СМ обуславливают диффузионную активность металла и, таким образом, оказывают существенное влияние на его химическое модифицирование. Процессы минимизации пластических деформаций достаточно широко реализуются при нормальном трении деталей машин и характеризуются минимальными значениями скорости износа и отсутствием любых видов повреждаемости [11]. Локализация пластических деформаций в тончайших поверхностных слоях является одной из причин минимизации скорости износа при нормальном трении. Это объясняется тем, что разрушение достигается только после предельного упрочнения всего разрушаемого слоя (аморфизация и насыщение агрессивным компонентом среды) [11]. Например, в [14] рассматриваются перспективы использования для процессов пластического формоизменения металла смазочной композиции PL61, которая благодаря специальным присадкам способна распределяться по поверхностям трения в виде тонких смазочных плёнок, обладает противоизносным действием и антикоррозионным эффектом, облегчает процесс пластической деформации и способна работать при температурах до 160 °С.

Целью исследований [15] является дальнейшее развитие структурно-энергетической концепции поверхностного разрушения материалов с различными структурами и последующего прогнозирования на их основе ресурса трибосопряжений с учётом условий эксплуатации и применение её основных положений к условиям внешнего трения при скольжении, качении с проскальзыванием и резании материалов. Авторами [16] предложен теоретико-инвариантный метод расчёта интенсивности поверхностного разрушения твёрдых тел при трении, который базируется на уравнениях эластогидродинамической теории смазки, химической кинетики, контактной задачи теории упругости, теориях прочности, анализе теплофизических, адсорбционных и диффузионных процессов.

Обычно изнашивание трактуется как "нежелательное удаление материала с поверхности трения в результате химического или механического воздействия". Другое определение описывает изнашивание как "нарастающую потерю материала с рабочей поверхности тела в результате движения по этой поверхности другого тела". Для понимания природы изнашивания сформулированы законы, разработаны различные механизмы и теории, знания систематизированы в соответствии с многочисленными схемами классификации. Самую общую классификацию изнашивания можно выполнить на основе результатов изнашивания и природы основных процессов, протекающих при изнашивании. В классификации Д. Даусона [17], например, одна из категорий является весьма наглядной при описании изношенных поверхностей и в некоторой степени отражает механизмы изнашивания. Другая категория основана исключительно на процессах изнашивания. Однако общепринятая классификация изнашивания исключает все связанные с частицами износа явления. В [13] дана расширенная классификация видов изнашивания для охватов явлений, связанных с продуктами износа. Там же выполнена расширенная классификация видов изнашивания, охватывающая в дополнение к поверхностным явлениям и процессам изнашивания явления, в которые вовлечены частицы износа. А ведь механизм изнашивания для одной и той же пары трения может меняться в зависимости от состава среды, в которой протекает трение [6]. Об этом

свидетельствует, в частности, химический состав частиц износа, которые могут состоять как из исходных материалов, так и продуктов их взаимодействия с окружающей средой, в том числе и со СМ. Один из наиболее распространённых видов изнашивания – окислительный износ [6].

Сейчас актуальны исследования по выявлению состава, характера и свойств плёнок, образуемых присадками на поверхностях трения. Так, исследования химического состава продуктов изнашивания, позволяющие судить о характере плёнок, показали [18], что состав продуктов износа зависит прежде всего от интенсивности изнашивания. При большом износе образуются неорганические продукты, состоящие в основном из карбида железа, оксидов и полимеров трения (содержащих комплексы железа). При незначительном износе образуются органические продукты полимерного характера, содержащие ненасыщенные углеводороды, карбоновые кислоты, эфиры [18]. По утверждению авторов [19], чтобы уменьшить износ подшипников, необходимо уменьшить окисление металла на поверхностях трения, так как окислы "стираются" и "смываются" легче, чем основной металл подшипника.

Исходя из допущения о том, что поверхностные слои на неровностях, образующиеся при трении материала и одновременном химическом взаимодействии с окружающей средой, отрываются, достигая некоторой критической толщины, Квинн предложил гипотезу окислительного изнашивания сталей [20]. Хотя трудно провести надёжные расчёты интенсивностей изнашивания из-за неопределённостей некоторых величин, приведённые в ней выражения могут служить основой физической картины механизма коррозионно-механического изнашивания (КМИ). Окислительное изнашивание является частным случаем КМИ. Протекает оно в условиях, когда металл вступает в химическую реакцию с окислителями окружающей среды или СМ и происходит, когда скорость образования плёнок оксидов больше или равна скорости их разрушения. В противном случае возможно протекание других видов изнашивания, например адгезионного [21]. Критика существующих концепций, основанных на применении теории вероятностей, дана в [22]. Предлагаемая концепция основана на предположении, что в каждой площадке соприкосновения двух трущихся тел радиусом "а" имеется меньшая площадка радиусом "b", с которой отрывается частица. Константа "Z" в формуле закона Хольма ($W = Z \cdot P \cdot I / p$, W – величина изнашивания, P – нагрузка, I – длина трения, p – величина, зависящая от твёрдости) является функцией отношения b/a , зависящего в свою очередь от характера смазки [22].

По мнению А. К. Караулова [10] наиболее распространённым, но ошибочным, является представление о так называемом "КМИ". Большинство деталей машин работает периодически, в условиях механохимического изнашивания, где износостойкость будет зависеть, в первую очередь, от свойств ВС, образующихся в процессе трения. А кинетика процессов при механохимическом изнашивании при трении существенным образом отличается от кинетики процессов химической и электрохимической коррозии [10].

С процессом термических разложений присадок непосредственно связан механизм их действия. Химические реакции между молекулами присадок и продуктами их термических превращений, протекающие при высоких контактных температурах трения, приводят к образованию на поверхностях трения химически моди-

фицированных слоёв, обладающих пониженной (по сравнению с основным металлом) прочностью на сдвиг и вследствие этого обеспечивающих снижение трения и замену интенсивного адгезионного износа более мягким КМИ [23]. Который происходит в условиях воздействия окружающей среды и динамических взаимодействий между элементами [24]. Другими словами, если две поверхности активно реагируют с окружающей средой, их трение в этой среде приводит к непрерывному образованию и отделению продуктов реакции. Поверхности теряют материал, поскольку он содержится в продуктах реакции [20]. В случае КМИ механизм в целом, очевидно, состоит из взаимодействия трёх элементов: двух твёрдых тел и окружающей среды. Эти взаимодействия могут быть представлены как циклический ступенчатый процесс:

1. На первом этапе поверхности твёрдых тел реагируют с окружающей средой. В этом процессе образуются продукты реакции веществ на поверхностях твёрдых тел.

2. Второй этап представляет собой истирание продуктов реакции в результате образования трещин и абразивного износа при контактных взаимодействиях двух твёрдых тел. При этом возникают "свежие", т.е. реагирующие, участки поверхностей твёрдых тел, и начинается первый этап [20].

Характер фрикционного взаимодействия при граничной смазке определяется соотношением двух одновременно протекающих процессов образования и разрушения граничного смазочного слоя [25]. Указанные явления имеют большое практическое значение. Однако они лишь несколько модифицируют, но не меняют основное представление о механизме разрушения граничного смазочного слоя. Данная точка зрения поддерживается в работах других исследователей [26]. Обсуждая химические аспекты фрикционного взаимодействия, необходимо учитывать как влияние окружающей среды, так и химические реакции между контактирующими поверхностями [27].

Как показано Болдуином [28], при трении на поверхности стали обнаруживается плёнка сульфидов, которая отсутствует в статических испытаниях. Данные Болдуина были подтверждены Бердом и Галвином [29]. Сравнение спектров позволяет сделать вывод о существенных различиях в механизме поверхностных реакций при различных видах механического воздействия на металл в реакционно-способной среде. Нагрузочно-скоростной режим при этом как бы управляет химией поверхностных реакций [27]. Авторами [30] приводятся результаты исследования кинетики трибохимических реакций в ряде сред и выявлены определённые количественные закономерности в протекании рассмотренных трибохимических процессов. Выявленные колебания характеристик износа также объясняются ходом химических процессов [6].

Скорость химических реакций на поверхностях твёрдых тел зависит от концентрации реагентов, температуры, фазового состояния, давления, времени протекания химического процесса [31]. Поскольку температура на пятнах фактического контакта может достигать температуры плавления одного из сопрягаемых тел и определять скорость протекания химических реакций, важно проследить её влияние на КМИ металлов [21]. В таких случаях наличие смазки может усложнить анализ по сравнению с несмазанной системой, поскольку образующиеся продукты реакции сложны и трудно поддаются определению и поскольку главные трудности могут заключаться в нестационарности условий [20].

При сравнительно низких температурах образуются металлические мыла, защищающие поверхности металла, в то время как при более высоких температурах в результате взаимодействия присадок с металлом образуются неорганические соли (которые могут быть хлоридами, сульфидами, фосфидами и фосфатами в зависимости от природы присадки). В последнем случае реакции становятся эффективными по истечении некоторого времени, и, к счастью, скорость реакции на практике в большинстве случаев (например, в случае передаточных механизмов) достаточно высока, чтобы обеспечить надлежащую защиту. Окисление металлических поверхностей может играть важную роль в ускорении химических изменений смазки, которые часто приводят к образованию плёнки полимеризованного материала на самих металлических поверхностях [32]. Даже в одной и той же среде только изменение длительности её контакта с поверхностью твёрдого тела приводит к образованию различных соединений [27].

В [33–36] рассматриваются в большей мере СМ, присадки к ним и приводятся закономерности трения и изнашивания и граничных условий применимости различных сред при сравнительно незначительном учёте типа трущихся материалов [37]. Но исследование реальных процессов граничного трения требует учёта совместного взаимодействия с металлом поверхностно активных и химически активных компонентов СМ [11].

Приведенные данные о влиянии различных факторов на КМИ металлов показывают, что коррозия в трибосопрежениях может играть двойственную роль. При оптимальной скорости протекания коррозионных процессов в зоне контакта на поверхностях трения сопрягаемых тел образуются химически модифицированные слои и их износостойкость повышается. В случае превышения оптимума на поверхностях трения образуются толстые слои продуктов химического взаимодействия, которые легко разрушаются. Это обеспечивает высокую интенсивность изнашивания трущихся тел вплоть до перехода к катастрофическому износу. Факторами, определяющими возможность перехода к неуправляемому процессу КМИ, являются коэффициент трения, скорость скольжения и нагрузка, которые обуславливают интенсивность потока тепловой энергии, выделяемой при трении [21]. При перегрузках, не превышающих $P_{кр}$ (нагрузка) или $V_{кр}$ (скорость скольжения), процессы разрушения всегда компенсируются процессами восстановления ВС [11].

Внешние воздействия при трении неизбежно приводят к деструкции – разрушению ВС, однако эти же воздействия и обмен веществом со средой обеспечивают их постоянную регенерацию – восстановление. Основой кинетического условия самоорганизации материалов трибосистем является согласованность скоростей образования ВС и разрушения: $V_{обр. ВС} = V_{разр. ВС}$.

Важная кинетическая характеристика самоорганизации трибосистем – периодичность циклов образования, стабилизации и разрушения ВС – $\sigma_{ВС}$ [38].

Вполне самодостаточную концепцию протекания трибохимических процессов без рассмотрения конкретных механизмов их реализации выдвинул Б. И. Костецкий [39]. Вследствие взаимодействия активированных трением поверхностных слоёв с окружающей (в том числе смазочной) средой на поверхностях трения спонтанно образуются ВС, которые по строению, свойствам и составу коренным образом отличаются от исходных материалов и представляют собой новую фазу (тонкоплёночный объект), обладающую экстремальными

антифрикционными и противоизносными свойствами. Во ВС аккумулируется 90-98 % энергии трения [40].

Предлагаемая статья И. А. Буяновского [41] завершает цикл публикаций о современном развитии исследований в области граничной смазки при трении металлов и сплавов. А изложенные выше факты показывают, что разрушение граничного смазочного слоя при трении – достаточно сложный процесс.

Выводы. В определённом диапазоне скоростей, нагрузок и температур ("диапазон структурной приспособляемости") коэффициенты трения и износ во много раз ниже, чем за пределами этого диапазона (осуществляется "нормальное" изнашивание), а за его пределами осуществляется переход в режим "патологического изнашивания". Это объясняется тем, что в диапазоне структурной приспособляемости процессы образования и разрушения ВС на поверхностях трения находятся в динамическом равновесии, а вне этого диапазона происходит нарушение этого равновесия, что ведёт к переходу либо к интенсивному адгезионному изнашиванию, либо к интенсивному КМИ. В конечном счёте, постулируется наличие явления самоорганизации трибосистем в процессе трения.

Список литературы

1. Захарченко А. В. Проблема оптимізації концентрації хімічно активних речовин у трансмісійних оливах // Вісник Національного авіаційного університету. – К. : НАУ, 2005. – № 1. – С. 120–125.
2. Захарченко А. В. Влияние концентрации химически активных веществ на смазочное действие и состояние поверхностных слоёв трибосопряжений // Пр. 5-ї Міжнар. наук.-техн. конф. "Матеріали для роботи в екстремальних умовах". – К. : НТУ "КПІ", 2015. – С. 277–280.
3. Запорожець В. В., Білякович О. М., Захарченко А. В. Протизносні властивості мастильних середовищ у присутності хімічно активних речовин // Пр. Міжнар. наук. конф. "Наука і молодь". – К. : НАУ, 2001. – С. 13.
4. Оптимізація концентрації хімічно активних присадок у трансмісійних оливах вітчизняного виробництва: Звіт про НДР (завершал.) / Національний авіаційний університет. – 013-ДБ01; № ДР 0101V002732; Інв. № 0204U000857. – К., 2003. – 72 с.
5. Дєрягин Б. В., Лазарев В. П. Применение обобщённого закона трения к граничной смазке и механическим свойствам смазочного слоя // Трение и износ в машинах. – Т. 3. – М.–Л. : АН СССР, 1949. – С. 106–124.
6. Польцер Г., Майснер Ф. Основы трения и изнашивания. – М. : Машиностроение, 1984. – 264 с.
7. Зайцев А. К. Основы учения о трении, износе и смазке машин. – Ч. 2. – М.–Л. : Машгиз, 1947. – 164 с.
8. Физика твёрдого тела. – Т. 4. Материалы по физике внешнего трения, износа и внутреннего трения твёрдых тел. – Томск : Полиграфиздат, 1947. – 542 с.
9. Ichimaru Kazunori, Du Xiaofei. Nihon kikai gakkai ronbunshu // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. C. – 2000. – Vol. 66, No 649. – P. 3136–3142. (Взаимодействие гребней шероховатости при контактно-гидродинамической смазке.)
10. Караулов А. К., Худой Н. Н. Автомобильные масла. Моторные и трансмиссионные. Ассортимент и применение: Справочник. – К. : Журнал "Радуга", 2000. – 436 с.
11. Костецкий Б. И., Натансон М. Э., Бершадский Л. И. Механохимические процессы при граничном трении. – М.: Наука, 1972. – 172 с.
12. Громаковский Д. Г. Разрушение поверхностей при трении и разработка кинетической модели изнашивания // Вестник машиностроения. – 2000. – № 1. – С. 3–9.
13. Унчунг Чо. Феноменологический подход к анализу частиц износа // Трение и износ. – 2000. – Т. 21, № 3. – С. 258–263.
14. Ein Konzept für Späne und KSS // Produktion. Sonderausg. – 1999. – S. 26. (Смазочный материал PL61.)
15. Чулкин С. Г. Прогнозирование долговечности трибосопряжений на основе структурно-энергетической концепции изнашивания: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.04 / С.-Петербург. гос. ун-т вод. коммуникаций. – СПб., 1999. – 52 с.
16. Дроздов Ю. Н. Прогнозирование изнашивания с учётом механических, физико-химических и геометрических факторов // Трение и износ. – 2002. – Т. 23, № 3. – С. 252–257.
17. Dowson D. History of Tribology. – N.-Y.: Longman, 1979. – 677 p.
18. Кулиев А. М. Химия и технология присадок к маслам и топливам. – Л. : Химия, 1985. – 312 с.
19. Коковихин В. А. Пассивация поверхностей трения при создании

- электрических разрывов на сопрягаемых поверхностях // Вестник машиностроения. – 2001. – № 4. – С. 64.
20. Чихос Х. Системный анализ в трибонике. – М.: Мир, 1982. – 352 с.
 21. Богданович П. Н., Прушак В. Я. Трение и износ в машинах. – Мн. : Выш. шк., 1999. – 374 с.
 22. Sasada Taashi. Chiba kogyo daigaku kenkyu hokoku // Rept. Chiba Inst. Technol. – 2001. – № 48. – P. 25–30. (Невероятная интерпретация константы в формуле закона изнашивания.)
 23. Белов П. С., Матвеевский П. М., Буяновский И. А. Смазочная способность серы, азота и кислородосодержащих соединений в минеральных маслах // Трение и износ. – 1991. – Т. 12, № 3. – С. 561–563.
 24. Thiessen P. A., Meyer K., Heinicke G. Grundlagen der Tribochemie. – Berlin: Akademie-Verlag, 1967. – S. 284.
 25. Кирпиченко Ю. Е., Трофименко А. Ф. Основы трибологии: Теория. Лабораторный практикум. Упражнения. – Гомель : Инфотрибо, 1995. – 224 с.
 26. Матвеевский П. М. Температурная стойкость граничных смазочных слоёв и твёрдых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. – М. : Наука, 1971. – 228 с.
 27. Бакли Д. Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии / Пер. с англ. А. В. Белого, Н. К. Мышкина; Под ред. А. И. Свириденко. – М. : Машиностроение, 1986. – 360 с.
 28. Baldwin A., Bernard A. Chemical Characterization of Wear Surfaces Using X-Ray Photoelectron Spectroscopy // Lubr. Eng. – 1976. – Vol. 32, No 3. – P. 125–130.
 29. Bird R. J., Galvin G. D. The Application of Photoelectron Spectroscopy to the Study of E. P. Films on Lubricated Surfaces // Wear. – 1976. – Vol. 37. – P. 132–167.
 30. Олександренко В. П., Белянский В. П. Исследование закономерностей трибохимических реакций // Проблеми трибології. – 1996. – № 1. – С. 101–111.
 31. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.
 32. Мур Д. Основы и применения трибоники: Пер. с англ. С. А. Харламова; Под ред. И. В. Крагельского. – М. : Мир, 1978. – 488 с.
 33. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения. – М. : Физматгиз, 1963. – 472 с.
 34. Виноградова И. Э. Противоизносные присадки к маслам. – М. : Химия, 1972. – 272 с.
 35. Дєрягин Б. В., Кротова Н. А. Адгезия. – М.–Л. : АН СССР, 1949. – 244 с.
 36. Розенберг Ю. А. Влияние смазочных масел на надёжность и долговечность. – М. : Машиностроение, 1970. – 312 с.
 37. Буше Н. А., Копытько В. В. Совместимость трущихся поверхностей. – М. : Наука, 1981. – 128 с.
 38. Костецкий Б. И. Эволюция структурного и фазового состояния и механизмы самоорганизации материалов при внешнем трении // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 4. – С. 773–783.
 39. Поверхностная прочность материалов при трении / Б. И. Костецкий, И. Г. Носовский, А. К. Караулов и др.; Под ред. Б. И. Костецкого. – К. : Техніка, 1976. – 296 с.
 40. Современная трибология: Итоги и перспективы / Э. Д. Браун, И. А. Буяновский, Н. А. Воронин и др.; Под ред. К. В. Фролова. – М. : Изд-во ЛКИ, 2008. – 480 с.
 41. Буяновский И. А. Учение о граничной смазке: восьмидесятилетнее исследование // Химия и технология топлив и масел. – 1999. – № 2. – С. 45–48.

References (transliterated)

1. Zakharchenko A. V. Problema optimizatsii kontsentratsii khimichno aktivnikh rechovin u transmissiynikh olivakh [An optimisation problem of chemically active substances concentration in gear oils]. *Visnik Natsional'no aviatyynogo universitetu* [Bulletin of the National Aviation University]. Kiev, NAU Publ., 2005, no. 1, pp. 120–125.
2. Zakharchenko A. V. Vliyanie kontsentratsii khimicheskii aktivnykh veshchestv na smazochnoe deystvie i sostoyanie poverkhnostnykh sloev tribosopryazheniy [Influence of concentration chemically of active matters on a lubricating action and state of superficial layers of tribounits]. *Pratsi 5 Mizhnar. nauk.-texn. konf. "Materiali dlya roboti v ekstremal'nikh umovakh"* [Proc. 5 of the Int. Scient.-techn. Conf. "Materials for use in extreme conditions"]. Kiev, NTU "KPI" Publ., 2015, pp. 277–280.
3. Zaporozhets V. V., Bilyakovich O. M., Zakharchenko A. V. Protiznosni vlastivosti mastil'nikh seredovishch u prisutnosti khimichno aktivnikh rechovin [Antiwear properties of lubricating environments are in presence chemically active matters]. *Pratsi Mizhnar. nauk. konf. "Nauka i molod"* [Proc. of the Int. Scient. Conf. "Science and youth"]. Kiev, NAU Publ., 2001, p. 13.
4. Optimizatsiya kontsentratsii khimichno aktivnikh prisadok u transmissiynikh olivakh vitchiznyanogo virobnytstva [Optimization of concentration chemically of active additives in transmission oils of domestic production]. *Zvit pro NDR (zavershal.)* [Report on research work (final)]. Kiev, NAU, 2003, 013-SB01, no. SR 0101V002732, no. inv. 0204U000857. 72 p.
5. Deryagin B. V., Lazarev V. P. Primenenie obobshchennogo zakona treniya k granichnoy smazke i mekhanicheskim svoystvam smazochnogo sloya [Application of the generalized law of friction to the

- border greasing and mechanical properties of lubricating layer]. *Trenie i iznos v mashinakh*. T. 3 [A friction and wear in machines. Vol. 3]. Moscow-Leningrad, AN SSSR Publ., 1949, pp. 106–124.
6. Pol'tser G., Mayssner F. *Osnovy treniya i iznashivaniya* [Bases of friction and wear]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 264 p.
 7. Zaytsev A. K. *Osnovy ucheniya o trenii, iznose i smazke mashin. Ch. 2* [Bases of studies about a friction, wear and greasing of machines. P. 2]. Moscow-Leningrad, Mashgiz Publ., 1947. 164 p.
 8. *Fizika tverdogo tela. T. 4* [Physics of solid. Vol. 4]. *Materialy po fizike vneshnego treniya, iznosa i vnutrennego treniya tverdykh tel* [Materials on physics of external friction, wear and internal friction of solids]. Tomsk, Poligrafizdat Publ., 1947. 542 p.
 9. Ichimaru Kazunori, Du Xiaofei. Vzaيمodeystvie grebney sherokhovatosti pri kontaktno gidrodinamicheskoy smazke [Co-operation of combs of roughness at the pin-hydrodynamic greasing]. *Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. C*. 2000, vol. 66, no. 649, pp. 3136–3142.
 10. Karaulov A. K., Khudoliy N. N. *Avtomobil'nye masla. Motornye i transmissionnye. Assortiment i primeneniye: Spravochnik* [Motor-car oils. Motor and transmission. Assortment and application: reference Book]. Kiev, Zhurnal "Raduga" Publ., 2000. 436 p.
 11. Kostetskiy B. I., Natanson M. E., Bershadskiy L. I. *Mekhanokhimicheskie protsessy pri granichnom trenii* [Mekhanokhimicheskie processes at a boundary friction]. Moscow, Nauka Publ., 1972. 172 p.
 12. Gromakovskiy D. G. Razrushenie poverkhnostey pri trenii i razrabotka kineticheskoy modeli iznashivaniya [Destruction of surfaces at a friction and development of kinetic model of wear]. *Vestnik mashinostroeniya*. 2000, no. 1, pp. 3–9.
 13. Unchung Cho. Fenomenologicheskii podkhod k analizu chastits iznosa [Phenomenological going near the analysis of particles of wear]. *Trenie i iznos*. 2000, vol. 21, no. 3, pp. 258–263.
 14. Ein Konzert für Späne und KSS. *Produktion. Sonderausg.* 1999, p. 26. (Smazochnyy material PL61.)
 15. Chulkin S. G. *Prognozirovanie dolgovechnosti tribosopryazheniy na osnove strukturno energeticheskoy kontseptsii iznashivaniya: Avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk: 05.02.04* [Prognostication of longevity of tribounits on the basis of structurally-power conception of wear: Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.02.04]. Saint Petersburg, 1999. 52 p.
 16. Drozdov Yu. N. Prognozirovanie iznashivaniya s uchetoм mekhanicheskikh, fiziko khimicheskikh i geometricheskikh faktorov [Prognostication of wear taking into account mechanical, physical and chemical and geometrical factors]. *Trenie i iznos*. 2002, vol. 23, no. 3, pp. 252–257.
 17. Dowson D. *History of Tribology*. New York, Longman Publ., 1979. 677 p.
 18. Kuliev A. M. *Khimiya i tekhnologiya prisadok k maslam i toplivam* [Chemistry and technology of additives to oils and fuels]. Leningrad, Khimiya Publ., 1985. 312 p.
 19. Kokovikhin V. A. Passivatsiya poverkhnostey treniya pri sozdaniі elektricheskikh razryvov na sopryagaemykh poverkhnostyakh [Passivatsiya of surfaces of friction at creation of electric rozryadov on the attended surfaces]. *Vestnik mashinostroeniya*. 2001, no. 4, p. 64.
 20. Chikhos Kh. *Sistemnyy analiz v tribonike* [An analysis of the systems is in tribonike]. Moscow, Mir Publ., 1982. 352 p.
 21. Bogdanovich P. N., Prushak V. Ya. *Trenie i iznos v mashinakh* [A friction and wear is in machines]. Minsk, Vysh. shk. Publ., 1999. 374 p.
 22. Sasada Taashi. Unprobabilistic interpretation of constant is in the formula of law of wear. *Rept. Chiba Inst. Technol.* 2001, no. 48, pp. 25–30.
 23. Belov P. S., Matveevskiy R. M., Buyanovskiy I. A. Smazochnaya sposobnost' sery, azota i kislorodosoderzhashchikh soedineniy v mineral'nykh maslakh [Lubricating ability of sulphur, nitrogen and oxygen containing connections in mineral oils]. *Trenie i iznos*. 1991, vol. 12, no. 3, pp. 561–563.
 24. Thiessen P. A., Meyer K., Heinicke G. *Grundlagen der Tribochemie*. Berlin, Akademie Verlag Publ., 1967, p. 284.
 25. Kirpichenko Yu. E., Trofimenko A. F. *Osnovy tribologii: Teoriya. Laboratornyy praktikum. Uprazhneniya* [Bases of tribology: Theory. Laboratory practical work. Exercises]. Gomel', Infotribo Publ., 1995. 224 p.
 26. Matveevskiy R. M. *Temperaturnaya stoykost' granichnykh smazochnykh sloev i tverdykh smazochnykh pokrytiy pri trenii metallov i splavov* [Temperature firmness of border lubricating layers and hard lubricating coverages at the friction of metals and alloys]. Moscow, Nauka Publ., 1971. 228 p.
 27. Bakli D. *Poverkhnostnye yavleniya pri adgezii i friktsionnom vzaимodeystvii* [Superficial phenomena at adgezii and friction co-operation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 360 p.
 28. Baldwin A., Bernard A. Chemical Characterization of Wear Surfaces Using X-Ray Photoelectron Spectroscopy. *Lubr. Eng.* 1976, vol. 32, no. 3, pp. 125–130.
 29. Bird R. J., Galvin G. D. The Application of Photoelectron Spectroscopy to the Study of E. P. Films on Lubricated Surfaces. *Wear*. 1976, vol. 37, pp. 132–167.
 30. Oleksandrenko V. P., Belyanskiy V. P. *Issledovanie zakonomernostey tribokhimicheskikh reaktsiy* [Research of conformities to law of tribochemical reactions]. *Problemi tribologii*. 1996, no. 1, pp. 101–111.
 31. Drozdov Yu. N., Pavlov V. G., Puchkov V. N. *Trenie i iznos v ekstremal'nykh usloviyakh: Spravochnik* [A friction and wear is in extreme terms: reference Book]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 224 p.
 32. Mur D. *Osnovy i primeneniya triboniki* [Bases and applications of triboniki]. Moscow, Mir Publ., 1978. 488 p.
 33. Akhmatov A. S. *Molekulyarnaya fizika granichnogo treniya* [Molecular physics of boundary friction]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1963. 472 p.
 34. Vinogradova I. E. *Protivoiznosnye prisadki k maslam* [Antiwear additives to oils]. Moscow, Khimiya Publ., 1972. 272 p.
 35. Deryagin B. V., Krotova N. A. *Adgezija* [Adhesion]. Moscow-Leningrad, AN SSSR Publ., 1949. 244 p.
 36. Rozenberg Yu. A. *Vliyanie smazochnykh masel na nadezhnost' i dolgovechnost'* [Influence of luboils on reliability and longevity]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970. 312 p.
 37. Bushe N. A., Kopyt'ko V. V. *Sovmestimost' trushchikhsya poverkhnostey* [Compatibility of the ground surfaces]. Moscow, Nauka Publ., 1981. 128 p.
 38. Kostetskiy B. I. *Evolutsiya strukturnogo i fazovogo sostoyaniya i mekhanizmy samoorganizatsii materialov pri vneshnem trenii* [Evolution of the structural and phase state and mechanisms of self-organization of materials at an external friction]. *Trenie i iznos*. 1993, vol. 14, no. 4, pp. 773–783.
 39. Kostetskiy B. I., Nosovskiy I. G., Karaulov A. K. *Poverkhnostnaya prochnost' materialov pri trenii* [Superficial durability of materials at a friction]. Kiev, Tekhnika Publ., 1976. 296 p.
 40. Frolov K. V., Braun E. D., Buyanovskiy I. A., Voronin N. A. *Sovremennaya tribologiya: Itogi i perspektivy* [Modern tribology: Results and prospects]. Moscow, LKI Publ., 2008. 480 p.
 41. Buyanovskiy I. A. *Uchenie o granichnoy smazke: vos'midesyatye-devyanyaste gody* [Studies about the boundary greasing: the eightieth-ninety]. *Khimiya i tekhnologiya topliv i masel*. 1999, no. 2, pp. 45–48.

Поступила (received) 30.05.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Зношування вторинних структур поверхневих шарів, що утворюються присадками на поверхнях тертя / А. В. Захарченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 56–61. – Библиогр.: 41 назв. – ISSN 2079-0791.

Изнашивание вторичных структур поверхностных слоёв, образуемых присадками на поверхностях трения / А. В. Захарченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 56–61. – Библиогр.: 41 назв. – ISSN 2079-0791.

Wear of secondary structures of superficial layers, formed by additives on the surfaces of friction / A. V. Zakharchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 56–61. – Bibliogr.: 41. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Захарченко Андрій Володимирович – Університет "Україна", Інженерно-технологічний інститут, доцент кафедри автомобільного транспорту; тел.: (097) 380-00-06; e-mail: zav1971@bigmir.net.

Захарченко Андрей Владимирович – Университет "Украина", Инженерно-технологический институт, доцент кафедры автомобильного транспорта; тел.: (097) 380-00-06; e-mail: zav1971@bigmir.net.

Zakharchenko Andriy Volodymyrovych – University "Ukraine", Institute of engineering and technology, Associate Professor at the Department of automobile transport; tel.: (097) 380-00-06; e-mail: zav1971@bigmir.net.

Є. М. ІВАНОВ

ПАРАМЕТРИЧНИЙ ПІДХІД ДО ПОБУДОВИ 3D-МОДЕЛІ ТА КРЕСЛЕНИКА ЦИЛІНДРИЧНОГО ЧЕРВ'ЯКА У СЕРЕДОВИЩІ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Розглядається параметричний підхід до побудови 3D-моделі циліндричного черв'яка в пакеті Autodesk Inventor. Використовуючи інструменти пакета, розроблена методика для удосконалення виконання робочих креслень параметричних 3D-моделей циліндричних черв'яків із застосуванням параметричних оболонок. Проведений аналіз та математична обробка довідкової інформації (основних геометричних параметрів циліндричного черв'яка), як вихідних параметрів, дозволили розробити у загальному вигляді параметричну 3D-модель "оболонка циліндричного черв'яка". Отримав подальший розвиток метод удосконалення виконання робочих креслень елементів передач зацепленням – метод параметричної оболонки.

Ключові слова: зуб, витки, циліндричний черв'як, параметрична черв'ячна оболонка, ідентифікатори змінних, Autodesk Inventor.

Рассматривается параметрический подход к построению 3D-модели цилиндрического червяка в пакете Autodesk Inventor. Используя инструменты пакета, разработана методика для усовершенствования выполнения рабочих чертежей параметрических 3D-моделей цилиндрических червяков с применением параметрических оболочек. Проведенный анализ и математическая обработка справочной информации (основных геометрических параметров цилиндрического червяка), как исходных параметров, позволили разработать в общем виде параметрическую 3D-модель "оболочка цилиндрического червяка". Получил дальнейшее развитие метод усовершенствующий выполнение рабочих чертежей элементов передач зацеплением – метод параметрической оболочки.

Ключевые слова: зуб, витки, цилиндрический червяк, параметрическая червячная оболочка, идентификаторы переменных, Autodesk Inventor.

This paper examines the question of improvement of making drawings of cylindrical worms according to 3D models obtained using masters of design package, Autodesk Inventor. One of the main difficulties in the process of drawing in the package is the representation of the geometric information in the drawing in accordance with the requirements of Unified System for Design Documentation (USDD). The paper presents the methodology developed to improve the execution of working drawings to parametric 3D models of cylindrical worms. Was used the parametric approach to build a 3D model of cylindrical worm. The analysis and mathematical processing of reference data (basic geometrical parameters of the cylindrical worm) as the initial parameters provided in a General form of parametric 3D-model of the "cylindrical shell of the worm". A representation of a cylindrical screw as an Assembly "a cylindrical worm in a parametric shell" facilitated the creation of drawings in accordance with USDD. Parametric approach in the solution of the problem allows us to extend the application of parametric 3D shell, namely, the ability to create drawings of cylindrical gears with arbitrary initial parameters in accordance USDD. The work contributes to the further development a method of improving the execution of working drawings of the elements gear.

Keywords: tooth, the coils, the cylindrical worm, the worm parametric shell, variable identifiers, Autodesk Inventor.

Вступ. Однією з головних труднощів в процесі побудови кресленика 3D-моделі циліндричних черв'яків (рис. 1) в середовищі автоматизованого проектування є подання геометричної інформації згідно з ЄСКД [1, 4].



Рис. 1 – 3D-модель циліндричного черв'яка

Використання майстра проектування пакету Autodesk Inventor [2] дозволяє розробляти параметричні 3D-моделі черв'ячних коліс [1, 4]. Але при побудові кресленика 3D-моделі не враховується ряд особливостей. Циліндричний черв'як викреслюють на кресленку умовно: на головному зображенні (паралельно осі циліндричного черв'яка) зазвичай виконують місцевий розріз щоб показати профіль витка; твірні циліндра западин зображують суцільними тонкими лініями; на поперечному розрізі заштриховують тільки переріз стрижня витка без гвинтового виступу.

Мета та постановка завдання. Використовуючи набір інструментів середовища автоматизованого проектування (пакет Autodesk Inventor) розробити методику для удосконалення виконання робочих креслеників параметричних 3D-моделей циліндричних черв'яків.

В роботі розглянуто питання приведення у відповідність з вимогами ЄСКД виконання робочого кресленика параметричної 3D-моделі циліндричного черв'яка з урахуванням його основних геометричних параметрів.

Подання циліндричного черв'яка. Для того, щоб кресленик циліндричного черв'яка в пакеті Autodesk Inventor [2] був виконаний у відповідності з ГОСТ 2.406–76, була розроблена параметрична 3D-модель "оболонка циліндричного черв'яка" з використанням довідкових даних (основних геометричних параметрів циліндричного черв'яка), як вихідні параметри (рис. 2, а). Оболонка була розроблена на базі параметричної 3D-моделі "циліндрична оболонка" наведеної у роботі [3].

Запропонована 3D-модель, складається з 5-х областей: зовнішня оболонка, діляного кола і кола западин та границі фасок. Таке подання дозволяє варіювати властивості кожної області, як окремо, так і в пакеті.

Спочатку удосконалимо базовий ескіз 3D-моделі "циліндрична оболонка" (замкнутий контур, товщиною t (рис. 2, б)), використовуючи інструменти для створення ескізного профілю описаного навколо зубців (витків) циліндричного черв'яка вираженого через параметри взяті з довідкової інформації.

Далі створюємо допоміжну геометрію, для використання при створенні області діляного кола, області кола западин та границь фасок. При побудові ескізу необхідно витримувати виконання нижчеперелічених умов:

1. товщина t областей при використанні 3D-моделі оболонки для побудови кресленика циліндричного черв'яка повинна бути значно менше ніж товщина ліній на кресленку циліндричного черв'яка;

2. внутрішня ширина базового ескізу повинна дорівнювати довжині циліндричного черв'яка b ;

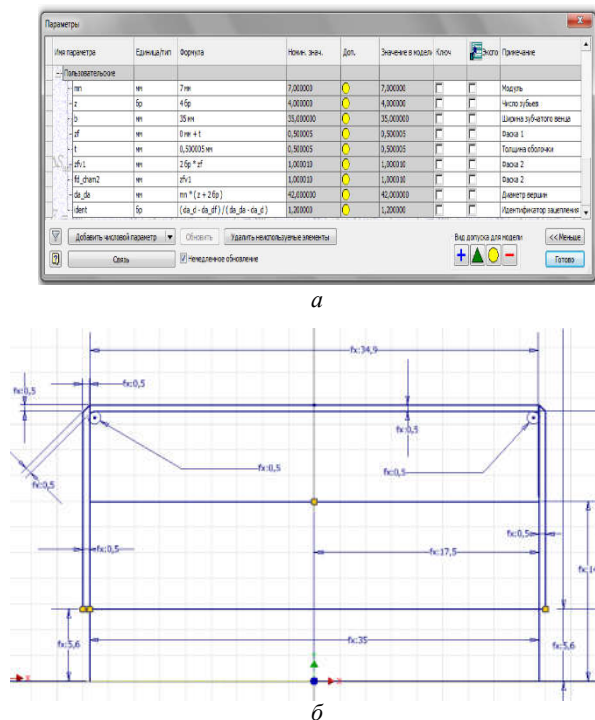


Рис. 2 – Побудова ескізного профілю за довідковими даними

3. фаски на внутрішній грані базового ескізу повинні закінчуватися плавним переходом (для уникнення додаткових ліній на кресленнику черв'ячного колеса). Це досягається інструментом "Сопряжение" з радіусом не більше r ;

4. довжина допоміжної геометрії для створення області ділильного кола повинна дорівнювати довжині циліндричного черв'яка b .

Для остаточної побудови 3D-моделі оболонки використовуємо інструмент "Вращение" для створення елементів обертання на основі існуючого ескізного профілю (рис. 3). Профіль базового ескізу і профілі допоміжної геометрії обертаємо на 360° і на основі бібліотеки матеріалів Inventor задаємо прозорість моделі (рис. 4).

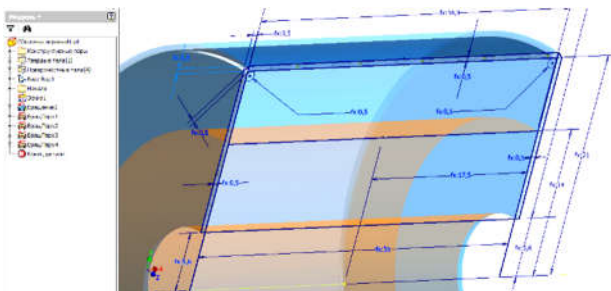


Рис. 3 – Побудова 3D-моделі "оболонка циліндричного черв'яка"

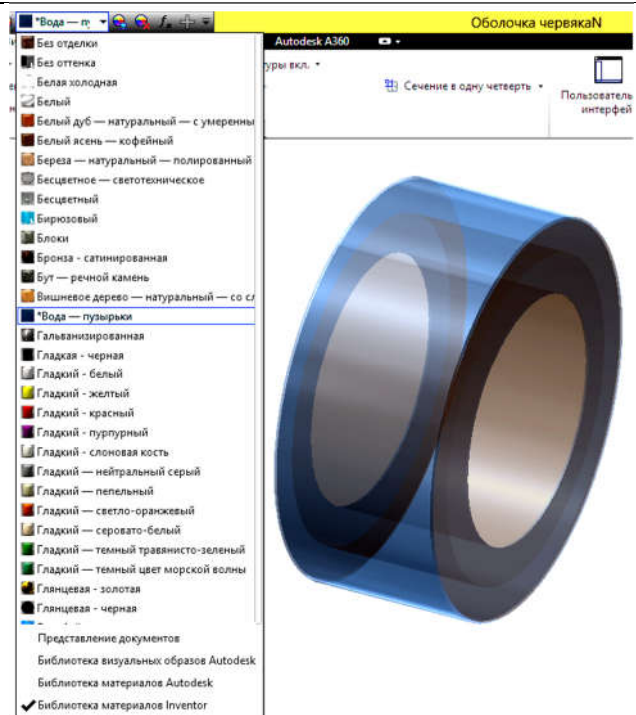


Рис. 4 – Вибір фізичних властивостей моделі

Розроблений ескіз передбачає параметризацію. Тоді при створенні 3D-моделі "оболонка циліндричного черв'яка" під конкретний циліндричний черв'як (рис. 5), достатньо експортувати основні геометричні параметри 3D-моделі циліндричного черв'яка використав інструменти пакета "Імпорт из файла XML" (3D-модель циліндричного черв'яка) та "Експорт в файл XML" (3D-модель "оболонка циліндричного черв'яка"). Необхідна умова при цьому – збіг ідентифікаторів змінних.

Далі у файлі "Сборка" створюємо складальну одиницю "циліндричний черв'як в оболонці" (рис. 6). Створюючи складальну одиницю використовуємо залежність "Вставка" для циліндричного черв'яка по зовнішній бічній поверхні, а для "оболонці циліндричного черв'яка" – по внутрішній бічній поверхні.

Для полегшення складання можна створити конструктивну пару "циліндричний черв'як – оболонка циліндричного черв'яка". При необхідності компонент складання 3D-модель "оболонка циліндричного черв'яка" можна подавити або сховати, прибравши видимість.

При створенні креслення циліндричного черв'яка у відповідності з ГОСТ 2.406–76 використовуємо складальну одиницю "циліндричний черв'як в оболонці".

Для створення базового виду у файлі креслення вибираємо вид складальної одиниці паралельно осі циліндричного черв'яка.

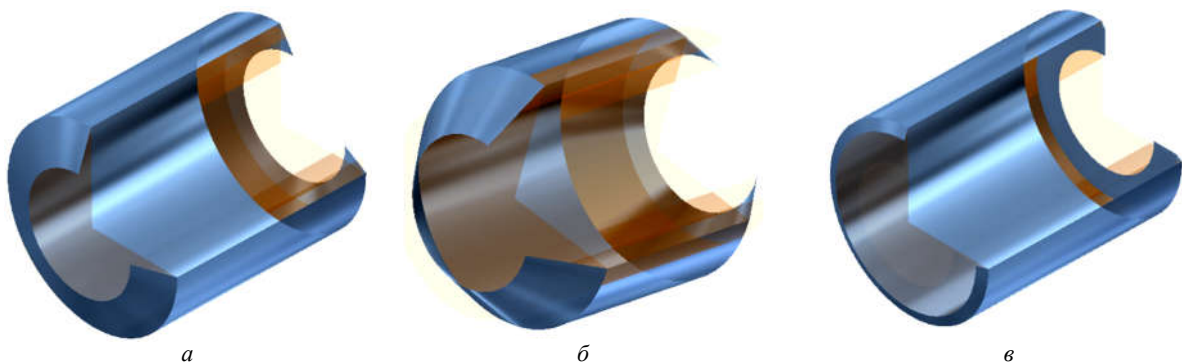


Рис. 5 – Параметрична 3D-модель "оболонка циліндричного черв'яка"

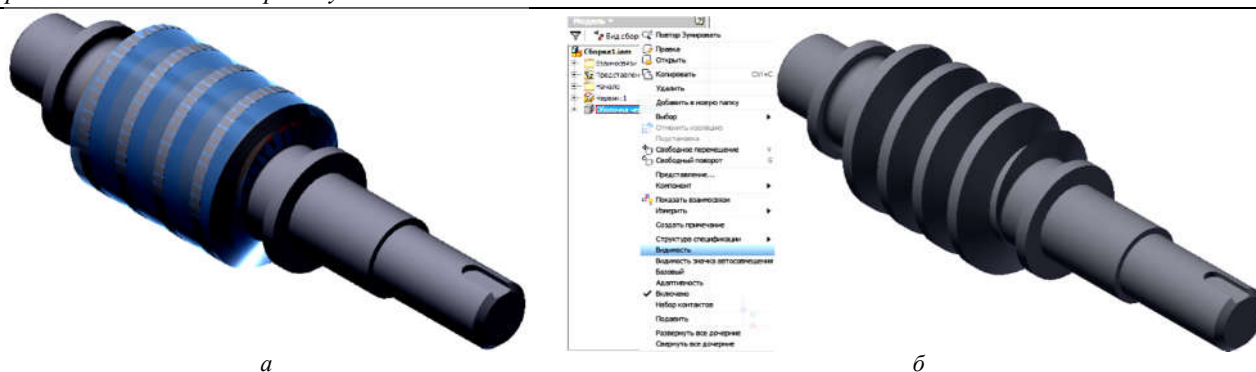


Рис. 6 – Складальна одиниця "циліндричний черв'як в оболонці"

На базовому виді послідовно виконуємо три місцевих розрізи за ескізами:

1-й місцевий розріз виконується по 1-му ескізу інструментом "Местный разрез" на глибину "Через деталь" при виборі циліндричного черв'яка в якості деталі (рис. 7);

2-й місцевий розріз виконується по 2-му ескізу інструментом "Местный разрез" на глибину "От точки" до контуру циліндричного черв'яка при виборі циліндричного черв'яка та оболонки циліндричного черв'яка в якості деталей (рис. 8);

3-й місцевий розріз виконується по 3-му ескізу інструментом "Местный разрез" на глибину "Через деталь" при виборі оболонки циліндричного черв'яка в якості деталі (рис. 9).

Скориставшись інструментом "Свойства ребра" змі-

нюємо властивості областей оболонки циліндричного черв'яка для відображення діляного кола і кола западин витків у відповідності до стандарту (виділяючи відповідні лінії при натиснутій клавіші "Shift") (рис. 10).

Прибираємо видимість непотрібних ліній на базовому виді (прибравши галочку навпроти "видимость" в контекстному меню (рис. 10), виділяючи непотрібні лінії при натиснутій клавіші "Shift").

Скориставшись одним із способів створення та заповнення таблиці параметрів описаних у творі науково-практичного характеру "Подання складових елементів передач у середовищі автоматизованого проектування" №68329 від 25.10.2016 року, маємо остаточний вигляд креслення циліндричного черв'яка, який наведений на рисунку 11.

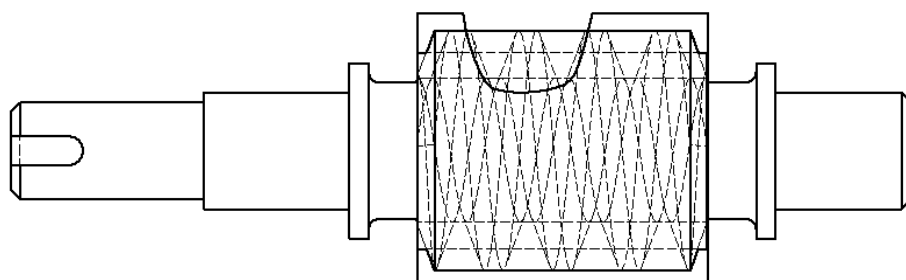


Рис. 7 – 1-й місцевий розріз, деталь – циліндричний черв'як

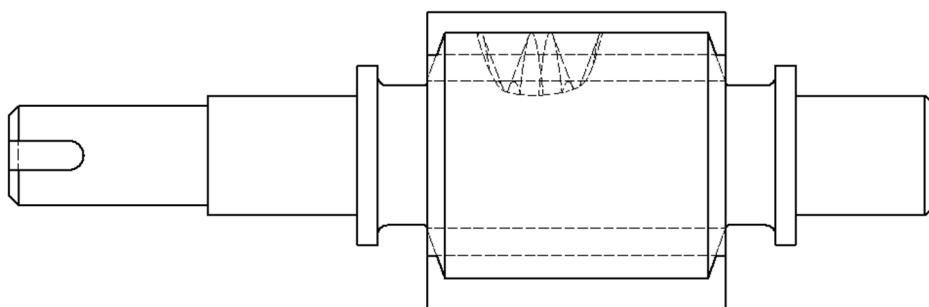


Рис. 8 – 2-й місцевий розріз, деталі – циліндричний черв'як та оболонка циліндричного черв'яка

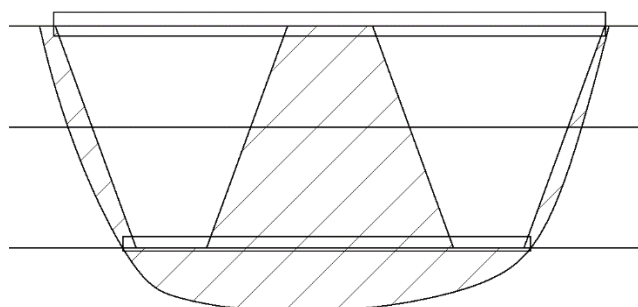


Рис. 9 – 3-й місцевий розріз, деталь – оболонка циліндричного черв'яка

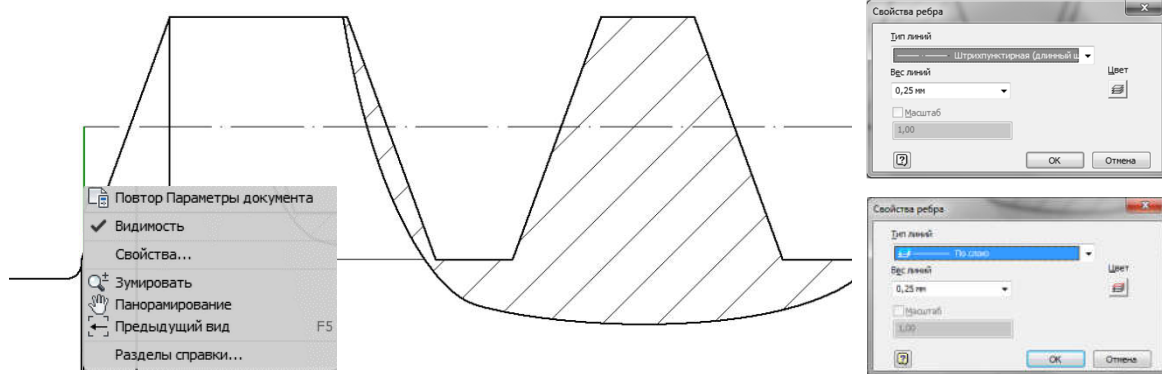


Рис. 10 – Зміна властивостей областей складальної одиниці "циліндричний черв'як в оболонці"

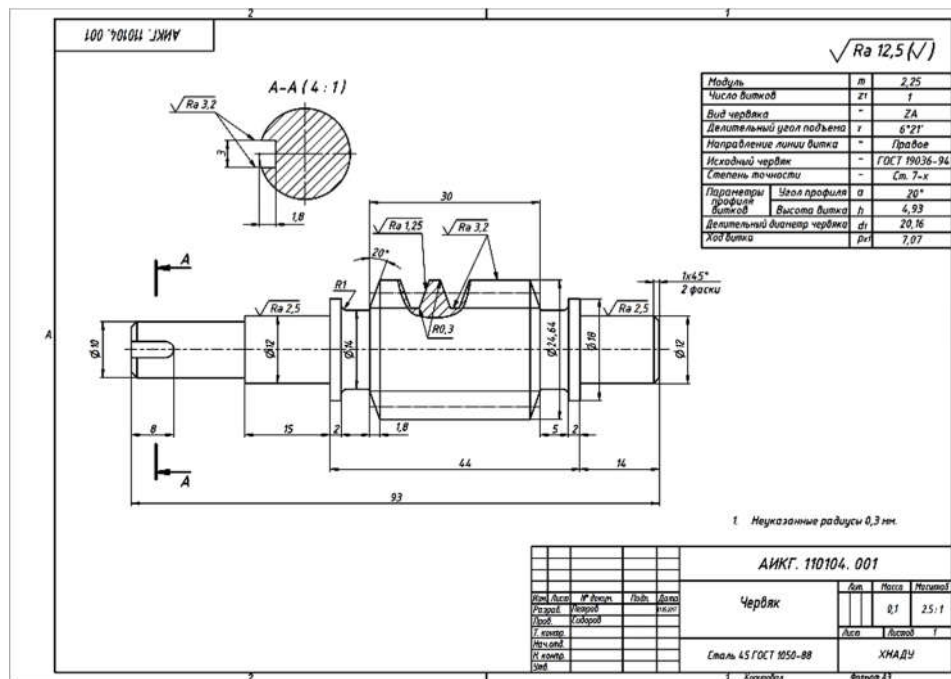


Рис. 11 – Кресленник циліндричного черв'яка

Висновки. Запропонована в роботі параметризація подання циліндричного черв'яка полегшує побудову креслеників циліндричних черв'яків у пакеті Autodesk Inventor у відповідності з ГОСТ 2.406-76.

Запропонована в роботі 3D-модель "оболонка циліндричного черв'яка" може бути використана при побудові кресленика циліндричного зубчастого колеса з довільними вихідними параметрами.

Запропонована в роботі параметризація та спосіб виконання елементів передач зачепленням в пакеті Autodesk Inventor можуть бути впроваджені в навчальний процес та застосовані в машинобудуванні для оптимізації розробки конструкторської документації на стадії проектування.

Список літератури

1. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – М. : Машиностроение, 2006.
2. Гузненков В. Н. Autodesk Inventor в курсе инженерной графики: учеб. пособие / В. Н. Гузненков, С. Г. Демидов. – М. : Горячая линия – Телеком, 2009. – 146 с.

3. Иванов С. М. АП №68329, Україна. Подання складових елементів передач у середовищі автоматизованого проектування / С. М. Иванов. – 2016.
4. Єдина система конструкторської документації. Основні положення. Довідник: – Укр. та рос. мовами / За заг. ред. В. Л. Иванова. – Львів : НТЦ "Леонорм-стандарт", 2001. – 272 с. – (Серія "Нормативна база підприємства").

References (transliterated)

1. Anurev V. Y. *Spravochnik konstruktora-mashynostroytelya* [Directory designer-mechanical engineer]. Moscow, Mashynostroye Publ., 2006.
2. Guzenkov V. N., Demydov S. G. *Autodesk Inventor v kurse ynzhe-nernoj grafyky* [Autodesk Inventor in the course of engineering graphics]. Moscow, Goryachaya lynya, Telekom Publ., 2009, 146 p.
3. Ivanov Ye. M. *Podannyya skladovykh elementiv peredach u seredovyshhi avtomatyzovannogo proektuvannya* [Submission constituents broadcasts aided design environment]. Certificate of Copyright no. 68329, 2016.
4. Ivanova V. L. *Yedyna systema konstruktorskoyi dokumentatsiyi. Osnovni polozhennyya* [Unified design documentation. Substantive provisions]. Lviv. NTCz "Leonorm-standart" Publ., (Seriya "Normativna baza pidpryemstva"), 2001, 272 p.

Надійшла (received) 05.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Параметричний підхід до побудови 3D-моделі та кресленика циліндричного черв'яка у середовищі автоматизованого проектування / С. М. Іванов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 62–66. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Параметрический подход к построению 3D-модели и чертежа цилиндрического червяка в среде автоматизированного проектирования / Е. М. Иванов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 62–66. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

A parametric approach to building 3D models and drawing of cylindrical worm in the environment of computer-aided design / E. M. Ivanov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 62–66. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Іванов Євген Мартинович – кандидат технічних наук, доцент, Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри інженерної та комп'ютерної графіки; тел.: (096) 452-09-63; e-mail: repositiv@gmail.com.

Іванов Евгений Мартынович – кандидат технических наук, доцент, Харьковский Национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры инженерной и компьютерной графики; тел.: (096) 452-09-63; e-mail: repositiv@gmail.com.

Ivanov Evgueny Martynovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkiv National Automobile and Highway University, Associate Professor at the Department of engineering and computer graphics; tel.: (096) 452-09-63; e-mail: repositiv@gmail.com.

УДК 62.001.66

И. А. ИВАХНЕНКО, Т. Н. ИВАХНЕНКО

ОБ АЛГОРИТМЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Делается попытка составить вариант алгоритма проектирования технических устройств по их назначениям в их целевых состояниях. Работа носит, в большей степени собирательный характер. В ней используются результаты работы на эту тему, опубликованные нами ранее. Одна из задач работы состоит в определении степени готовности алгоритма для его использования для практического проектирования и тех задач, которые для этого должны быть решены. К достоинствам работы мы относим достигнутую степень точности (определенности) алгоритма и задач.

Ключевые слова: алгоритм, практическое проектирование, технические устройства, целевые состояния, назначение, точность, определенность.

Робиться спроба скласти варіант алгоритму проектування технічних пристроїв за їх призначеннями в їхніх цільових станах. Робота носить в великій мірі збірний характер. У ній використовуються результати роботи на цю тему, опубліковані нами раніше. Одне із завдань роботи полягає у визначенні ступеня готовності алгоритму для його використання для практичного проектування і тих завдань, які для цього повинні бути розв'язані. До переваг роботи ми відносимо досягнутий ступінь точності (визначеності) алгоритму і завдань.

Ключові слова: алгоритм, практичне проектування, технічні пристрої, цільові стани, призначення, точність, визначеність.

An attempt has been made to compile a variant of algorithm for designing technical devices as per their designation and purposes. The work is to a great extent of collective character. It includes the results of work on this subject published by us before. One of the objectives of the work is to define the degree of readiness of the algorithm to be used for practical designing and the problems that must be solved for it. We think the merit of the work is an achieved degree of accuracy (definition) of the algorithm and problems.

Keywords: algorithm, practical designing, technical devices, designation, purposes, accuracy, definition

Введение. Данная публикация относится к разработке алгоритма [1] проектирования технических устройств (ТУ) по их назначению – по тем задачам, для решения которых они проектируются. К числу таких задач, на данном этапе работы, относятся те, которые, во-первых, могут быть описаны как состояния – глаголами или глагольными словосочетаниями, они отвечают на вопрос "что делать?" [2, 3] и, во-вторых, те из них, для которых могут быть построены "деревья" проектов ТУ [4, 5]. К числу последних относятся, в частности, такие, работа (полезное использование) которых характеризуется неизменными во времени их составными частями, положением частей относительно друг друга и другими характеристиками, как-то давлением, температурой и др. Делается попытка, используя ранее опубликованные результаты работы на эту тему, составить искомый алгоритм. Это позволит, в частности, определить – что нужно сделать ещё для его использования по назначению.

О глагольных конкретизациях. Как указывается в [3], глагольные конкретизации (ГК) существуют неза-

висимо от наших желаний. Развитие техники в значительной степени можно рассматривать как их накопление. Мы намереваемся их известное множество записать, чтобы использовать для проектирования. Для этого нужно найти структуру отдельных ГК и её особенности для организации их поиска и упорядочивания записи (накопления). Попробуем это сделать.

При описании того или иного состояния (С) мы используем, так называемые, конкретизации – ГК и конкретизации зависимыми словами (КЗС) [3]. ГК характеризуются, в частности, конкретизируемыми С. Все известные состояния могут быть описаны глаголами и соответствующими им глагольными словосочетаниями (ГСС) [2]. Число глаголов в русском языке – конечно. Мы можем конкретизировать любой выбранный нами глагол зависимыми словами или устойчивыми словосочетаниями (СС) – записать все известные варианты его КЗС. На рис.1 приводится графическая модель последовательности КЗС глагола (любого) и вновь образованного ГСС, где 1 – глагол; 2, 3 и т.д. – ГСС, полученные последовательной конкретизацией первого и друг друга зависимыми словами

© И. А. Ивахненко, Т. Н. Ивахненко, 2017

или устойчивыми словосочетаниями. Отметим, что "КЗС глагола (или ГСС)" и "КЗС состояния" в данном изложении – понятия равнозначные. ГСС бывают полные (записанные до известного конца) и неполные. Здесь главная мысль следующая – можно для всех используемых в технике глаголов составить схемы, аналогичные схеме на рис. 1, где каждому С определено место относительно друг друга.

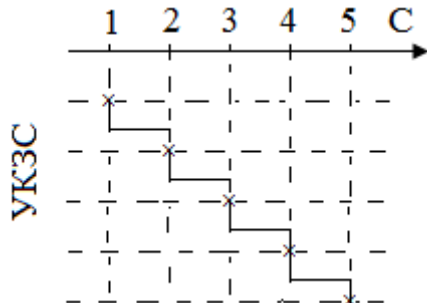


Рис. 1 – Пример последовательности КЗС глагола и вновь образованных ГСС (состояний):
УКЗС – уровни КЗС глагола; С – состояния; 1, 2, 3, 4, 5 – состояния, такие что, каждое очередное является КЗС предыдущего. Обозначения состояний на числовой оси могут ставиться в соответствии их описания, но и последние зависимые слова или устойчивые СС, последовательность которых слева направо по числовой оси вместе с главным словом – глаголом представляет собой описание обозначенного состояния

Не все обсуждаемые С имеют известную ГК на данный момент времени. Но определенная часть из них – имеет и, в ряде случаев, не одну. Их (ГК) можно записать "по адресу" конкретизируемого С. Число слов и устойчивых словосочетаний, в составе описания любого состояния, в том числе самого "длинномерного", на конкретном уровне развития техники – конечно.

Есть большое число ГК, которые отличаются друг от друга только конкретизируемыми С. Это могут быть ГК, например, (см. рис. 1) с конкретизируемыми состояниями – 2, 3 или 3 и 4 или даже 2, 3 и 4. Это объясняется тем, что предыдущие относительно очередных являются состояниями в более общем виде. Мы их будем записывать – включать в общий список, чтобы использовать для проектирования, во всяком случае, пока не будет доказана целесообразность другого.

Приведенные рассуждения стали основанием для составления п.1 правил проектирования технических устройств (ТУ), ниже именуемых "Правилами", которые приводятся в конце статьи.

Блок-схема алгоритма поиска всех известных в технике ГК приводится на рис. 2. Она может оказаться полезной для поиска в технической литературе всех известных ГК и их записи (накопления).

О планируемых условиях изготовления проектируемого ТУ. Проектируемые ТУ должны изготавливаться в определенных условиях. Ясно, что планируемые условия изготовления проектируемого ТУ(С) могут влиять на проектирование и, в конечном итоге, на его результат. Отметим, мы здесь не рассматриваем моделирование процесса изготовления (сборки) проектируемого ТУ. Но рассматриваем некоторые ограничения, обусловленные им. В том числе, влияние, например, формы и размеров помещения, в котором планируется изготовление проектируемого ТУ, влияние на его прочностные характеристики взаимодействия с "внешним миром" и др. Вопрос – как их учитывать при проектировании? Наверное, требуемое ТУ должно быть задано не только назначением, но и условиями

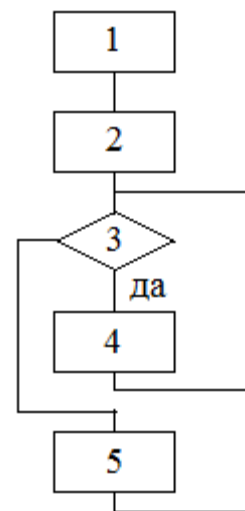


Рис. 2 – Блок-схема алгоритма поиска всех известных в технике ГК:

1 – выбор глагола; 2 – глагол объявляется конкретизируемым С искомой ГК; 3 – если для конкретизируемого искомой ГК известна хотя бы одна ранее не записанная ГК; 4 – ГК записывается; 5 – делается очередная КЗС глагола или ГСС (состояния)

изготовления. Последнее положение стало п. 2 Правил. Условия изготовления должны быть заданы конкретно. Т.е., если планируется изготавливать ТУ(С) в помещении, тогда последнее должно быть задано конкретно. Чтобы учитывать гравитационное взаимодействие ТУ с другими предметами, нужно указывать условия, определяющие его; если магнитное, тогда – его, т.е., нужно указывать чуть ли не "почтовый адрес предполагаемого места изготовления проектируемого ТУ во Вселенной, дату и время" изготовления – и это, действительно, так. Условия изготовления определяются местом изготовления и условиями "на месте". Ещё вопрос: следует ли "перебирать" все возможные варианты условий изготовления проектируемого ТУ с целью выбора, например, лучших? Ответ: смотря как ставится задача проектирования. Здесь она ставится так – заданы конкретные условия изготовления проектируемого ТУ – любые, но одни.

Условия изготовления проектируемого ТУ определяет, в частности, графическая модель (чертеж) места, где мы планируем им заниматься – полный чертеж, включающий и помещение и Землю и Луну и значимую часть Космоса. Учет условий изготовления предполагает, в частности, учитывать следующее:

1) взаимодействие предмета изготовления с другими предметами и веществом;

2) твердые предметы не могут нарушать границы бытия друг друга – на графической модели проектируемого предмета в условиях его изготовления они не должны "пересекаться".

Учитывая сложность изготовления чертежа значимой части Вселенной – условий изготовления проектируемого ТУ, его можно изготавливать приближенным, например, изображать помещение, где планируется изготовление проектируемого ТУ и указывать направление и величину результирующих сил (гравитационной и других), соответствующих обсуждаемым условиям. Вопрос: Допустим нам нужно осуществлять какое-нибудь С (заданное). Допустим, что для этого нам нужно изготовить проект ТУ в таком С. Допустим, что нам заданы условия изготовления проектируемого ТУ. Задачу проектирования с заданными условиями изготовления проектируемого ТУ мы можем решить

так: По заданному состоянию мы можем изготовить все известные конкретные деревья проектов искомого ТУ в условиях, в которых мы открыли и используем известные ГК (будем их называть нормальными условиями). Из них выберем те варианты, которые могут быть (существовать) в заданных, например, иных условиях. Подытожим написанное, мы будем проектировать, используя известные ГК для построения конкретных деревьев проектов, в нормальных условиях. А выбирать из них будем – подходящие для заданных условий изготовления проектируемого ТУ. Замечание. Условия изготовления характеризуются, в частности, местом изготовления. Последнее характеризуется его положением в Космосе. Т.е. место изготовления – конкретное место (мастерская; цех), расположенное в месте Космоса, в положении относительно него. Так вот, при проектировании в нормальных условиях, место изготовления проектируемого ТУ, без учета влияния его положения в Космосе, можно, не противореча вышеизложенному, использовать – заданное. Здесь имеются в виду его геометрические характеристики. Так и будем делать.

Условия изготовления проектируемого ТУ должны задаваться отдельно.

Влияние окружающей среды (по заданному "почтовому адресу") может быть от большого до малого. Последний случай – это, например, помещение в открытом Космосе, когда взаимодействие предметов с окружающей средой, скажем, скомпенсировано – в невесомости, с нормальными параметрами, например, воздуха – в составе какой-нибудь космической станции – этикетные лабораторные условия. Именно в таких условиях планируемого изготовления проектируемого ТУ мы и рассмотрим проектирование ниже.

О схемах отношения состояний и понятий. Ранее [4, 5] мы использовали для проектирования схемы отношения состояний, которые рисовали в системе, изображенной на рис. 3 – похожей на систему координат Декарта (принимая, что обозначения состояний на рисунках статьи действуют только в пределах одного и того же рисунка). Ниже будем использовать для указанной цели систему координат Декарта. Она приводится, в приложении для решения наших задач, на рис. 4.

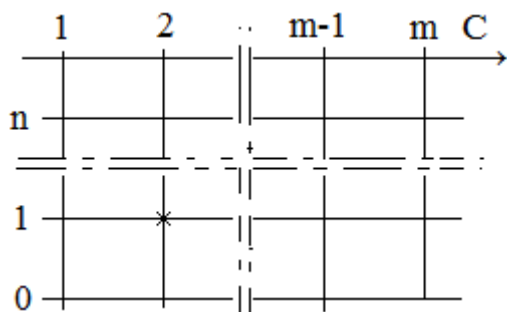


Рис. 3 – Система для построения схем отношения состояний как отдельных ГК, так и их последовательностей – "деревьев" проектов.

Здесь звездочка на поле системы определяет своим положением обозначение состояния на числовой оси и его уровень глагольной конкретизации обозначением горизонтальных отрезков системы – 2 и 1, соответственно

Попытаемся расширить возможности последней системы, использовать её для моделирования отношения не только состояний отдельных ГК или деревьев проектов [4], но и состояний, которые могут не входить в их состав, т.е., всех возможных состояний, словесными моделями которых являются глаголы и глагольные словосочетания (ГСС), отличающиеся друг от

друга уровнем КЗС, где каждое последующее получено очередной КЗС предыдущего (см рис. 1). Это мы сделаем так (см. рис. 5).

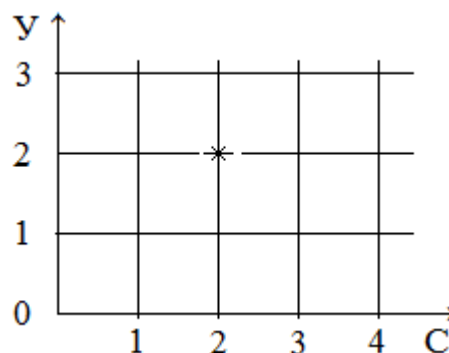


Рис. 4 – Система координат Декарта для построения схем отношения состояний как отдельных ГК, так и их последовательностей – "деревьев" проектов.

Здесь звездочка на поле системы определяет своим положением обозначение состояния на оси абсцисс и его уровень ГК (последнее относится к "деревьям") на оси ординат – 2 и 2, соответственно

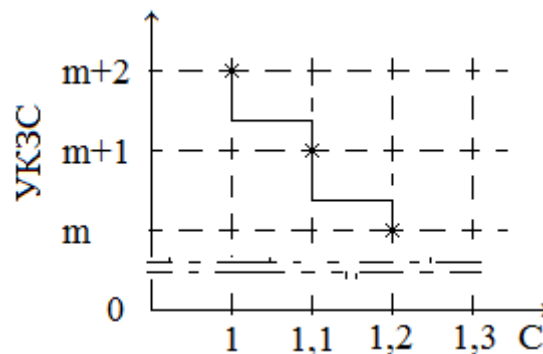


Рис. 5 – Система, полученная преобразованием системы на рис. 4, для построения схем отношения C, отличающихся друг от друга уровнем КЗС:

C – состояния; УКЗС – уровни КЗС; 1 – глагол; 1,1 и 1,2 – ГСС или последние зависимые слова или устойчивые СС, последовательность которых слева-направо по оси абсцисс вместе с главным словом – глаголом представляет собой ГСС

Целыми на оси абсцисс (оси состояний) будем обозначать только глаголы. Смешанными числами на той же оси будем обозначать C, полученные его КЗС. Они отличаются друг от друга уровнем КЗС. Последовательность КЗС одного и того же глагола (образования нового C) будем обозначать ломаной линией ("лесенкой").

Для обозначения состояний, отличающихся уровнем КЗС главного слова, будем использовать следующую систему обозначения их координат на оси абсцисс: А.Б.В.Г. ..., где А – целое число, поставленное в соответствие глаголу, образующему данное состояние. Это может быть порядковый номер глагола в их списке, например, в Словаре русского языка С.И. Ожегова (в Словаре). Б – целое число, поставленное в соответствие первому зависимому слову или устойчивому СС описания C. Это тоже может быть порядковый номер слова в Словаре. В, Г и т.д. записываются аналогично Б. Можно показать, чтобы было однозначное соответствие обозначений каждого C на поле системы и его координаты на оси абсцисс, нужно задать и выдерживать в составе каждого обозначения координаты (Б. В. Г. ...) количество мест для записи того или иного порядкового номера, предусматривая заполнение "пустых" мест нулем. Например, обозначение координаты C может быть 1523.00275. Здесь принято – 1573 и 275 – порядковые номера глагола (А) и зависимого слова (Б) в их списках, со-

ответственно. Максимальное количество знаков в обозначении первого зависимого слова ГСС здесь принято – 5.

Ниже, кроме схем отношения состояний – "деревьев" проектов, отдельных ГК и состояний, образованных последовательной КЗС одних и тех же глаголов, мы будем использовать схемы отношения понятий, словесными моделями которых не являются ни глаголы, ни ГСС, но являются отдельные слова или СС с одним и тем же главным словом, отличающиеся уровнем его конкретизации зависимыми словами. См., например, рис. 6.

В схеме на рис. 6 выполнено преобразование по п. 5 Правил.

О простых состояниях. Как отмечалось [4], их главный признак – для них нет известных ГК. При обсуждаемом проектировании мы используем описания простых состояний (C_0) в общем виде и их конкретизацию зависимыми словами (КЗС) в нормальных условиях в заданном месте изготовления.

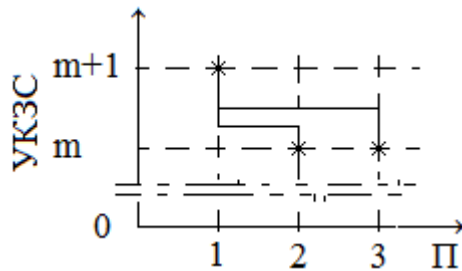


Рис. 6 – Пример схемы отношения понятий: на оси абсцисс обозначаются понятия (П) (не глаголы и не ГСС); на оси ординат – уровни КЗС главного слова П; горизонтальные отрезки в составе лесенок между звездочками на поле системы координат обозначают два варианта последовательности КЗС; 1 – предметы; 2 – предмет А и предмет Б; 3 – предмет А, предмет Б и предмет В. На рисунке обозначениям понятий на числовой оси могут ставиться в соответствие их описания, но и последние зависимые слова или устойчивые СС, последовательность которых слева – направо по оси абсцисс вместе с главным словом представляет собой описание обозначенного понятия

Думается, что простые состояния обозначаются (описываются) глагольными СС с главным словом – только глаголом "размещать". ГСС с таким глаголом – его КЗС могут быть от самых общих (размещать предмет) до конкретных. В подтверждение написанного заметим, ведь любое как угодно сложное ТУ представляет собой определенное множество простых предметов. И чтобы знать конструкцию такого ТУ, достаточно знать – какие это простые предметы и как они размещены друг относительно друга. К самым общим C_0 , которые мы будем использовать, относятся простые состояния двух типов:

- Размещать
предмет А
в месте
для изготовления
ТУ
проектируемого (1)
- или
- размещать
предмет А
относительно
предмета Б
в месте
для изготовления
ТУ
проектируемого (2)

Хотя, заметим, в одном и том же месте изготовления С (2) и С (1) равнозначны при условии размещения там же предмета Б:

$$CC(2) = CC(1) \quad (3)$$

Буквы в обозначениях предметов могут быть любыми. Введём обозначение для упрощения записи – МИ – место для изготовления проектируемого ТУ. Из (1) и (2) получим:

$$\begin{array}{l} \text{размещать} \\ \text{предмет А} \\ \text{в МИ} \end{array} \quad (4)$$

$$\begin{array}{l} \text{размещать} \\ \text{предмет А} \\ \text{относительно} \\ \text{предмета Б} \\ \text{в МИ} \end{array} \quad (5)$$

КЗС понятий "предмет А" равно как "предмет Б" должны включать информацию, полностью их определяющую, в частности, достаточную для изготовления их графических моделей. Пока что будем думать, что предмет, указанный в C_0 , должен быть простым.

Попробуем найти (вспомнить) несколько ГК. Будем это делать, следуя предписаниям блок-схемы на рис. 2.

Блок 1: выбираем (например) глагол "скреплять".

Блок 2: считаем его конкретизируемым состоянием искомой ГК.

Блок 3: нам не известна ГК для выбранного конкретизируемого.

Блок 5: делаем очередную КЗС конкретизируемого искомой ГК, т.е., глагола "скреплять". Знаем, скреплять можно отдельные предметы (разные), а можно части одного предмета. Выбираем первое. Изобразим его на схеме на рис. 7, а.

Блок 3: следуя предписанию п. 5 Правил, решаем – нам не известна ГК для выбранного конкретизируемого.

Блок 5: делаем очередную КЗС конкретизируемого искомой ГК, т.е., глагольного СС "скреплять предметы". Сделаем это так: предметы бывают: предмет А и предмет Б; предмет А, предмет Б и предмет В; предмет А, предмет Б, предмет В и предмет Г и др. Приведенное отношение понятий изобразим в виде схемы отношения понятий на рис. 7, б. Подставим варианты КЗС понятия "предметы" в схему на рис. 7, а, получим схему отношения состояний на рис. 7, в. Вспомним [4], горизонтальные отрезки на схеме, связанные с одним конкретизируемым, обозначают известные варианты его конкретизации.

Из приведенных на схеме вариантов С выбираем для дальнейшего рассмотрения вариант с С 1.2:

Скреплять
предметы
предмет А
предмет Б.

Сократим по п.5 Правил СС

предметы
предмет А
предмет Б

до СС

предмет А
предмет Б

получим СС "скреплять предмет А и предмет Б". Запись последнего ГСС "в строчку" выполнена для её компактности.

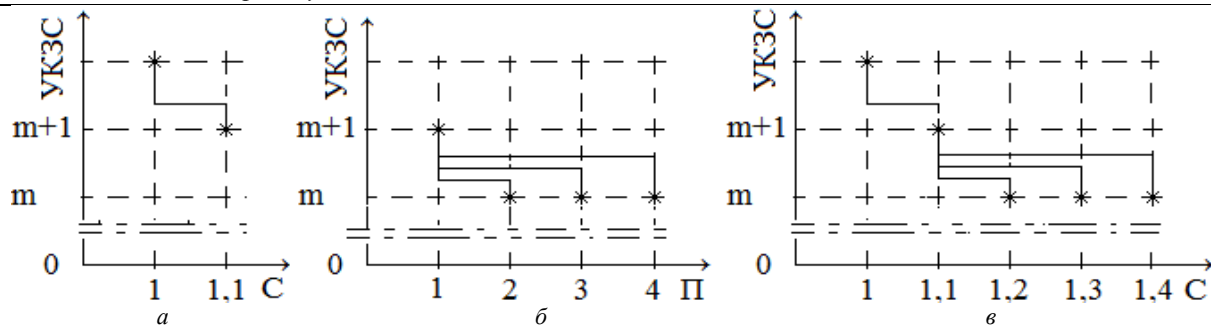


Рис. 7 – Схемы отношения состояний и понятий:

На рис. "а" и "в" схемы отношения состояний, отличающиеся уровнем КЗС одного и того же главного слова: 1 – скреплять; 1.1 – скреплять предметы; 1.2 – скреплять предмет А и предмет Б; 1.3 – скреплять предмет А, предмет Б и предмет В; 1.4 – скреплять предмет А, предмет Б, предмет В и предмет Г

На рис. "б" схема отношения понятий: 1 – предметы; 2 – предметы: предмет А и предмет Б; 3 – предметы: предмет А, предмет Б и предмет В; 4 – предметы: предмет А, предмет Б, предмет В и предмет Г. Здесь П и С описаны их полными описаниями в отличие от описания последними зависимыми словами

Блок 3: нам известна ГК для выбранного конкретизируемого.

Блок 4: известную ГК представим схемой отношения её состояний на рис. 8.

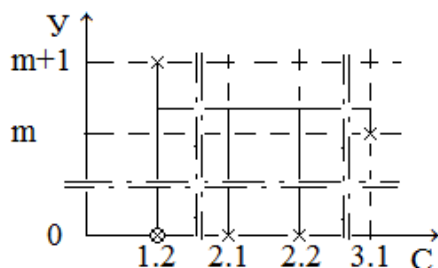


Рис. 8 – Схема отношения состояний ГК:

1.2 – скреплять предмет А и предмет Б; 2.1 – размещать предмет А в МИ; 2.2 – размещать предмет Б в МИ; 3.1 – образовывать скрепление

Схема на рисунке читается так: С 1.2 является результатом осуществления подходящих вариантов состояний 2.1, 2.2 и 3.1. Подходящих – осуществлением которых имеет место быть признак 1.2. Состояния 2.1 и 2.2 – словесные модели простых состояний в общем виде. С3.1 – составное С.

Аналогично найдем другую ГК.

Блок 1: выбираем глагол "образовывать".

Блок 2: считаем его конкретизируемым состоянием искомой ГК.

Блок 3: нам не известна ГК для выбранного конкретизируемого.

Блок 5: делаем очередную КЗС конкретизируемого искомой ГК, т.е., глагола "образовывать". Известно, что образовывать можно большое число предметов (ТУ), в том числе и наше "скрепление". Выбираем последнее. Получаем искомое КЗС "образовывать скрепление".

Блок 3: нам известно большое число ГК с таким конкретизируемым. Пропустим все действия по блоку 3 в направлении "да" и продолжим их по блоку 3 в направлении "нет".

Блок 5: делаем очередную КЗС конкретизируемого искомой ГК (образовывать скрепление). Сделаем это так: запишем все известные нам КЗС понятия "скрепление" [скрепление – скрепленные части чего-нибудь (Словарь)]. Представим их (КЗС) в виде схемы на рис. 9.

Отношение понятий на рис. 9, можно представить (в сокращенном виде), аналогично как на рис. 6, схемой на рис. 10.

Выбираем для дальнейшего проектирования КЗС понятия "скрепление", с предельной глубиной конкре-

тизации на рис. 9. Подставим выбранную КЗС в КЗС глагола "образовывать скрепление", получим новый вариант КЗС названного глагола:

Образовывать
скрепление
предмета А
предмета Б
сварное
трубное
стандартное

(6)

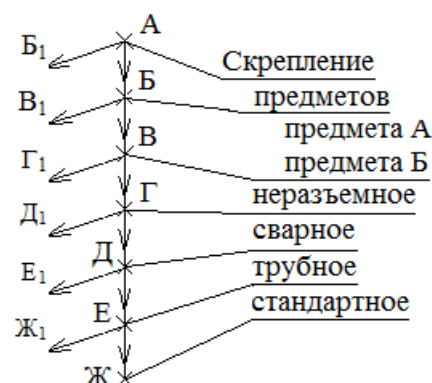


Рис. 9 – Схема последовательной КЗС понятия "скрепление". На схеме точки А, Б, В, Г, ...Ж обозначают уровни (изменение глубины) последовательной конкретизации понятия; стрелки на отрезках между ними указывают направление конкретизации; стрелки АБ₁, БВ₁ и другие аналогичные указывают на другие известные варианты последовательной конкретизации; каждой точке на отрезке АЖ соответствует весь текст СС над полочкой точки Ж. Например, точке В соответствует СС: "скрепление предмета А и предмета Б" (слово "предметы" здесь сокращено по п. 5 Правил)

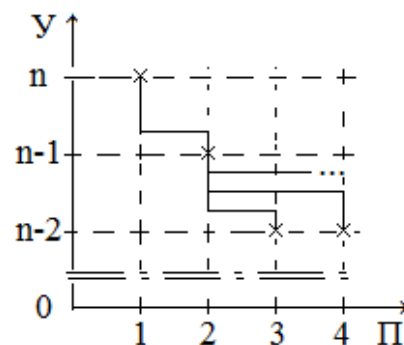


Рис. 10 – Схема отношения понятий (не глаголов):

1 – скрепление; 2 – скрепление предметов; 3 – скрепление предмета А и предмета Б; 4 – скрепление предмета А, предмета Б и предмета В (слово "предметов" здесь сокращено по п. 5 Правил)

Блок 3: для данного варианта С нам известна, например, ГК, которую мы приводим на рис. 11. Здесь и ниже мы отказываемся от обозначения С смешанными числами в пользу их обозначения целыми числами для простоты представления материала.

На рисунке С 3 – словесная модель простого состояния в общем виде.

Аналогично рассуждая найдем известную ГК С2 на последнем рисунке и изобразим его схемой на рис. 12. Здесь состояния 3 и 4 – словесные модели простых состояний в общем виде.

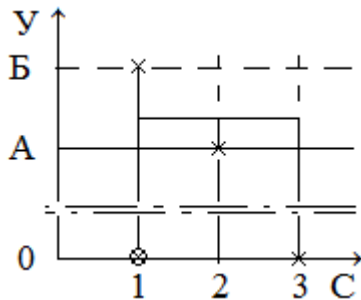


Рис. 11 – Схема отношения состояний ГК:

1 – образовывать скрепление предмета А и предмета Б сварное, трубное, стандартное; 2 – образовывать место стандартное для стандартного наполнителя; 3 – размещать стандартный наполнитель

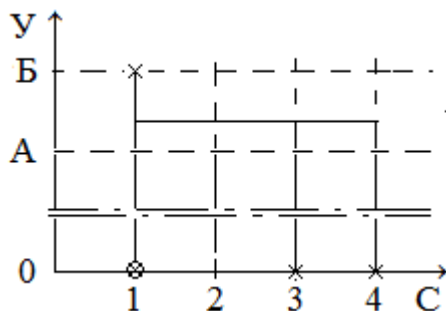


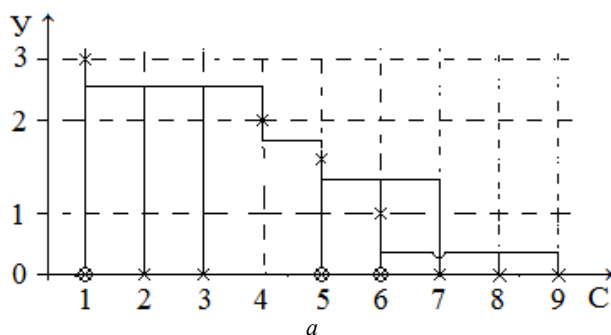
Рис. 12 – Схема отношения состояний ГК:

1 – образовывать место стандартное для стандартного наполнителя; 3 – размещать предмет А в МИ; 4 – размещать предмет Б в МИ

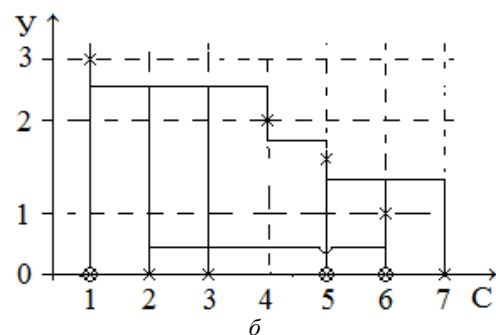
О построении дерева проекта в общем виде. Вспомним, обсуждаемое проектирование – построение дерева проекта, заканчивается простыми состояниями в общем виде. Свойства последних приводятся выше.

Изготовим проект какого-нибудь простого (низкого уровня ГК) ТУ. "Заготовки" для этого мы только что "изготовили", но рассчитываем, что, если бы были полные списки известных С и ГК, мы бы обошлись без "заготовок".

1. Сначала выберем нужное нам состояние, которое мы бы хотели осуществлять с помощью какого-нибудь ТУ – назначение искомого ТУ и условия его изготовления (по п. 2 Правил). Пусть это будут, первое –



а



б

Рис. 13 – Два варианта дерева проекта ТУ в С 1:

а – дерево проекта в общем виде; б – один из возможных вариантов дерева проекта в общем виде.

Значения обозначений см. в табличном виде (табл. 1)

"скреплять предмет А и предмет Б", а условия изготовления – принятые нами и описанные в п. 2 статьи, условия – достаточно большое помещение, нормальная среда в нём, невесомость.

2. Найдем для него известную ГК. Пусть это будет ГК на рис. 8. В данной ГК в числе конкретизирующих состояний одно составное – С 3.1 – "образовывать скрепление".

3. Ищем для последнего состояния и его известных КЗС известные ГК. В числе найденных будет ГК на рис. 11. Ниже рассматриваем вариант проектирования с её использованием.

4. В ГК на рис. 11 одно конкретизирующее – составное состояние 2 – "образовывать место стандартное для стандартного наполнителя".

5. Ищем для последнего состояния и его известных КЗС известные ГК. В числе найденных будет ГК на рис. 12. Ниже рассматриваем вариант проектирования с её использованием.

6. Подставим последнюю ГК в ГК на рис. 11 (совместим одинаковые конкретизируемое первой и конкретизирующее второй), результат аналогичным способом подставим в ГК на рис. 8. Получим "дерево" проекта на рис. 13, а. Замечание. Выше мы приняли, что обозначения состояний и переменных в их составе действуют только в пределах одного и того же рисунка и, соответственно, одной и той же ГК. Используя описания известных ГК в составе дерева проекта, мы должны, во-первых, изменить их численные обозначения и, во-вторых, буквы в составе обозначений переменных, что мы и сделали на указанном рисунке.

Сделаем два замечания относительно последнего рисунка. Замечание первое. При выполнении КЗС С4 "образовывать скрепление" в С 5 "образовывать скрепление предмета А и предмета Б сварное, трубное, стандартное" мы выполнили последовательную КЗС (6). Но на нашем последнем рисунке она пошагово не отображена.

Замечание второе. При переборе вариантов предметов в разных ГК мы обязательно "наткнемся" на случай, когда предметы, обозначенные буквами А, В и Д будут одними и теми же равно как, будут одними и теми же предметы, обозначенные буквами Б, Г и Е на рис. 13, а. В этом случае схема на этом рисунке может быть преобразована в схему на рис. 13, б.

Смотрим последнюю схему. Она читается так: размещением в МИ в подходящем положении подходящих предмета А и предмета Б – когда этим образуется подходящее стандартное место для размещения в нем стандартного наполнителя и размещением в нем (в месте) последнего (подходящего) – когда этим образуется скрепление предмета А и предмета Б сварное, трубное, стандартное, осуществляется искомое С "образовывать скрепление". Подходящим размещением предмета А и

Таблица 1 – Значение переменных на рис. 13

	Номера рисунков				Словесные модели состояний
	8	11	12	13	
Обозначения состояний	1.2			1	скреплять предметы А и Б
	2.1			2	размещать предмет А в МИ
	2.2			3	размещать предмет Б относительно предмета А в МИ
	3.1			4	образовывать скрепление
		1		5	образовывать скрепление предметов В и Г сварное, трубное, стандартное
		2	1	6	образовывать место стандартное для наполнителя стандартного сварочного шва
		3		7	размещать наполнитель стандартный в месте для него стандартном стандартного сварочного шва в МИ
			3	8	размещать предмет Д в МИ
			4	9	размещать предмет Е относительно предмета Д в МИ

предмета Б в МИ и образованием скрепления, при наличии признаков С1 "скреплять предметы А и Б", осуществляется С1 "скреплять предмет А и предмет Б". В состав словесных моделей состояний 1, 2 и 3 на схеме на рис. 13, б входят обозначения понятий "предмет А" и "предмет Б". Их обозначения состоят из двух частей – из слова и буквы. Этим мы отмечаем, что "предметы А и Б", относятся к одному и тому же множеству – множеству предметов. Они могут отличаться друг от друга конструктивно, но, обязательно – занимаемым местом в пространстве.

О деревьях конкретных проектов ТУ. "Деревья" проектов начинаются (каждое) "корнем" (назначением) и заканчиваются простыми состояниями. Последние бывают от простых состояний в общем виде, до конкретных. Соответственно, "деревья" проектов могут быть в разной степени в общем виде и конкретными. Нас интересуют конкретные проекты (проекты конкретных ТУ). Как из одних получать другие? Простым состоянием в наиболее общем виде является, как показано в п. 4, состояние (1) [см. (3)]. Его общность определяется общностью понятия "место изготовления проектируемого ТУ" (МИ), его положением в нем а также общностью понятия "предмет". Как конкретизировать до конкретного понятие МИ? В данной статье для определения изложения материала МИ мы выбрали в составе УИ и описали в п. 2. Это – достаточно большое помещение на космической станции. Как указывается в п. 2, УИ и, соответственно, МИ должны задаваться для проектирования отдельно и, ясно, в полном объеме. О возможных вариантах положения предметов в МИ – ниже. Обратимся к общности, обусловленной понятием "предмет". Рассмотрим известные варианты КЗС понятия "предмет". Будем различать предметы – простые и составные. Простыми будем называть такие, которые не являются результатом скрепления других предметов. А составными – те, которые – являются. Ниже рассматриваем простые предметы. Последние будем разделять на цельные и образованные скреплением их частей. Будем рассматривать цельные предметы. Последние бывают – для скрепления с другими предметами (трубы, трубная арматура и др.) и не предназначенные для такого скрепления (счетные палочки, игральные кости, спички). Ниже рассматриваем предметы, предназначенные для скрепления с другими предметами, причем, своими частями – местами для такого скрепления. Вообще, количество наименований предметов ограничено. Они приводятся в словарях, в справочниках и в другой литературе. Здесь мы рассматриваем только известные наименования предметов. Но, наверное, каждое наименование обозначает множество одноименных предметов (например, труба, сантехнические тройник, уголок, муфта).

Варианты одноименных предметов обычно бывают известные и возможные. В данной статье мы считаем, что возможные варианты одноименных предметов включают в свой

состав все их известные варианты. Относительно возможности определения всех возможных вариантов одноименных предметов отметим следующее – нам представляется такая возможность осуществимой. Здесь мы ограничимся допущением справедливости последнего. Вспомним, что одному и тому же предмету могут соответствовать разные названия (обозначения). Они могут отличаться степенью обобщения – быть от наиболее общих до конкретных. К ним могут относиться "изделия трубного производства", "штампованные изделия", "токарные ...", "слесарные ...", "прокат" и др. Изделиями трубного производства называют, в частности, трубы, прокатом называют тавры, двутавры и др. Приведенную последовательность конкретизации понятия "предмет" изобразим на рис. 14.

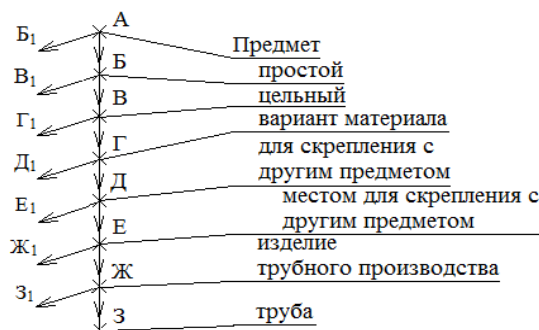


Рис. 14 – Схема последовательной конкретизации понятия "предмет" (рисунок читается аналогично рис. 9)

Преобразуем СС на рис. 14. Следуя указаниям п. 6 Правил, получим СС вида

труба
цельная
вариант материала
для скрепления с другим предметом
местом для скрепления с другим предметом (7)

Аналогично рассмотрим возможные варианты КЗС понятия "труба". В Словаре слово труба определяется следующим образом – "длинный пустотелый предмет, обычно круглого сечения (для провода чего-нибудь). Водосточная труба. Дымовая труба. Трубы газопровода".

Как известно, трубы бывают разные. Они отличаются, в частности, назначением. Наряду с "проводом чего-нибудь", их используют в качестве опор, основных деталей подъемных кранов и многого другого. Ниже будем рассматривать трубы для провода чего-нибудь. Последние отличаются, в частности, способом их изготовления. Бывают, например, цельнотянутые, сварные, литые. Ниже рассматриваем первые – цельнотянутые. Как известно, они могут быть изготовлены из разных материалов. Для дальнейших рассуждений выбираем любой из них и называем его "вариант материала". Трубы бывают для скрепления с другими предме-

тами, а бывают – нет. Выбираем первые. Такие трубы бывают с вариантами группы мест для их скрепления с другими предметами. Причем, таких мест в каждом варианте группы на одной трубе может быть от одного до определенного множества. Варианты группы мест для скрепления трубы с другими предметами могут отличаться друг от друга формой мест и их положением на трубе. Выбираем для дальнейшего рассмотрения вариант с одним местом для скрепления с другим предметом. Трубы бывают разной формы, в том числе из-за места скрепления в их составе, и разных размеров. Подставим результаты приведенной конкретизации в СС (4). С учетом п. 13 Правил, получим СС на рис. 15.



Рис. 15 – Схема последовательной конкретизации понятия "труба" (рисунок читается аналогично рис. 9)

Преобразуем последнее СС. Известен вариант конкретизации признака "цельная" в контексте СС на рис. 15:

цельная
цельнотянутая

между главным и зависимым словами – односторонняя равнозначность: "цельная" <= "цельнотянутая". По п. 6 Правил, они в составе СС на рис. 15 должны быть сокращены в пользу более конкретного второго. Сравним два признака в составе КЗС на рис. 15 – "К" и "Л" в контексте СС на рисунке – "местом для скрепления с другим предметом" и "вариант формы". Второй признак в указанном контексте обозначает один (любой) из всех возможных вариантов формы трубы, в том числе, вариант с первым признаком. Т.е., первый признак входит в состав второго. Следовательно, в соответствии с п. 10 Правил, первый признак должны быть сокращен в пользу второго. С учетом изложенного, объединив равнозначные признаки, из СС на рис. 15, получим:

труба
цельнотянутая
вариант материала
для скрепления с другим предметом
для провода чего-нибудь
вариант формы
вариант размеров (8)

Вернем в последнюю КЗС понятие "предмет" и изобразим полученное СС на рис. 16. На рис. 16 каждый крестик может обозначать множество "лесенок" – таких что: а) он входит в их состав; б) они начинаются главным словом при $\Pi = 1$ и в) каждая из них заканчивается последним известным в её контексте зависимым словом или устойчивым СС. Каждая лесенка, составлен-

ная до конца, соответствует одному известному конкретному варианту описания понятия и, следовательно, простого состояния в общем виде. Из написанного следует. Чтобы тот или иной вариант дерева проекта ТУ в разной степени общем виде преобразовать в один из известных вариантов дерева проекта конкретного ТУ (вариант конкретного дерева проекта), достаточно:

- а) для каждого простого состояния в общем виде первого дерева найти одноименный крестик (крестик а) на полной схеме КЗС понятия "предмет";
- б) для каждого крестика а выбрать по одной, включающей его, "лесенке";
- в) для каждой выбранной лесенки а составить соответствующее ей описание конкретного простого состояния;
- г) каждое описание простого состояния в общем виде первого дерева заменить соответствующим ему описанием конкретного простого состояния, в том числе, подставить значения переменных.

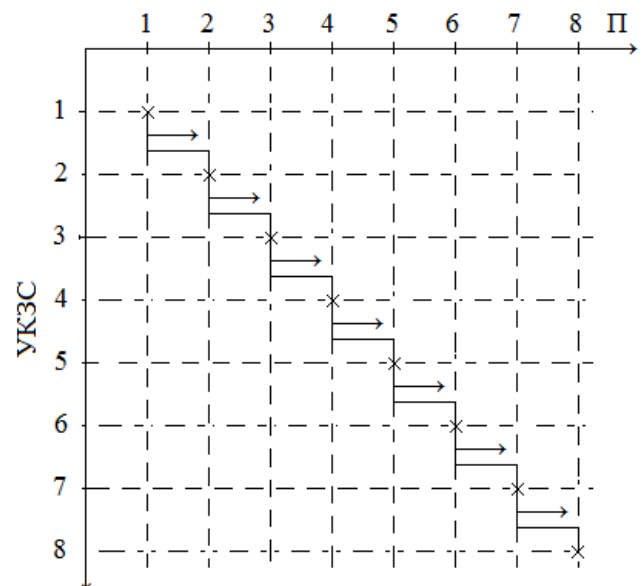


Рис. 16 – Схема КЗС понятия "предмет": УКЗС – уровни КЗС понятия "предмет"; Π – понятия. Крестики в квадранте системы координат (СК) обозначают последние зависимые слова или устойчивые СС, последовательность которых слева – направо по оси абсцисс вместе с главным словом представляет собой описание соответствующего понятия. Они же, соответственно, обозначают понятия и уровни их КЗС. Стрелки под крестиками обозначают известное множество вариантов КЗС, обозначенных ими, понятий: 1 – предмет, 2 – труба, 3 – цельнотянутая, 4 – вариант материала, 5 – для скрепления с другим предметом, 6 – для провода чего-нибудь, 7 – вариант формы, 8 – вариант размеров

Замечание. Здесь уместно вспомнить "волшебные слова" – "подходящий"; "подходяще" и другие (отличающиеся друг от друга окончаниями), которые следует читать в описаниях простых состояний дерева проекта "между строк". Предположить, что наши конкретные простые состояния, "вдруг", окажутся "подходящими" для составления собой проектируемого ТУ – нельзя. Подходящие нужно суметь найти, и мы это попытаемся сделать ниже.

Отметим следующее. Выше мы рассмотрели вопрос о переходе от C_0 – простых состояний в (разной степени) общем виде к C_k – конкретным простым состояниям – полностью определенным. У нас всё получилось с одним замечанием. Простое состояние (1), характеризующееся предметом, который размещается, местом, где он размещается (МИ) и положением, которое он занимает в нём. Здесь, в контексте данного пункта, место

размещения предмета определяется, согласно вышеизложенному, планируемыми условиями изготовления проектируемого ТУ, которые задаются отдельно. И мы их задали – место изготовления – помещение станции. А вот положение конкретного предмета относительно помещения станции (или других конкретных предметов проектируемого ТУ) мы в данном пункте не задаем. Следовательно, C_k – недостаточно конкретно – не хватает определения положения предмета в условиях изготовления проектируемого ТУ. C_k конкретно с точностью до указания положения простого предмета в МИ (ниже будем писать – "с точностью до положения"). Как быть с "положением" предметов в C_k разберемся ниже.

Об алгоритме проектирования ТУ по его назначению. Продолжим рассмотрение алгоритма проектирования ТУ (ниже будем его называть алгоритмом). Рассмотрим его с того момента, когда мы получили дерево проекта ТУ в C_1 на рис. 13, а. Представим его задачами, которые должны быть решены далее.

1. Должны быть выполнены: а) проверка схемы проекта на наличие условных простых состояний; и б) если последние имеются, должно быть выполнено преобразование дерева по п. 3 Правил.

2. Дерево проекта в общем виде по п.1 должно быть преобразовано во множество всех возможных конкретных (с точностью до положения) деревьев проектов (без указания положения простых предметов в МИ).

3. Для каждого конкретного дерева должны быть изготовлены численные модели трёхмерных графических моделей (ниже именуемые чертежами) конкретных простых предметов во всех вариантах их положения друг относительно друга и заданного МИ в нем, в том числе, в вариантах "х". Здесь и ниже таким вариантом называется такое положение одинаковых предметов в пространстве, когда они занимают одну и ту же его часть, т.е., являются одним и тем же предметом.

4. Для каждого варианта чертежа по п. 3 должна быть выполнена проверка:

- бытия признака размещения предметов проектируемого ТУ в МИ;
- выполнения признаков геометрической отдельности простых предметов относительно друг друга и предметов МИ (кроме предметов в положении, соответствующем варианту "х");
- бытия признаков подходящего размещения относительно друг друга конкретных простых предметов.

5. Варианты проекта, прошедшие проверку по п. 4, должны быть записаны.

6. Варианты проекта по п. 5 должны быть проверены на другие условия существования проектируемого ТУ в заданных УИ, в том числе, на выполнение условий статического равновесия (прочности), химической совместности простых предметов в УИ.

7. Варианты, "прошедшие" проверку по п. 6, должны быть выбраны (записаны), как варианты проекта искомого ТУ.

Рассмотрим решение перечисленных задач алгоритма на примере их решения для дерева проекта на рис. 13, б в принятых условиях изготовления проектируемого ТУ.

Задача по п. 1 алгоритма. Смотрим C_3 на рис. 13, б – размещать предмет Б относительно предмета А в МИ. Это условное состояние. Условием его существования является бытие предмета Б. В нашем случае, должно быть C_2 . C_2 есть в дереве проекта. Следовательно, по п. 3 Правил, C_3 должно быть преобразовано к виду – размещать предмет Б в МИ, т.е., к виду, аналогичному

C_2 . Смотрим C_7 – размещать наполнитель стандартный в месте для него стандартного сварочного шва в МИ. Это условное состояние. Условием его бытия является бытие стандартного места для стандартного наполнителя стандартного сварочного шва. Т.е., должен быть признак C_6 . И он есть в дереве проекта. Следовательно, C_7 должно быть преобразовано к виду "размещать наполнитель стандартный стандартного сварочного шва в МИ", т.е., к виду, аналогичному виду C_2 . С учетом выполненных преобразований, рис. 13, б может быть преобразован к виду на рис. 17. Далее решение задач алгоритма рассматриваем относительно дерева проекта на последнем рисунке.

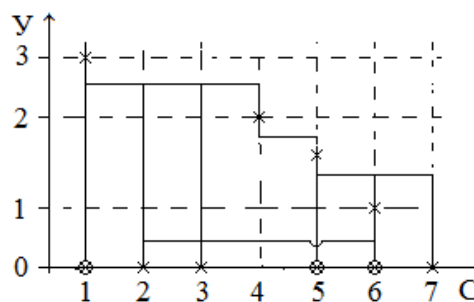


Рис. 17 – Вариант дерева проекта ТУ в C_1 на рис. 13, б после его преобразования по п. 8.1 алгоритма:

- 1 – скреплять предмет А и предмет Б; 2 – размещать предмет А в МИ; 3 – размещать предмет Б в МИ; 4 – образовывать скрепление; 5 – образовывать скрепление предметов А и Б сварное, трубное, стандартное; 6 – образовывать место стандартное для наполнителя стандартного; 7 – размещать наполнитель стандартный в МИ

Задача по п. 2 алгоритма. Первый вариант конкретного дерева проекта может быть получен, как описано в п. 7 статьи. Каждый очередной вариант конкретного дерева проекта может быть получен заменой одного значения переменной предыдущего варианта конкретного дерева его очередным вариантом значения (очередной "лесенкой"). Вариант конкретного дерева с точностью до положения является правильным, если он отличается от каждого другого хотя бы одним значением хотя бы одной переменной.

Задача по п. 3 алгоритма. Для каждого конкретного дерева проекта должны быть изготовлены чертежи всех конкретных простых предметов во всех вариантах их положения друг относительно друга и заданного МИ в нем. Разделим эту задачу на составляющие – как изготовить чертеж:

- а) одного (любого) конкретного предмета дерева проекта в конкретном C_0 (C_k) с точностью до положения;
- б) всех конкретных предметов дерева в одном (любом) варианте их положения друг относительно друга (варианта положения конкретных предметов дерева друг относительно друга) и заданного МИ в нем и, наконец,
- в) всех конкретных предметов дерева во всех (последовательно) возможных вариантах их положения (включая вариант "х") друг относительно друга и МИ в нем.

Рассуждаем, как решить первую задачу. Для этого будем использовать множество описаний всех известных конкретных простых предметов. Последние должны включать все возможные "лесенки" – варианты КЗС понятия "предмет" каждая в объеме, достаточном для изготовления описанного собой конкретного предмета, в том числе, для изготовления его чертежа. Далее. Чтобы изготовить чертеж конкретного предмета в конкретном простом состоянии, делаем следующее. Смотрим, например, конкретный вариант простого C_2 на рис. 17 – "размещать предмет А в МИ". Многовариан-

тность простого состояния такого вида (такой степени общности) определяется, в частности, многовариантностью понятия "предмет". Задаем систему координат (СК). Выбираем в множестве описаний конкретных простых состояний любую "лесенку" данных, включающую понятие "предмет" – любой конкретный вариант предмета и делаем его чертеж в СК в любом положении, следуя указаниям его описания. СК с чертежом предмета присваиваем обозначение "СК2". Понятно, что чертеж конкретного предмета в конкретном варианте СЗ делается аналогично. СК с чертежом последнего предмета присваиваем обозначение "СК3". Для изготовления чертежа конкретного предмета в конкретном варианте С7 мы также будем использовать упомянутое множество описаний и вариант "лесенки", включающий понятие "наполнитель стандартный стандартного сварочного шва". Обсуждаемый чертеж может быть изготовлен аналогично, как чертежи конкретных предметов в конкретных вариантах С2 и С3. СК с чертежом последнего предмета присваиваем обозначение "СК7".

Рассуждаем как решить вторую задачу – как изготовить чертеж всех конкретных предметов дерева (группы конкретных предметов) в одном (любом) варианте положения предметов относительно друг–друга и места изготовления проектируемого ТУ в нем – варианта положения конкретных предметов дерева друг относительно друга и МИ в нем. Задача решается так. Изготавливается чертеж места изготовления проектируемого ТУ в его СК. СК обозначим СКМ. Все СК с чертежами конкретных предметов и места изготовления ТУ (в примере это СК2, СК3, СК7 и С КМ) размещаются в СК проектируемого ТУ – в сборочной (составной) СК в любом положении друг относительно друга. Относительно нашего примера, последнюю СК можно обозначить СК1.

Рассуждаем как решить третью задачу – как изготовить сборочный чертеж всех конкретных предметов дерева и места изготовления ТУ во всех (поочередно) возможных вариантах их положения друг относительно друга, включая варианты "х". Относительно используемого примера задача решается так. Все СК с чертежами конкретных предметов и места изготовления проектируемого ТУ размещаются в сборочной (в составной) СК (СК1) во всех возможных вариантах положения друг относительно друга.

Задача по п. 4 алгоритма. Для каждого варианта сборочного чертежа по п. 3 должна быть выполнена проверка выполнения признака геометрической отдельности конкретных предметов дерева с учетом особенности вариантов "х" и места предполагаемого изготовления проектируемого ТУ, проверка бытия признака размещения предметов проектируемого ТУ в МИ и признаков подходящего размещения всех конкретных простых предметов друг относительно друга. Задачу решаем так. На проверке бытия признаков геометрической отдельности предметов с учетом варианта "х", и размещения предметов проектируемого ТУ в МИ останавливаться не будем, так как это представляется сравнительно простым. Сморим признаки "подходящего" размещения всех конкретных простых предметов друг относительно друга. В используемом примере всего 3 признака существования (бытия) всех конкретных простых состояний. – признаки 1, 5 и 6. Смотрим, в направлении "снизу – вверх". Признак 6 – "образовывать место стандартное ...". Как определить факт его бытия? – Смотрим сборочный чертеж. Если на нем есть чертежи предметов в состояниях 2 и 3, тогда, если на сборочном чертеже есть часть, включающая чертежи этих предметов – иде-

нтичная хотя бы одному чертежу известного места стандартного скрепления сварочного, тогда признак 6 есть.

Смотрим признак 5 – "образовывать скрепление предметов А и Б сварочное, трубное, стандартное". Смотрим сборочный чертеж. Если на нем есть чертеж предмета в состоянии 7, тогда, если имеет место быть признак 6, тогда, если есть часть чертежа, включающая чертежи предметов в состояниях 2, 3 и 7 – идентичная известному стандартному сварочному трубному скреплению, тогда признак 5 есть.

Смотрим признак 1 – "скреплять предметы А и Б". [Скреплять – прочно соединять; соединять – из многого делать единое (Словарь)]. Смотрим сборочный чертеж. Если на чертеже есть предметы в состояниях 2, 3 и 7, тогда, если есть признаки 5 и 6, тогда, если чертежи ТУ(С2) и ТУ(С3) образуют собой чертёж единого предмета, тогда признак 1 (в геометрической части) есть.

Задача по п. 6. Варианты проекта, прошедшие проверку по п. 8.5, должны быть проверены на другие условия существования проектируемого ТУ в заданных УИ, в том числе, на выполнение условий статического равновесия (прочности) конкретных простых предметов ТУ и их химической совместности в УИ. О бытии первого из названных признаков – ниже.

"Просто" о вышеизложенном. В основе проектирования, которое мы обсуждаем, лежит составление и использование схем отношения состояний. Состояния, которые мы использовали в схемах, обладают известным свойством – они осуществляются (имеют место быть) одновременно – и конкретизируемые и конкретизирующие. Они соответствуют условию: делать А это значит – подходящим образом делать Б. Здесь Б может обозначать множество состояний $\{B_1, B_2, \dots, B_k, \dots, B_k\}$, где k – не слишком большое целое число. Аналогично, может быть отношение: делать В; это значит – делать В и т.д. Отношение состояний, определенное той или иной схемой – деревом проекта должно быть в заданных (известных) условиях изготовления проектируемого ТУ. Последнее устанавливается на последней стадии проектирования – проверке бытия проектируемого ТУ в УИ.

Пример 1. Пусть "делать А" будет – "изображать букву А". Условия изготовления ТУ (конструктивного объекта [1]) те же – помещение на космической станции, невесомость, в помещении воздух при нормальных параметрах – температуре, давлении. Тогда B_1 и B_2 в нормальных условиях в МИ (в помещении), могут быть: размещать палку а; размещать палку б относительно палки а в подходящем положении. Палка (Словарь) – срезанный тонкий ствол или толстая ветка дерева без сучков, а также предмет такой формы. Изобразим их известное отношение на рис. 18.

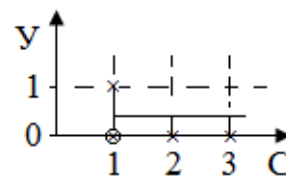


Рис.18 – Схема отношения состояний:
1 – изображать букву А, 2 – размещать палку а в МИ; 3 – размещать палку б относительно палки а в подходящем положении в МИ

Преобразуем схему на последнем рисунке. Решим задачу по п. 1 алгоритма (выполним п. 3 Правил) – преобразуем условное состояние 3 в безусловные, так как видим, что на данной схеме его условия выполняются. Получим схему на рис. 19. "Подходящие" варианты простых состояний 2 и 3 дадут все возможные вариан-

нты изображения в МИ буквы Л. Замечание. На рис. 19 приводится дерево проекта в общем виде. Для переменных "палка а" и "палка б" не приводится полная "лесенка" КЗС. Это сделано для упрощения изложения и понимания примера.

Пример 2. На рис. 20 схематически изображено известное ТУ в состоянии "скреплять предметы А и Б". Условия предполагаемого изготовления проектируемого ТУ – те же.

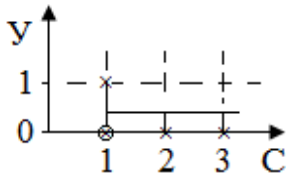


Рис. 19 – Схема отношения состояний:

1 – изображать на доске букву Л; 2 – размещать палку а в МИ, 3 – размещать палку б в МИ

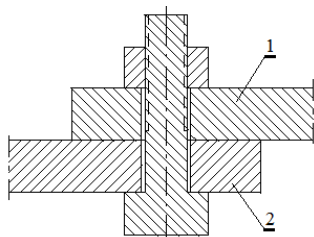


Рис. 20 – Схематическое изображение известного ТУ в состоянии "скреплять предметы А и Б":

1 – часть предмета А; 2 – часть предмета Б

Для данного ТУ в названном состоянии в нормальных условиях известно дерево проекта, оно приводится на рис. 21.

Преобразуем схему на последнем рисунке: Решим задачи по п. 1 алгоритма – выполним п. 3 Правил. Получим вариант схемы на рис. 22.

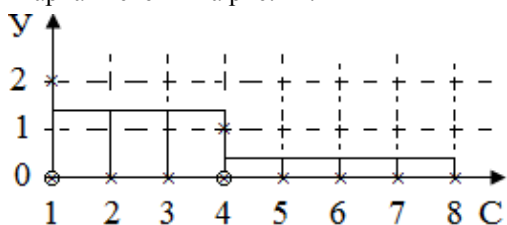


Рис. 21 – Вариант дерева (схемы) проекта ТУ(С1), схематически изображенного на рис. 20:

1 – скреплять предметы А и Б, 2 – размещать предмет А в МИ; 3 – размещать предмет Б относительно предмета А в подходящем положении в МИ, 4 – образовывать скрепление, 5 – размещать болт А относительно предмета В в подходящем положении в МИ; 6 – размещать гайку А относительно болта А в подходящем положении в МИ; 7 – размещать предмет В в МИ; 8 – размещать предмет Г относительно предмета В в подходящем положении в МИ

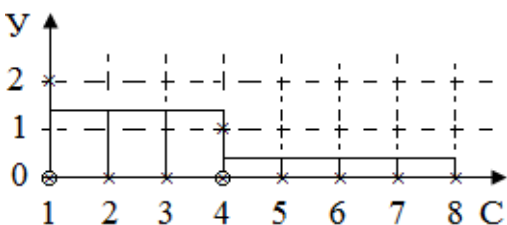


Рис. 22 – Вариант дерева (схемы) проекта ТУ(С1), схематически изображенного на рис. 20:

1 – скреплять предметы А и Б, 2 – размещать предмет А в МИ, 3 – размещать предмет Б в МИ, 4 – образовывать скрепление, 5 – размещать болт в МИ, 6 – размещать гайку в МИ, 7 – размещать предмет В в МИ, 8 – размещать предмет Г в МИ

На схеме видно: осуществлением подходящих простых состояний 2, 3, 5, 6, 7 и 8 в МИ осуществляется

состояние 1 там же. Напомним – подходящими простыми состояниями являются такие, когда имеют место быть их признаки в УИ.

Мы рассмотрели способ проектирования ТУ по их назначению в заданных условиях его изготовления. Последние мы учитывали только частично – в объеме мест изготовления проектируемых ТУ. Полученные результаты позволяют надеяться, что существует возможность предложенным проектированием изготовить численные модели графических моделей всех возможных вариантов ТУ в определенных выше состояниях.

Теперь рассмотрим вопросы прочности проектируемого ТУ – выполнения условия статического равновесия проектируемого ТУ в УИ. Как известно, последняя определяется прочностью предметов, составляющих ТУ – его частей (деталей) и состоянием тех из них, которые её обеспечивают (инициируют; создают; обуславливают) в заданных УИ. Например, прочность ТУ на рис. 20 определяет, при прочих равных условиях, момент "затяжки" гайки. Все возможные ТУ можно разделить на две группы: а) прочность ТУ обеспечивается только прочностью их составных частей и б) прочность ТУ обеспечивается как прочностью деталей ТУ так и состоянием специальных деталей в их составе, предназначенных для её (прочности) создания (гаек, заклепок и др.). В первом случае мы можем определить прочность спроектированного нами ТУ соответствующим "расчетом на прочность". Во втором случае, чтобы это сделать, нам нужно задать для спроектированного ТУ характеристики его спец. предметов – моменты затяжки гаек и др.

Правила проектирования. Ниже приводятся, составленные нами, правила проектирования ТУ (Правила).

1. Множество всех известных ГК составляется так: составляется список всех известных глаголов в форме ответа на вопрос "что делать?". Для каждого глагола составляются все известные его КЗС (состояния). Для состояний, для которых известны ГК, составляется полное подмножество последних.

2. Проектируемое ТУ должно быть задано назначением и условиями его изготовления.

3. Словесные модели (описания) простых условных состояний в схеме (дереве) проекта должны быть преобразованы в модели простых безусловных состояний исключением из них условной части после проверки наличия в схеме проекта состояний, определяющих собой выполнение (осуществление; бытие) указанных условий. Если последних нет, в схему проекта их следует включить.

4. Если в КЗС есть слова или словосочетания, односторонне равнозначные друг другу, их следует сократить в пользу более конкретного из них с предоставлением ему места первого. Например, в словосочетании "предмет труба" слово "предмет" следует опустить, заменив его более конкретным понятием "труба" с предоставлением места первого.

5. Всякое слово и (или) словосочетание ГК или КЗС во множественном числе должно быть конкретизировано (преобразовано) в один из известных конкретных численных вариантов. Использование слов во множественном числе в описаниях состояний не допускается. КЗС не включает в свой состав глаголы.

6. Если сокращение какого-нибудь зависимого слова или зависимого СС не приводит к изменению значения словосочетания, такое сокращение является правильным.

7. В состав словосочетания должно быть включено слово или словосочетание и в том случае, если оно

отвечает на вопрос к главному слову только в контексте с другим словом данного СС.

8. Если зависимое слово является таковым относительно и главного слова некоторого СС и его зависимого слова, будем считать его зависимым относительно первого.

9. Если некоторый признак А является составляющим признака Б (входит в состав обозначенного им понятия, но не является односторонне равнозначным ему) в контексте одного и того же СС, его следует сократить в пользу более полного.

10. Для составления КЗС понятия суммированием КЗС нескольких понятий, например, понятий "предмет" и "труба" (см. СС на рис. 15), последние (КЗС) должны быть согласованы между собой (их простое сложение не допускается).

К результатам работы относится следующее. В работе приводится алгоритм проектирования ТУ по их назначению в более конкретном виде, чем это было сделано авторами в предыдущих публикациях на эту тему; определено – что нужно изготовить и, частично – как, чтобы с помощью обсуждаемого алгоритма иметь возможность проектировать ТУ, заданные их состоянием (назначением), в заданных (любых) условиях их изготовления. Нужно изготовить следующее:

1. Множество словесных моделей всех известных состояний.

2. Множество словесных моделей всех известных ГК.

3. Все возможные деревья проектов ТУ в общем виде.

4. Все деревья проектов ТУ в общем виде, полученные преобразованием всех возможных деревьев проектов ТУ в общем виде по п. 3 Правил.

5. Список всех известных конкретных простых предметов с их "лесенками" от слова "предмет" с полным объемом конкретной информации, необходимой и достаточной для определения каждого.

6. Все конкретные деревья проектов ТУ, полученные подстановкой в деревья проектов ТУ в общем виде по п.4 всех значений переменных (по п.5).

7. Множество признаков всех известных составных состояний.

8. Все подходящие (геометрически) проекты ТУ в заданном (любом) месте их изготовления.

9. Все подходящие (из условий прочности) проекты ТУ в заданных условиях их изготовления.

Список литературы

1. Марков А. А., Нагорный Н. М. Теория алгоритмов. М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы. – 1984.
2. Ивахненко И. А., Ивахненко Т. Н. Об алгоритме проектирования технических устройств // Вісник НТУ "ХПІ". – 2006. – № 30. – С. 33–42.
3. Ивахненко И. А., Ивахненко Т. Н. О накоплении глагольных конкретизаций для проектирования технических устройств // Вісник НТУ "ХПІ". – 2008. – № 39. – С. 105–114.
4. Ивахненко И. А., Ивахненко Т. Н. Варианты состояния технических устройств и их отношение // Вісник НТУ "ХПІ". – 2013. – № 57. – С. 19–30.
5. Ивахненко И. А., Ивахненко Т. Н. Об автоматизации проектирования технических устройств // Вісник НТУ "ХПІ". – 2014. – № 53. – С. 41–49.

References (transliterated)

1. Markov A. A., Nagornyy N. M. *Teoriya algorifmov*. [Theory of algorithms]. Moscow, Nauka, 1984, 448 p.
2. Ivakhnenko I. A., Ivakhnenko T. N. Ob algoritme proektirovaniya tehniceskikh ustrojstv [On the algorithm for designing technical devices]. *Visnyk NTU "KhPI"*, 2006, no 30, pp. 33–42.
3. Ivakhnenko I. A., Ivakhnenko T. N. O nakoplenii glagol'nyh konkretizacij dlja proektirovaniya tehniceskikh ustrojstv [On the accumulation of verb concretizations for the design of technical devices]. *Visnyk NTU "KhPI"*, 2008, no 39, pp. 105–114.
4. Ivakhnenko I. A., Ivakhnenko T. N. Varianty sostojanija tehniceskikh ustrojstv i ih otnoshenie [Variants of the state of technical devices and their relation]. *Visnyk NTU "KhPI"*, 2013, no 57, pp. 19–30.
5. Ivakhnenko I. A., Ivakhnenko T. N. Ob avtomatizacii proektirovaniya tehniceskikh ustrojstv [On the automation of the design of technical devices.]. *Visnyk NTU "KhPI"*, 2014, no 53, pp. 41–49.

Поступила (received) 31.05.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Про алгоритм проектування технічних пристроїв / І. О. Ивахненко, Т. М. Ивахненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 66–77. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Об алгоритме проектирования технических устройств / И. А. Ивахненко, Т. Н. Ивахненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 66–77. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

About Algorithm for designing technical devices / I. A. Ivakhnenko, T. N. Ivakhnenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 66–77. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ивахненко Игорь Александрович – кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри атомних електростанцій; тел.: (050) 495-25-98; e-mail: ariel-rme@mail.ua.

Ивахненко Игорь Александрович – кандидат технических наук, доцент, Одесский национальный политехнический университет, доцент кафедры атомных электростанций; тел.: (050) 495-25-98; e-mail: ariel-rme@mail.ua.

Ivakhnenko Igor – candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Odessa National Polytechnic University, Associate Professor at the Department of Nuclear Power Plants; tel.: (050) 495-25-98; e-mail: ariel-rme@mail.ua.

Ивахненко Татьяна Микитівна – асистент, Національний Університет "Одеська Морська Академія", асистент кафедри "Вища математика", тел.: (050) 392-09-48; e-mail: iva-nig@qip.ru.

Ивахненко Татьяна Никитична – Национальный Университет "Одесская морская академия", ассистент кафедры "Высшая математика"; тел.: (050) 392-09-48; e-mail: iva-nig@qip.ru.

Ivakhnenko Tatiana – National University of "Odessa Maritime Academy", assistant at the Department of Higher Mathematics; tel.: (050) 392-09-48; e-mail: iva-nig@qip.ru.

Н. Н. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОДОВ, С. А. ГАВРИЛОВ

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЬВЕНТЫМ И МОДИФИЦИРОВАННЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Пропонується метод порівняльної оцінки віброактивності зубчастих передач при проектуванні, що базується на основі аналізу форм власних коливань. При зіставленні варіантів динамічних схем використовується критерій віброактивності H_k . У вираз критерію додатково введено коефіцієнт, що характеризує відношення параметрів ударних імпульсів, що виникають у зацепленні зіставляються систем.

Ключові слова: зубчаста передача, власні форми коливань, ударний імпульс, критерій віброактивності, фланкування, профільна модифікація поверхні зуба.

Предлагается метод сравнительной оценки виброактивности зубчатых передач при проектировании, базирующийся на основе анализа форм их собственных колебаний. При сопоставлении вариантов динамических схем используется критерий виброактивности H_k . В выражение критерия дополнительно введен коэффициент, характеризующий отношение параметров ударных импульсов, возникающих в зацеплении сопоставляемых систем.

Ключевые слова: зубчатая передача, собственные формы колебаний, ударный импульс, критерий виброактивности, фланкирование, профильная модификация поверхности зуба.

Proposed method the comparative assessment of the vibratory activity of gears in the design, based on the analysis of the normal modes. When comparing the options for dynamic schemes, a criterion H_k of vibratory activity is used. In the criteria expression additionally introduced a coefficient characterizing the ratio of the parameters of shock pulses encountered in the meshing mapped systems. The calculated value of the decrease in vibroactivity in the application of flanking obtained in this paper is in good agreement with the available experimental data on the investigation of vibration and noise reduction due to flanking of the teeth.

Keywords: gearing, normal mods, shock pulse, vibration activity criterion, flanking, profile correction.

Введение. Виброактивность зубчатых передач в значительной мере определяется динамическими процессами, вызванными пересопряжением зубьев. Причинами динамических нагрузок являются периодические ударные силы, возникающие при входе зубьев в зацепление в нерасчетной точке (кромочный удар), силы, возникающие в связи с периодическим изменением числа зубьев, передающих крутящий момент, силы, обусловленные погрешностью монтажа, режимами работы и др.

В зубчатых передачах общемашиностроительного применения (7–9 степени точности по ГОСТ 1643–81) основной вклад в вибрацию вносят ударные силы, которые возникают из-за погрешностей шагов зубчатых колес и упругих деформаций зубьев. С целью уменьшения ударных сил при входе зубьев в зацепление и снижения уровня вибрации зубчатых передач применяется модификация профиля головки зуба (фланкирование) [1, 2]. Оценка эффективности такого конструкторско-технологического решения по снижению виброактивности приводных зубчатых механизмов может быть произведена на основе анализа собственных форм колебаний динамических моделей сравниваемых вариантов (с модификацией профиля головки и без модификации профиля зуба).

Актуальность задачи. Проблема улучшения виброакустических характеристик приводных зубчатых механизмов и в настоящее время достаточно стоит остро практически перед всеми производителями техники. Поэтому весьма важно на стадии проектирования зубчатых механизмов оценить целесообразность применения новых конструкторско-технологических решений зубчатых колес и выбор их параметров с целью оптимизации динамических характеристик.

Анализ состояния проблемы и литературных источников. При разработке новых конструкций зубчатых колес пониженной виброактивности, выборе их параметров с учетом динамических свойств приводного зубчатого механизма может оказаться недопустимым выделение относительно простых локальных участков динамических систем, ограниченных двумя, тремя массами, а также проектировщики могут не рас-

полагать данными о диссипативных свойствах материалов и сопряжений деталей. В таких случаях целесообразно производить оценку качества динамических систем на основе анализа их собственных форм. Особенность такого подхода заключается в том, что отношения амплитуд при резонансах практически совпадают с соответствующими собственными формами систем. В работах [3, 4] рассмотрены методы выбора рациональных параметров приводных зубчатых механизмов по критерию виброактивности зубчатых передач, основанные на анализе собственных форм колебаний динамических моделей сравниваемых вариантов конструкторско-технологических решений.

Метод базируется на критерии H_k виброактивности динамической системы. При этом предполагается, что известна область рабочего диапазона частот возбуждающих колебаний. Определяются собственные частоты исследуемых динамических систем приводных зубчатых механизмов с исходными и с усовершенствованными вариантами зубчатых колес и отношение v_y/v_n максимальных амплитудных значений ударных импульсов, возникающих в зацеплении сопоставляемых систем [3]. Далее находятся и сравниваются суммы виброускорений, определяемых по нормированным амплитудам собственных форм и собственным частотам из указанной области. Выражение для определения критерия имеет вид

$$H_k = \frac{v_y}{v_n} \cdot \frac{\sum_{\omega_j \in G} K_j |\tilde{q}_k^{(j)}| \omega_j^2}{\sum_{\omega_i \in G} K_i |\tilde{q}_k^{(i)}| \omega_i^2}, \quad (1)$$

где v_y – амплитудное значение ударного импульса усовершенствованной системы;
 v_n – амплитудное значение ударного импульса исходной системы;

$\tilde{q}_k^{i,j}$ – нормированные амплитуды k -й массы, соответствующие собственным частотам ω_i и ω_j сопоставляемых систем;

K_{ij} – весовые коэффициенты.

В работе [5] критерий H_k был применен для оценки

эффективности конструкторско-технологических решений по снижению виброактивности зубчатой передачи путем использования составного зубчатого колеса с упругим креплением и повышенной податливостью зубчатого венца.

Цель работы. Целью данной работы является проверка возможности применения критерия H_k при теоретической, на стадии проектирования, оценке динамических качеств (виброактивности) сопоставляемых конструктивных решений зубчатых передач. В качестве примера, рассматриваются зубчатая передача с обычным, эвольвентным профилем зуба и зубчатая передача с модифицированным профилем зуба (фланкирование головки зуба).

Материалы исследований. Вибрационные процессы в приводных зубчатых механизмах протекают под действием периодически повторяющихся ударных импульсов (под ударным импульсом понимается закон изменения ударной силы во времени) [6]. Эти импульсы обусловлены кромочными или срединными ударами в зубчатом зацеплении.

Параметры ударного импульса взаимодействующих зубчатых профилей определяются из зависимостей, приведенных в [6].

Амплитудное значение $F_{\max}$ ударного импульса (максимальное значение ударной силы) находится из решения трансцендентного уравнения

$$F_{\max}^2 \ln \frac{\theta \cdot F_{\max}}{2\pi \cdot b_w (\rho_1 + \rho_2) e^{0,314}} = -\frac{2\pi \cdot b_w \cdot \mu_{\text{пр}}}{\theta} V_0^2, \quad (2)$$

где b_w – ширина зубчатого венца;

$\mu_{\text{пр}} = \mu_1 \mu_2 / (\mu_1 + \mu_2)$ – приведенная масса колес зубчатой передачи;

$\mu_1 = I_1 / r_{b1}^2$, $\mu_2 = I_2 / r_{b2}^2$ – приведенные к радиусам основных окружностей массы шестерни и колеса соответственно;

I_1, I_2 – моменты инерции зубчатых колес;

r_{b1}, r_{b2} – радиусы основных окружностей колес;

$\theta = 4(1 - \nu^2)/E$ – константа материала зубчатых колес;

E – модуль упругости материала зубчатых колес;

ν – коэффициент Пуассона;

Скорость кромочного удара V_0 определяется по формуле [7]

$$V_0 = \omega_2 \sqrt{2\delta \cdot a}; \quad (3)$$

где $\delta = w_0 + \Delta t_0$ – приведенная ошибка зубьев;

w_0 – сближение по нормали неударяющейся пары зубьев в момент времени, соответствующей началу входа зуба в зацепление;

Δt_0 – превышение основного шага ведомого колеса над основным шагом ведущего; $a = \rho_2 (\rho_1 + \rho_2) / \rho_1$;

ρ_1 – радиус кривизны профиля ведущего зуба в теоретической точке начала зацепления; ρ_2 – радиус кривизны ведомого зуба в вершине.

Время действия импульса T определяется из выражения

$$T = \frac{V_0 \mu_{\text{пр}}}{F_{\max}} \left[2S_0 + \frac{S_1}{\tau} + \frac{S_2}{\tau^2} + \frac{S_3}{\tau^3} + \dots \right], \quad (4)$$

где $\tau = \frac{2\pi \cdot b_w V_0^2 \mu_{\text{пр}}}{\theta \cdot F_{\max}^2}$ – безразмерная величина;

$$S_0 = 1,571; S_1 = 1,089; S_2 = 0,031; S_3 = 0,003.$$

Оценка эффективности применения фланкирования прямозубых цилиндрических эвольвентных колёс. Данная технологическая операция, используемая при изготовлении зубчатых колес, применяется для улучшения реального процесса зацепления зубьев с целью снижения динамических нагрузок, вызванных ошибками основного шага (погрешностями изготовления) и упругой деформацией зубьев. Фланкирование представляет собой преднамеренное отклонение профиля у вершин зубьев от теоретической эвольвентной формы (рис. 1) для обеспечения плавного вхождения зубьев в зацепление и снижения динамических нагрузок.

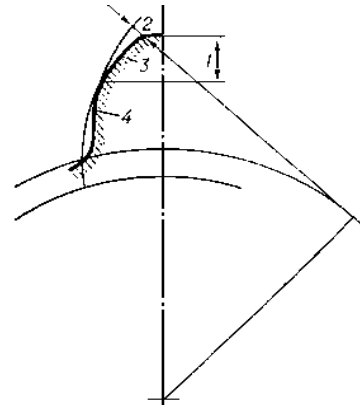


Рис. 1 – Фланкирование:

1 – высота фланкирования Δh ; 2 – глубина фланкирования, измеренная по нормали, Δb ; 3 – фланкированный участок профиля головки зуба; 4 – нефланкированный участок профиля

На эффективность фланкирования влияет не только высота $\Delta h = h^* m$, но и глубина $\Delta b = \Delta^* m$ фланка. Размеры фланка выбираются в соответствии с рекомендациями [1, 2]: $\Delta^* = 0,005 \dots 0,02$, $h^* = 0,45$.

Оценку эффективности применения фланкирования в зубчатых передачах с целью снижения их виброактивности можно осуществить по критерию (1). Учитывая, что при фланкировании инерционно-жесткостные параметры зубчатых передач практически не изменяются, соответствующие величины, стоящие в (1) под знаками сумм в числителе и знаменателе, будут равны между собой. Формула критерия виброактивности (1) в этом случае примет вид:

$$H_k^\Phi = \frac{v_y^\Phi}{v_u} = \frac{F_{\max}^\Phi}{F_{\max}}, \quad (5)$$

где $F_{\max}^\Phi$ – амплитудное значение ударного импульса фланкированной зубчатой передачи;

$F_{\max}$ – амплитудное значение ударного импульса в зубчатой передаче без модификации головки зуба.

В качестве примера произведем оценку снижения виброактивности прямозубой цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи при применении фланкирования со следующими параметрами: модуль $m = 6,5$ мм; числа зубьев шестерни $z_{\text{ш}} = 13$, ведомого колеса $z_{\text{к}} = 69$; коэффициент смещения исходного контура $x_{\text{ш}} = 0,3077$, $x_{\text{к}} = 0$; окружная сила в зацеплении $F_t = 44,15 \cdot 10^3$ Н; радиус кривизны ножки зуба шестерни $\rho_1 = 2,815 \cdot 10^{-3}$ м, радиус кривизны ножки зуба колеса $\rho_2 = 93,87 \cdot 10^{-3}$ м; параметр $a = 3,223$ м; упругая деформация зубьев под нагрузкой $w = 24 \cdot 10^{-6}$ м; приведенная масса зубчатой пары $\mu = 2,418$ кг. Для рассматриваемых зубчатых колес, изготовленных по восьмой степени точности, максимальное превышение основного шага ведомого колеса над основным шагом ведущего по ГОСТ 1643-81 $(\Delta t_0)_{\max} = 60 \cdot 10^{-6}$ м. В соответствии с (3) скорость кромочного удара $V_0 = 8,24 \cdot 10^{-2}$ м/с.

Расчеты для рассматриваемой зубчатой пары по выражениям (2), (4) дают следующие значения искомых величин:

$$F_{\max} = 4418 \text{ Н}; T = 1,454 \cdot 10^{-4} \text{ с.}$$

В соответствии с указанными выше рекомендациями глубина фланкирования Δa может колебаться в пределах:

$$\Delta b = (0,005 \dots 0,02)m = (0,0325 \dots 0,13) \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Величину глубины фланкирования выберем равной величине Δ_b наиболее вероятностной разности между наибольшим основным шагом одного зубчатого колеса и наименьшим другого. Для 8-ой степени точности $\Delta_b = 47 \cdot 10^{-6} \text{ м}$. Таким образом, для фланкированной зубчатой передачи из цельных колес максимальная приведенная ошибка зубьев δ^{Φ} будет равна

$$\delta^{\Phi} = w_0 + \Delta t_0 - \Delta b = (24 + 60 - 47) \cdot 10^{-6} = 37 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Скорость кромоного удара вычисляется по формуле (3) $V_0 = 6,355 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$.

Амплитудное значение ударной силы находится из решения трансцендентного уравнения (2) $F_{\max}^{\Phi} = 2896 \text{ Н}$. Подстановка максимальных значений амплитуд ударных импульсов для зубчатых колес с фланкированием и без модификации профиля зуба в формулу (5) дает следующее значение критерия виброактивности

$$H_k^{\Phi} = \frac{2896}{4418} = 0,66.$$

Отсюда видно, что применение фланкирования в зубчатой передаче приводит к снижению уровня виброактивности в $1/H_k^{\Phi} = 1,53$ раза.

Полученные данные хорошо согласуются с имеющимися экспериментальными данными по исследованию снижения вибрации и шума в результате фланкирования зубьев [8], которое составило около 3 дБ ($\approx 1,41$ раза).

Выводы. Предложенный метод сравнительной оценки виброактивности зубчатых передач различного конструкторско-технологического исполнения, базирующийся на основе анализа форм их собственных колебаний с учетом параметров ударных импульсов, позволяет сократить время и затраты, за счет отказа от дорогостоящих экспериментальных исследований, при разработке мероприятий по снижению виброактивности эвольвентных цилиндрических зубчатых передач общемашиностроительного применения.

Полученное в работе расчетное значение уменьшения виброактивности при применении фланкирования хорошо согласуются с имеющимися экспериментальными данными по исследованию снижения вибрации и шума в результате фланкирования зубьев.

Список литературы

1. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Косарев О. И. О теоретических основах фланкирования и профильной модификации прямозубых цилиндрических передач / Косарев О. И. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2015. – № 3. – С. 36–42.
3. Ишин Н. Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н. Н. Ишин. – Минск: Беларус. навука, 2013. – 432 с.
4. Берестнев О. В. Аналитические методы в динамике приводов / О. В. Берестнев, А. М. Гоман, Н. Н. Ишин. – Мн.: Навука і тэхніка, 1992. – 238 с.
5. Ишин Н. Н. Оценка эффективности конструкторско-технологических решений по снижению виброактивности приводных зубчатых механизмов на основе анализа собственных форм / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – М., 2016. – № 9 [678]. – С. 10–17.
6. Ишин Н. Н. Исследование ударного взаимодействия прямозубых зубчатых колес применительно к задачам вибродиагностики. Определение параметров ударного импульса в зубчатом зацеплении прямозубых цилиндрически зубчатых колес / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Весті НАН Беларусі, серія фізіка-тэхнічных навук. Мінск, 2012, № 1, с. 65–71.
7. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – Т.3 / под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
8. Tuma, J. Gearbox Noise and Vibration Prediction and Control / J. Tuma // International Journal of Acoustics and Vibration. 2009, Vol. 14, No. 2, pp. 1–11.

References (transliterated)

1. Reshetov D. N. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ, 1989. 496 p.
2. Kosarev O. I. O teoreticheskikh osnovakh flankirovaniya i profil'noy modifikatsii pryamozubykh tsilindricheskikh peredach [On the theoretical foundations of flanking and profile modification of spur gears] *Problemy mashinostroyeniya i nadezhnosti mashin*. 2015, no. 3, pp. 36–42.
3. Ishin N. N., Goman A. M., Ishin N. N. *Dinamika i vibromonitoring zubchatykh peredach* [Dynamics and vibration monitoring of gears]. Minsk, Belarus. navuka Publ, 2013. 432 p.
4. Berestnev O. V. *Analiticheskie metody v dinamike privodov* [Analytical methods in the dynamics of drives]. Minsk, Navuka i tjechnika Publ, 1992. 238 p.
5. Ishin N. N., Goman A. M., Skorokhodov A. S. *Ocenka jeffektivnosti konstruktorsko-tehnologicheskikh reshenij po snizheniju vibroaktivnosti privodnykh zubchatykh mehanizmov na osnove analiza sobstvennykh form* [Estimation of the effectiveness of design and technological solutions to reduce the vibroactivity of drive gears based on the analysis of their own forms]. *Izvestija vysshih uchebnykh zavedenij. Mashinostroyenie*. Moscow, 2016, no 9 [678], pp. 10–17.
6. Ishin N. N., Goman A. M., Skorokhodov A. S. *Issledovanie udarnogo vzaimodejstviya prjamozubykh zubchatykh koles primenitel'no k zadacham vibrodiagnostiki. Opredelenie parametrov udarnogo impul'sa v zubchatom zaceplenii prjamozubykh cilindricheskikh zubchatykh koles* [Investigation of the shock interaction of spur gears applied to problems of vibrodiagnostics. Determination of the parameters of the impact pulse in the serrated spur of spur gears]. *Vesci NAN Belarusi, seriya fizika-tjechnichnykh navuk*, Minsk, 2012, no 1, pp. 65–71.
7. Dimentberga F. M., Kolesnikova K. S. ed. *Vibracii v tehnikе* [Vibrations in technology]. Moscow, Mashinostroenie Publ, 1980. vol. 3, 544 p.
8. Tuma, J. Gearbox Noise and Vibration Prediction and Control. *International Journal of Acoustics and Vibration*. 2009. vol. 14, no. 2, pp. 1–11.

Поступила (received) 28.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Порівняльна оцінка віброактивності зубчастих передач з евольвентним і модифікованим профілем зуба на стадії проектування / М. М. Ішин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, С. О. Гаврилов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 78–81. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Сравнительная оценка виброактивности зубчатых передач с эвольвентным и модифицированным профилем зуба на стадии проектирования / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, С. А. Гаврилов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 78–81. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Comparative evaluation of vibratory activity of gears with involute and corrected profiles of the tooth at the design stage / N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov, S. A. Gavrilo // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 78–81. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Ишин Микола Миколайович – доктор технічних наук, доцент, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, директор Науково-технічного центру "Кар'єрна техніка", м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ишин Николай Николаевич – доктор технических наук, доцент, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, директор Научно-технического центра "Карьерная техника", г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ishin Nikolay Nikolaevich – Doctor of Technical Sciences, Docent, Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Director of Scientific and Technical Center of Quarry Machinery, Minsk, Belarus, tel.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Гоман Аркадій Михайлович – кандидат технічних наук, доцент, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, начальник відділу, м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Гоман Аркадий Михайлович – кандидат технических наук, доцент, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, начальник отдела, г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Goman Arkadiy Mikhailovich – Candidate of Technical Sciences, Docent, Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Head of Department, Minsk, Belarus, tel.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрій Станіславович – кандидат технічних наук, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, провідний науковий співробітник, м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрей Станиславович – кандидат технических наук, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, ведущий научный сотрудник, г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Skorokhodov Andrey Stanislavovich – Candidate of Technical Sciences, Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Leading Research Scientist, Minsk, Belarus, tel.: (8017) 284-24-48.

Гаврилов Сергій Олексійович – кандидат технічних наук, директор ПСП "Полтава-Автокомплект", м. Комсомольськ Полтавської обл., тел.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Гаврилов Сергей Алексеевич – кандидат технических наук, директор ПСП "Полтава-Автокомплект", г. Комсомольск Полтавской обл., тел.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Gavrilov Sergey Alekseevich – Candidate of Technical Sciences, Director PSP "Poltava-avtokomplekt", Komso-molsk Poltavskoj obl., tel.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

UDC (УДК) 519.2

M. KADNÁR, J. RUSNÁK, Z. TKÁČ, M. BOŠANSKÝ

TRIBOLOGICAL EXPERIMENTS IN AUTOMOBILE INDUSTRY

Конкурентоспроможне середовище змушує виробників автомобільної промисловості знижувати витрати. Виробникам, а також субпостачальникам необхідно знайти можливість для економії. У статті представлені результати лабораторних експериментів з реальними підшипниками ковзання з біметалічного сплаву, виконаними для визначення можливої заміни підшипника кочення підшипником ковзання. Важлива кореляція між результатами лабораторних експериментів з моделлю трибологічної системи і реальним вузлом цапфи може бути досягнута шляхом максимального підходу до симуляції функцій шляхом повторних умов роботи. Таким чином, дані умови експерименту є результатом моделювання конкретного вузла, а саме блоку сервоприводу рульового управління. Експерименти були виконані на випробувальній машині Tribotestor M'06.

Ключові слова: трибологія, триботестор, підшипник ковзання, підсилювач рульового управління.

Конкурентоспособная среда вынуждает производителей автомобильной промышленности снижать затраты. Производителям, а также субпоставщикам необходимо найти возможность для экономии. В статье представлены результаты лабораторных экспериментов с реальными подшипниками скольжения из биметаллического сплава, выполненными для определения возможной замены подшипника качения подшипником скольжения. Важная корреляция между результатами лабораторных экспериментов с моделью трибологической системы и реальным узлом цапфы может быть достигнута путем максимального подхода к симуляционным функциям путем повторных условий работы. Таким образом, данные условия эксперимента являются результатом моделирования конкретного узла, то есть блока сервопривода рулевого управления. Эксперименты были выполнены на испытательной машине Tribotestor M'06.

Ключевые слова: трибология, триботестор, подшипник скольжения, усилитель рулевого управления.

The competitive environment forces producers in automotive industry to decrease the costs. Producers as well as subsuppliers need to find possible savings. The paper presents results of laboratory experiments with real journal bearings made of bimetallic alloy realised to find out possible replacement of a rolling bearing by a journal bearing. The important correlation between results of laboratory experiments with a model of tribological system and the real journal node may be achieved by maximum approach of simulation features by real running conditions. Thus, the given experiment conditions result from the chosen application, i.e. steering servo unit. The experiments were realised on Tribotestor M'06 testing machine.

Keywords: tribology, tribotestor, sliding bearing, steering booster.

Introduction. Nowadays, the experimental determining of tribological features is realised via devices with different configurations. It is very common that the experiment parameters are always chosen based on the needs and demands. Each experiment is influenced by several factors, whereas the weight of factors is different and each of them is determined

to solve a partial tribological task. The data reached from the experiments have important influence for interpreting results where friction and wear are measured. The development of microtribology and nanotribology influences the parameters of experimental testing devices. There is a trend of using devices with low surface speed and loading on few Newtons. In

most situations, the real friction node is replaced by a line contact or a spot contact, however the reached friction coefficient cannot be compared with values of real journal nodes. There also exist minimum experimental devices which are able to realise an experiment with real journal node during real running conditions as they are usually used to provide durability tests. According to the simple design of existing devices, the minimum possibility of changing the parameters during the experiment may be seen as their disadvantage.

Material and Methods. Tribological experiments were performed using Tribotestor M'06 (fig. 1). This universal test device enables performing various types of tests such as limit load tests (seizing test), limit velocity tests (velocity seizing test), capacity tests for the determination of pv diagram and life (durability) tests.

The test device consists of three main parts. The test part itself is made of the drive units of samples rotational motion, vertical loading force and measuring head. Another part contains the elements of a pneumatic circuit and all of the electronic devices. The last part is a control-evaluating unit in the form of a connected desktop computer. Starting, check, control, data collection and test evaluation itself are performed on the connected computer.

Our experiment was performed through the seizing test.

The fig. 1 shows the measuring device with the detailed view on the measuring head and test sample.

The couple of bodies, creating a planar contact by rotating of the test shaft against sliding bearing, forms the sliding node. The sliding bearing marked as B10 (and B30) was moulded into the measuring head.

For the producer of a steering servo unit, the experiments with different kinds of journal bearings were elabo-

rated for the purpose of replacing a rolling bearing by a journal bearing. The reason of the purpose was an expected saving. Bimetallic bearings are made by curling bimetallic strips with different sliding materials. The active layer is represented by a sliding material which is coated on a steel base in the form of powder and is compressed by rolling. The smooth structure is considered to be the main advantage because the bearings of these materials are usable also within the critical friction. The structure of the materials is illustrated in table 1.

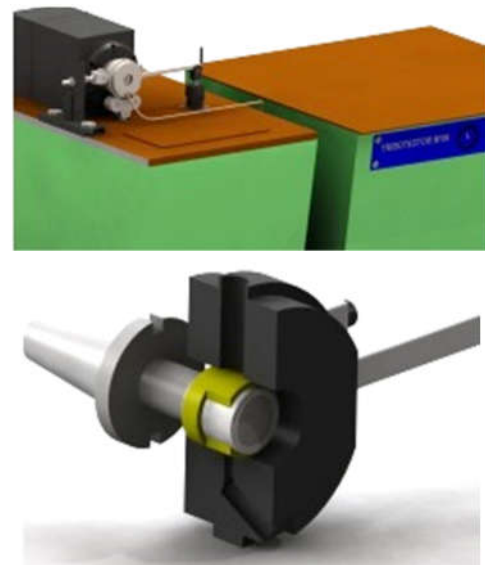


Fig. 1 – Measuring device Tribotestor M'06 and a detailed view of the measuring head and test samples

Table 1 – Chemical structure of materials (weight percentage)

Material	Cu	Pb	Sn	Zn	P	Fe	Ni	Sb	Others
B10	rest	9-11	9-11	≤0.5	≤0.1	≤0.7	≤0.5	≤0.2	≤0.5
B30	rest	26-33	≤0.5	≤0.5	≤0.1	≤0.7	≤0.5	≤0.2	≤0.5

B10 material is a metal-polymer composite material with excellent friction features also without lubrication. The required shaft roughness cannot exceed 0.4 μm , the shaft hardness must be over 200 HB. B30 is a bimetallic material with bronze alloy. The required shaft features are the same as for B10 material. The basic features of B10 and B30 materials are illustrated in table 2.

The following conditions were followed during the experiments for friction measurement:

- shaft of $\Phi 10$, cemented, hardened and edged – material ČSN 14 220 (each shaft used only for one measurement);
- bearing clearance of 0,02 mm;
- six tested samples of each materials;
- no lubrication.

Table 2 – Basic features of B10 and B30 materials

Material	Chemical structure	Tensile strength, MPa	Maximum load in static stress, MPa	Maximum load in dynamic stress, MPa	Maximum operation temperature, °C
B10	CuPb10Sn10	230-280	200	120	250
B30	CuPb30	90-107	120	40	160

Table 3 – Phases of the experiment for friction measurement

Phase	Time, s	Duration, s	Load, N	Revolutions, rpm
Sliding node stabilisation	0	20	20	2000
Measurement with constant speed	20	120	100	2000
	140	120	150	2000
	260	120	200	2000
	380	120	250	2000
Sliding node stabilisation	500	20	20	4000
Measurement with constant speed	520	120	150	4000
	640	120	150	500
Supporting measurement for checking of measuring device	760	30	100	0
	790	30	150	0
	820	30	200	0
	850	30	250	0

Based on the parameters, the complex mode of the experiment for friction measurement was determined. The mode included several partial phases which are illustrated

in Table 3. Before the experiment each sliding node was exposed by test run of 600 s with revolutions of 2000 min^{-1} and load of 150 N. The phase was considered to be a pre-

paratory phase and the reached results are not taken into consideration further. After the test run each node was stabilised, i.e. loaded by 20 N with revolutions of 2000 min^{-1} .

Consequently, the measurement with revolutions of 2000 min^{-1} was realised with load of 100 N, 150 N, 200 N and 250 N. Each measurement lasted 120 s. Before measurement with constant load each node undertook another stabilisation which lasted 20 s loaded by 20 N with revolutions of 4000 min^{-1} .

The measurement with constant load was undertaken with load of 150 N and revolution of 4000 min^{-1} or 500 min^{-1} . The both measurements lasted 120 s. The diagram of load and rotational frequency depending on time is illustrated in fig. 2.

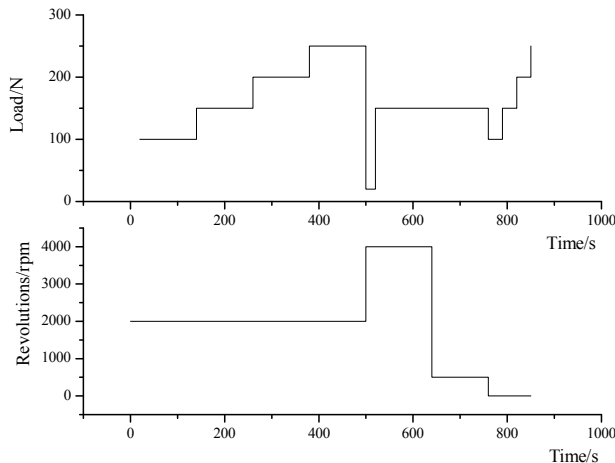


Fig. 2 – Load and rotational frequency depending on time

There are many statistical interpretations of friction measurement. For an application in tribology, the table data is used rather as additional information. The most important information is that in the unfiltered record during friction force measurement. Generally, the measured data reflects the reality in a tribological node. Further processed information in a table or a figure is only its interpretation. Thus, we have decided for a compromise, i.e. for a figure interpretation with illustrating average value of measurement and statistical interval of 95 %. The idea is supported by the fact that the total friction coefficient is not a measured value but a calculated one. At the same time, the rotational frequency was used rather than surface speed concerning the features of steering servo unit.

Results and Discussion. Within a sliding node B10 material had stable features in connection with the variable load or variable rotational frequency. No important vibrations were recorded during test run and experiments themselves. The diagram of friction coefficient within constant rotational frequency, i.e. depending on variable load is illustrated in fig. 3.

At the load of 100 N, the friction coefficient was 0,05. When decreasing the load, there were only little differences of friction coefficient. The temperature was practically the same, i.e. 42 °C. At the load of 250 N, the friction coefficient was 0,05. Thus, the sliding node of B10 material can be evaluated to be favourable. At the load of 150 N there was only a little decrease of friction coefficient.

At the rotational frequency of 500 min^{-1} the lubrication mode can be considered to be mixed. However, the friction coefficient did not exceed the limit of 0,1. During the experiment the friction coefficient ranged from 0,06 to 0,07. The diagram of friction coefficient with constant load and variable rotational frequency is illustrated in fig. 4.

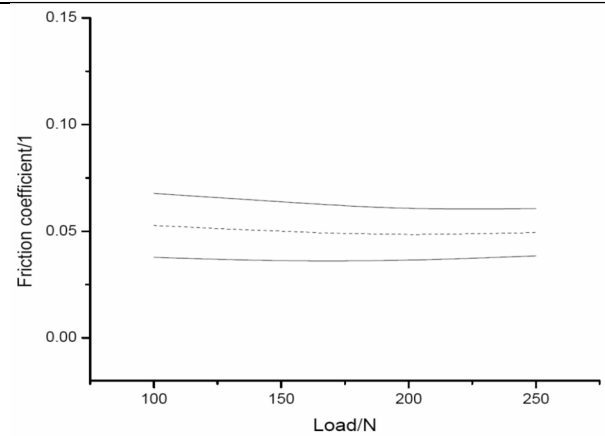


Fig. 3 – B10 material – friction coefficient depending on load

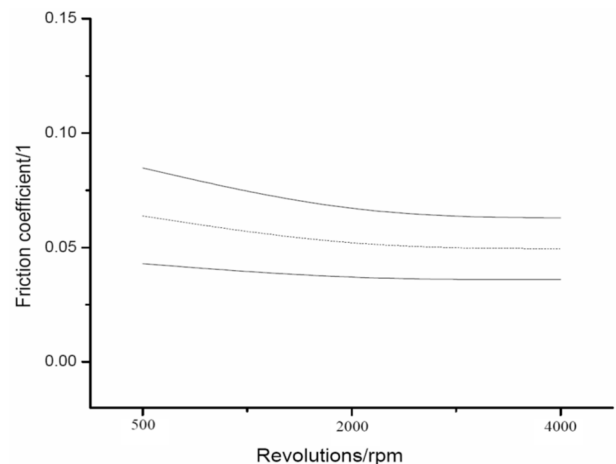


Fig. 4 – B10 material – friction coefficient depending on rotational frequency

At the frequency of 4000 min^{-1} the friction coefficient decreased to 0,05. Thus, it is possible to conclude that the sliding node of B10 material is considered to have stable features. Despite the conclusion, the bearing surface had little wear, local wear of thin film, i.e. sliding layer on a surface of the material (fig. 5).

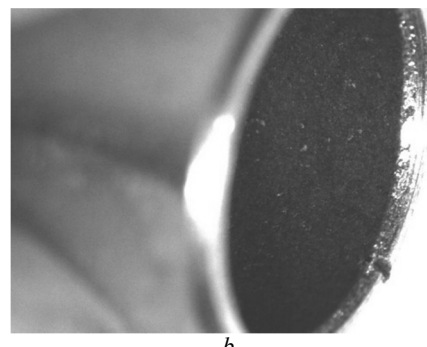
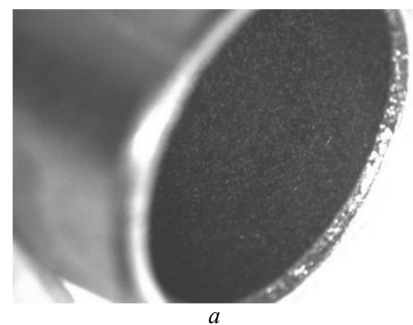


Fig. 5 – B10 material – surface before (a) and after (b) the measurement

Regarding the surface of journal bearing of B10 material, the separation of surface was recorded. In some parts there was a visible subsurface layer of sintered bronze. Based on the results the wear resistance of B10 material towards the chosen application is not sufficient. The weight loss of B10 material ranged from 9 to 14 mg (fig. 6).

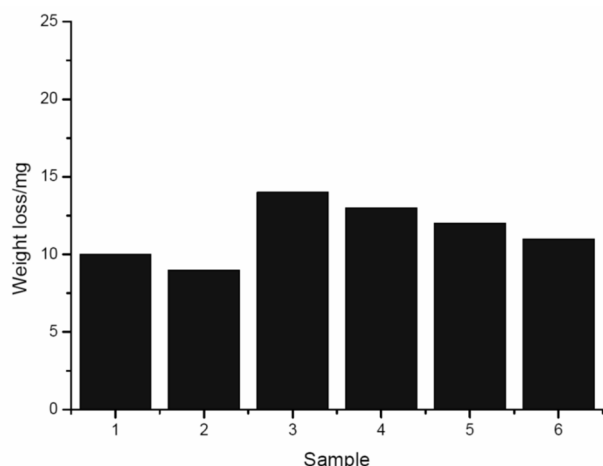


Fig. 6 – B10 material – weight loss

The test run or experiments themselves when using B30 material recorded more important vibrations. Fig. 7 illustrates the diagram of friction coefficient depending on variable load. At the load from 100 to 200 N the friction coefficient was 0,08. At the load of 250 N the friction coefficient decreased to 0,07. The temperature was not more than 43 °C.

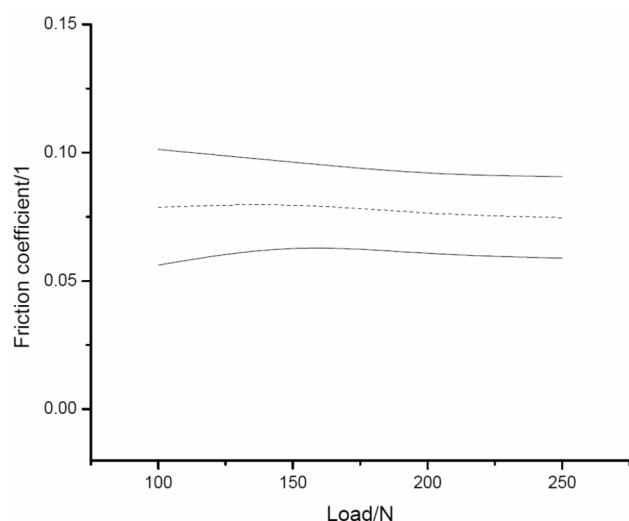


Fig. 7 – B30 material – friction coefficient depending on load

At the load of 150 N and lower frequencies the friction coefficient decreased to 0,10. It resulted from conditions in sliding node which corresponds to the area of mixed friction.

The diagram of friction coefficient with constant load and variable frequency is illustrated in Fig. 8. At the frequency of 4000 min^{-1} the friction coefficient decreased to 0,08.

According to the high value of friction coefficient the B30 material is considered to be less favourable.

The surface of sliding material had local wear (fig. 9).

The higher rate of noise and vibrations were also recorded. The sliding node had only average features regarding friction and wear and therefore the bearings after the test can be considered to be damaged. Based on the experiment results the wear resistance of B30 material is evaluated to be not sufficient.

The weight loss within B30 material ranged from 11 to 16 mg (fig. 10).

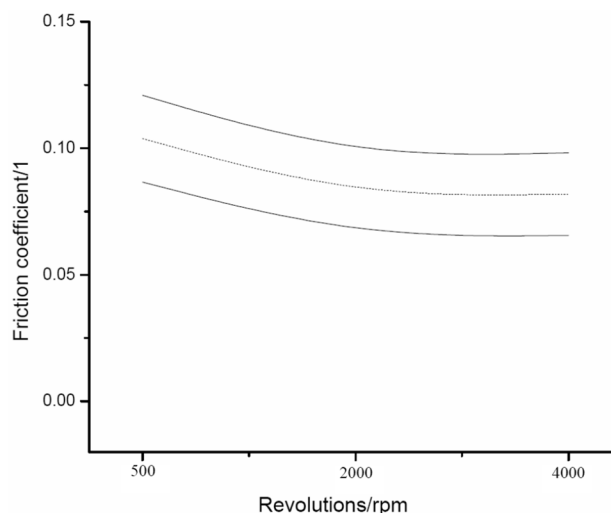


Fig. 8 – B30 material – friction coefficient depending on frequency

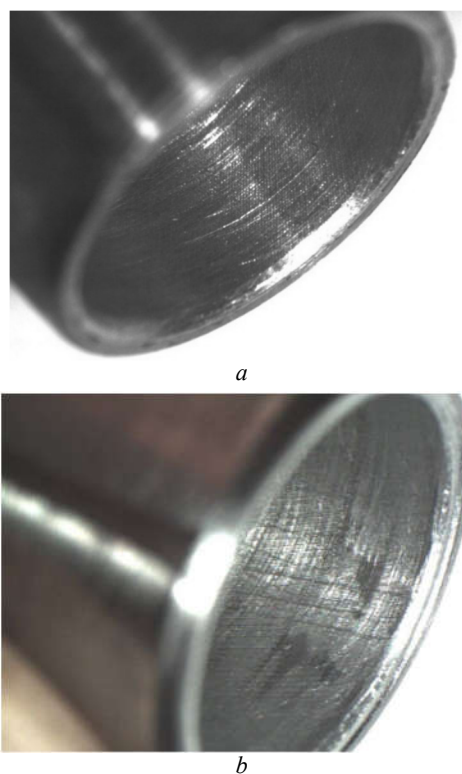


Fig. 9 – B30 material – surface before (a) and after (b) the measurement

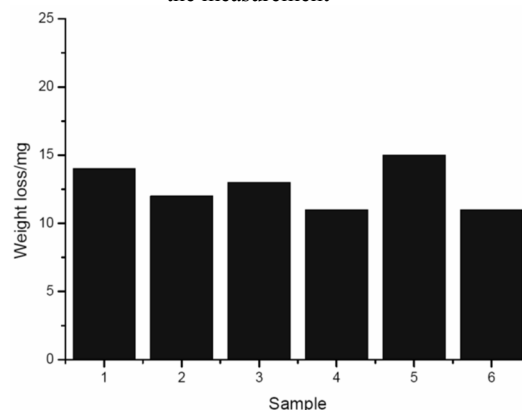


Fig. 10 – B30 material – weight loss

Conclusion. As the literature confirms, within dry friction the high values of friction coefficient were recorded. The tested bearings were stable depending on load as well as frequency. For the chosen application the tested bearings are considered not to be suitable. In the future it is possible to verify tribological features of tested bearings also within hydrodynamic friction.

Acknowledgments: the research work reported here was made possible by grant projects VEGA 1/0227/15.

References

1. *Bayer G. R.* Mechanical Wear Fundamentals and Testing / *Bayer G. R.* // New York: Marcel Dekker: 399.
2. *Bhushan B.* Introduction to Tribology / *Bhushan B.* // New York: John Wiley & Sons: 752.
3. *Kadnár M.* Selection of Sliding Node for Steering Servo Unit / *Kadnár M.* et al. // In: 50th International Scientific Conference of Departments of Machine Design. Žilina, EDIS.
4. *Kadnár M.* et al. The Design and Verification of Experimental Machine for Real Journal Bearing Testing / *Kadnár M.* et al. // *Technický vjestnik*, 18 : s. 95–98.
5. *Kučera M.* Prediction of Characteristics for Pairs of Materials in Condition of Limit Friction / *Kučera M.* // *Acta Technologica Agriculturae*, 11: s. 11–15.
6. *Kučera M.* Analysis of Friction Marks and Wear Products / *Kučera M., Pršan J.* // *Acta Technologica Agriculturae*, 11: 43–49.
7. *Kučera M.* Tribologic properties of Selected Materials / *Kučera M., Pršan J.* // *Technical Sciences*, 11: s. 228–241.
8. *Mang T.* Lubricants and Lubrication / *Mang T., Dresel W.* // New York, Wiley: 790.
9. *Žiačik A.* The Sliding Properties of the Bearings with Polymer Lining / *Žiačik A., Bronček J., Šiška V.* // In: Faculty of Mechanical Engineering, 2nd Scientific Conference. Žilina: University of Žilina: 40–44.
10. *Ünlü S. B.* Determination of Friction Coefficient in Journal Bearings / *Ünlü S. B., Atik E.* // *Materials & Design*, 28: 973–977.
11. *Ünlü S. B.* Tribological Properties of Journal Bearings Manufactured from Particle Reinforced Al Composites / *Ünlü S. B., Atik E.* // *Materials & Design*, 30: 1381–1385.

Надійшло (received) 23.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Трибологічні експерименти в автомобільній індустрії / М. Каднар, Ю. Руснак, З. Ткач, М. Бошански // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 81–85. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Трибологические эксперименты в автомобильной индустрии / М. Kadnár, J. Rusnák, Z. Tkáč, M. Bošanský // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 81–85. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Tribological experiments in automobile industry / M. Kadnár, J. Rusnák, Z. Tkáč, M. Bošanský // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 81–85. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мілан Каднар – доцент, доктор філософії, кафедра конструювання машин, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Нітра, Словаччина; тел. 0903849857; e-mail: milan.kadnar@uniag.sk.

Мілан Каднар – доцент, доктор філософії, кафедра конструювання машин, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Нітра, Словаччина; тел. 0903849857; e-mail: milan.kadnar@uniag.sk.

Milan Kadnar – Doc. Ing., associate professor CSc./PhD., Department of Machine Design, The Faculty of Engineering Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia; tel. 0903849857; e-mail: milan.kadnar@uniag.sk.

Юрій Руснак – професор, доктор філософії, кафедра конструювання машин, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Нітра, Словаччина; тел. 0910212501; e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk.

Юрий Руснак – профессор, доктор философии, кафедра конструирования машин, Технический факультет, Словацкий сельскохозяйственный университет в Нитре, Нитра, Словакия; тел. 0910212501; e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk.

Juraj Rusnák – Prof. Ing., PhD., professor CSc./PhD., Department of Machine Design, The Faculty of Engineering Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia, tel. 0910212501; e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk.

Зденко Ткач – професор, доктор філософії, кафедра транспорту та маніпуляції, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Нітра, Словаччина; 0911880199; e-mail: zdenko.tkac@uniag.sk.

Зденко Ткач – профессор, доктор философии, кафедра транспорта и манипуляции, Технический факультет, Словацкий сельскохозяйственный университет в Нитре, Нитра, Словакия; тел. 0911880199; e-mail: zdenko.tkac@uniag.sk.

Zdenko Tkáč – Prof. Ing., PhD., professor CSc./PhD., Department of Transport and Handling, The Faculty of Engineering Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia, tel. 0911880199; e-mail: zdenko.tkac@uniag.sk.

Мірослав Бошански – професор, доктор філософії, професор інституту транспортних технологій та машинобудування, факультет інженерної механіки словацького технологічного університету в Братиславі, Словаччина; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk.

Мирослав Бошански – профессор, доктор философии, профессор института транспортных технологий и машиностроения, факультет инженерной механики словацкого технологического университета в Братиславе, Словакия; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk.

Miroslav Bošanský – Prof. Ing., Ph. D., professor at The Institute of Transport Technology and Designing, Faculty of Mechanical Engineering Slovak University of Technology in Bratislava, Slovakia; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk.

Р. О. КАЙДАЛОВ

ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ

Досліджено енергетичні витрати у трансмісії колісних машин з вбудованими електричними акумуляторами, що дозволяють зменшити коливання крутного моменту й кутової швидкості на колесах, що обумовлено коливаннями сили струму й напруги на виході генератора. Оцінено додаткові витрати енергії двигуна внутрішнього згорання у механічній та електричній трансмісіях.

Ключові слова: витрати енергії, електрична трансмісія, коливання тягової сили, колісна машина.

Исследованы энергетические затраты в трансмиссии колесных машин со встроенными электрическими аккумуляторами, которые позволяют уменьшить колебания крутящего момента и угловой скорости на колесах, вызванных колебаниями силы тока и напряжения на выходе генератора. Оценены дополнительные затраты энергии двигателя внутреннего сгорания в механической и электрической трансмиссиях.

Ключевые слова: затраты энергии, электрическая трансмиссия, колебания тяговой силы, колесная машина.

The energy costs in the transmission of wheeled vehicles with built-in electric accumulators have been studied, which allow reducing fluctuations in the torque and angular velocity on the wheels caused by fluctuations in the current and voltage at the output of the generator. Estimated additional energy costs of the internal combustion engine in the mechanical and electrical transmissions. The scheme of electric transmission of a wheeled vehicle with an integrated battery is presented. Dependences of the efficiency coefficients of electric transmission and the internal combustion engine are shown for different values of the number of cylinders.

Keywords: energy costs, electric transmission, power train oscillations, wheeled vehicle.

Вступ. Колісна техніка складає основу парку засобів рухомості практично усіх об'єктів озброєння та техніки, що забезпечує тактичну і оперативну маневреність військ при виконанні ними службово-бойових завдань. Проведений аналіз тактико-технічних характеристик існуючих зразків колісних машин, що мають механічні трансмісії, свідчить про їх недостатній запас тягової сили, низькі показники динамічності та маневреності.

Використання механічної трансмісії з тепловим двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ), якому притаманні наступні властивості: низький коефіцієнт корисної дії (ККД); значний час на підготовку до руху; демаскуючий звук; високу нерівномірність крутного моменту, що призводить до непродуктивних додаткових витрат енергії на рух, показує на важливість модернізації приводу ведучих коліс, саме для військової колісної техніки [1]. Альтернативою використання механічної трансмісії для існуючих колісних машин – електрична трансмісія, що набуває популярність в останні роки, особливо для гібридних автомобілів [2]. Основна причина доцільності використання технології електричного приводу ведучих коліс – нові характеристики і якості, які може набути колісна машина, особливо при військовій експлуатації.

Застосування електричної трансмісії дозволяє отримати значну кількість переваг перед механічними трансмісіями, а саме: збільшення ККД, покращення динаміки розгону, наявність додаткового запасу потужності, підвищення надійності, забезпечення скритного (безшумного) режиму руху у тому числі й знизити додаткові витрати на рух колісних машин, що викликані нерівномірністю дії крутного моменту у ДВЗ [3].

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Визначенню впливу нерівномірності крутного моменту ДВЗ на показники динамічності й енергетичні втрати автомобіля присвячені роботи [4–8].

У роботі [4] визначено, що додаткові втрати енергії ΔW двигуна на рух автомобіля, які викликані коливаннями тягової сили на колесах, визначаються наступною залежністю:

$$\Delta W = \frac{A_{P_k}}{\pi} \cdot S, \quad (1)$$

де A_{P_k} – амплітуда коливань тягової сили;
 S – пробіг автомобіля.

При сталому русі автомобіля у випадку використання гібридного електромеханічного приводу [8] вказані вище додаткові витрати енергії можуть бути визначені як

$$\Delta W = \frac{K_1}{2\pi} \sum P_0 \cdot S \left(1 - \frac{M_{ed} \cdot n}{r_d \cdot \sum P_0} \right), \quad (2)$$

де K_1 – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту ДВЗ [6, 7],

$$K_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_u}; \quad (3)$$

i_u – число циліндрів ДВЗ;

$\sum P_0$ – сума сил зовнішнього опору руху автомобіля;

M_{ed} – момент, що приведений до колеса від електродвигуна;

n – число ведучих коліс автомобіля;

r_d – динамічний радіус колеса ведучих коліс автомобіля.

У роботі [8] запропонований відносний показник додаткових витрат енергії, які викликані нерівномірністю дії тягової сили на колесах

$$\eta_{\Delta W} = \frac{\Delta W}{A_0} = \frac{0,04 + \frac{7,22}{i_u}}{\pi} (1 - K_{ed}), \quad (4)$$

де A_0 – робота сил зовнішнього опору руху автомобіля,

$$A_0 = S \cdot \sum P_0; \quad (5)$$

K_{ed} – доля крутного моменту на колесах, що створюється електродвигуном,

$$K_{ed} = \frac{M_{ed} \cdot n}{r_d \cdot \sum P_0}. \quad (6)$$

У роботі [8] показано, що зі збільшенням коефіцієнта K_{ed} відбувається зменшення показника $\eta_{\Delta W}$. При $K_{ed} = 1$ (тобто при повністю електричній трансмісії) величина $\eta_{\Delta W} = 0$. Однак у електричній трансмісії виникають додаткові втрати енергії, які викликані перетворенням механічної енергії в електричну й електричної у механічну, що не було враховано у роботі [8].

Мета та постановка завдань дослідження. Метою дослідження є оцінювання ефективності застосування електричної трансмісії автомобілів з ДВЗ у якості джерела енергії. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити завдання щодо визначення й порівняння додаткових витрат

енергії ДВЗ в механічній й електричній трансмісіях.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 представлена схема електричної трансмісії автомобіля з вбудованим електричним акумулятором.

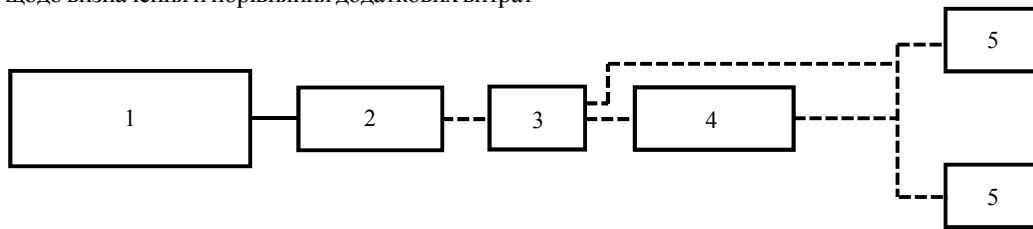


Рис. 1 – Схема електричної трансмісії автомобіля з вбудованим електричним акумулятором:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – генератор; 3 – блок комутації; 4 – акумулятор;
5 – електричний двигун приводу ведучого колеса; — – механічний привід; --- – електричний привід

Амплітуда коливань тягової сили на колесах автомобіля [2, 8] з механічною трансмісією

$$A_{P_k} = \frac{U_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{мдв}}{2 \cdot r_d} \cdot K_1 \cdot \overline{M_i}, \quad (7)$$

де U_{mp} ; η_{mp} – передаточне відношення й коефіцієнт корисної дії (ККД) механічної трансмісії;
 $\eta_{мдв}$ – механічний ККД ДВЗ;
 $\overline{M_i}$ – середній індикаторний крутний момент ДВЗ.

Додаткові витрати енергії, що викликані коливаннями тягової сили на колесах, визначаються після підстановки виразу (7) у рівняння (1) з врахуванням (3) [9, 10]

$$\Delta W = \frac{U_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{мдв}}{\pi \cdot r_d} \cdot \left(0,04 + \frac{7,2}{i_u}\right) \cdot \overline{M_i} \cdot S. \quad (8)$$

Середній індикаторний крутний момент ДВЗ може бути визначений як

$$\overline{M_i} = \frac{\overline{N_i}}{\omega_e} = \frac{\overline{N_i} \cdot r_d}{V_a \cdot U_{mp}}, \quad (9)$$

де $\overline{N_i}$ – середня індикаторна потужність ДВЗ;
 ω_e – кутова швидкість вихідного валу ДВЗ;
 V_a – лінійна швидкість автомобіля.

Після підстановки (9) у (8) отримаємо

$$\Delta W = \frac{\overline{N_i}}{V_a} \cdot \frac{\eta_{mp} \cdot \eta_{мдв}}{\pi} \cdot \left(0,04 + \frac{7,2}{i_u}\right) \cdot S. \quad (10)$$

При дослідженні електричного приводу ведучих коліс величина $A_p = 0$ й $\Delta W = 0$. Однак у цьому випадку з'являються втрати енергії, що викликані подвійним перетворенням енергії

$$\Delta W_{e.mp} = \int_0^t \overline{N_i} (1 - \eta_{мдв} \cdot \eta_{ген} \cdot \eta_{акб} \cdot \eta_{едв}) dt, \quad (11)$$

де $\eta_{ген}$; $\eta_{акб}$; $\eta_{едв}$ – ККД генератора, акумулятора та електродвигуна, відповідно;
 t – час.

При згладжуванні коливань потужності ДВЗ за рахунок застосування акумуляторів можна прийняти допущення того, що

$$\overline{N_i} = N_i = \text{const}. \quad (12)$$

У цьому випадку

$$t = \frac{S}{V_a}, \quad (13)$$

й вираз (11) прийме вигляд

$$\Delta W_{e.mp} = \frac{\overline{N_i}}{V_a} (1 - \eta_{мдв} \cdot \eta_{ген} \cdot \eta_{акб} \cdot \eta_{едв}) \cdot S. \quad (14)$$

Економія енергії двигуна (індикаторної)

$$\Delta W_i = \Delta W - \Delta W_{e.mp} = \frac{\overline{N_i}}{V_a} \times \left[\frac{\eta_{mp} \cdot \eta_{мдв}}{\pi} \cdot \left(0,04 + \frac{7,2}{i_u}\right) + \eta_{мдв} \cdot \eta_{ген} \cdot \eta_{акб} \cdot \eta_{едв} - 1 \right] \cdot S. \quad (15)$$

При врахуванні ефективної потужності ДВЗ

$$\overline{N_e} = \overline{N_i} \cdot \eta_{мдв}. \quad (16)$$

У цьому випадку вираз (15) перетворимо до вигляду

$$\Delta W_i = \frac{\overline{N_e}}{V_a} \cdot \left[\frac{\eta_{mp}}{\pi} \cdot \left(0,04 + \frac{7,2}{i_u}\right) + \eta_{ген} \cdot \eta_{акб} \cdot \eta_{едв} - \frac{1}{\eta_{мдв}} \right] \cdot S. \quad (17)$$

Із рівняння (17) видно, що величина $\Delta W_i > 0$ при виконанні умови

$$\frac{\eta_{mp}}{\pi} \cdot \left(0,04 + \frac{7,2}{i_u}\right) + \eta_{ген} \cdot \eta_{акб} \cdot \eta_{едв} - \frac{1}{\eta_{мдв}} > 0. \quad (18)$$

Звідси визначимо

$$i_u < \frac{7,22}{\frac{\pi}{\eta_{mp}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{мдв}} - \eta_{ген} \cdot \eta_{акб} \cdot \eta_{едв}\right) - 0,04}. \quad (19)$$

Позначимо через ККД електричної трансмісії вираз

$$\eta_{e.mp} = \eta_{ген} \cdot \eta_{акб} \cdot \eta_{едв}. \quad (20)$$

У цьому випадку (19) прийме вигляд

$$i_u < \frac{7,22}{\frac{\pi}{\eta_{mp}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{мдв}} - \eta_{e.mp}\right) - 0,04}. \quad (21)$$

Механічний ККД двигуна внутрішнього згорання коливається у межах [11] $\eta_{мдв} = 0,65 - 0,9$. ККД механічної трансмісії [12] $\eta_{мп} = 0,85 - 0,88$. На рис. 2 та 3

наведено графіки залежності $i_{\eta}(\eta_{e,мп})$, побудовані при різних значеннях $\eta_{мдв}$.

Заштрихована зона на рис. 2 та 3 показує, де виконується умова (21).

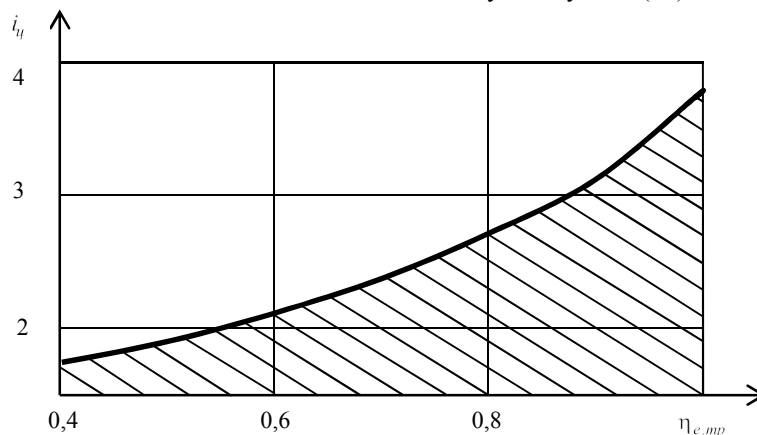


Рис. 2 – Залежність $i_{\eta}(\eta_{e,мп})$, побудована при значенні $\eta_{мдв} = 0,65$ й $\eta_{мп} = 0,85$

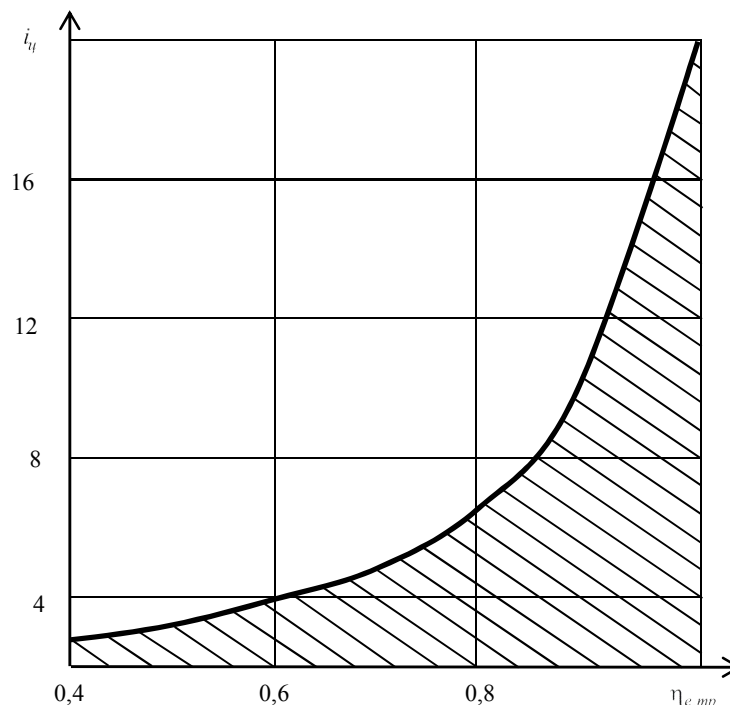


Рис. 3 – Залежність $i_{\eta}(\eta_{e,мп})$, побудована при значенні $\eta_{мдв} = 0,9$ й $\eta_{мп} = 0,85$

Висновки:

1. Аналіз графіків, які наведені на рис. 2 та 3 показує, що зі збільшенням ККД електричного приводу ведучих коліс відбувається збільшення мінімального числа циліндрів ДВЗ, при якому доцільно використовувати електричну трансмісію.

2. Зі збільшенням механічного ККД ДВЗ відбувається збільшення мінімального числа циліндрів ДВЗ, при якому виконується умова (21) економія енергії.

Список літератури

1. Кайдалов Р. О. Перспективи застосування гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс для військової колісної техніки / Р. О. Кайдалов // Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки. Тези доповідей IV міжнародної науково-практичної конференції (12–13 жовтня 2016 р.) – К. : ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2016. – С. 120–122.
2. Кайдалов Р. О. Дослідження кінематики і динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля / Р. О. Кайдалов // Вісник національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – 2016. – № 23 (1195). – С. 59–64.
3. Кайдалов Р. О. Оцінка впливу нерівномірності крутного моменту ДВЗ на додаткові втрати енергії при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / Р. О. Кайдалов // Механіка машинобудування. – 2016. – №1. – С. 50–58.
4. Подригало М. А. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М. А. Подригало, Н. П. Артёмов, Д. В. Абрамов, М. Л. Шуляк // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2015. – № 9 (1118). – С. 98–107.
5. Подригало М. А. Влияние неравномерности крутящего момента двигателя внутреннего сгорания на энергетическую экономичность колёсных транспортных средств / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Н. М. Подригало, Д. В. Абрамов // Залізничний транспорт України. Науково-технічний журнал. – К. : ДП "Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України", 2015. – № 6. – С. 40–46.
6. Абрамов Д. В. Коэффициент полезного действия и показатели удельного потребления энергии при движении автомобиля / Д. В. Абрамов, Н. М. Подригало, М. А. Подригало // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань "Технічні науки"). – Луцьк : НТУ. – 2017. – Випуск 57 (січень – березень). – С. 8–16.

7. *Подригало М. А.* Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності автомобілів з безступінчастою автоматичною трансмісією / *М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, О. М. Жовтоного* // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань "Технічні науки"). – Луцьк : НТУ. – 2017. – Випуск 57 (січень – березень). – С. 152–160.
8. *Кайдалов Р. О.* Дослідження можливості зниження енергетичних витрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / *Р. О. Кайдалов* // Системи обробки інформації. – 2016. – Випуск 9 (146). – С. 13–17.
9. *Подригало М. А.* Энергетическая экономичность автомобиля и критерии её оценки / *М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, В. М. Ефимчук* // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Автомобілі – та тракторобудування. – 2015. – № 40 (1119). – С. 28–37.
10. *Подригало Н. М.* Влияние неравномерности крутящего момента на КПД автотракторных двигателей / *Н. М. Подригало* // Вісник Харківського Національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Механізація сільського виробництва. – 2012. – Т. 2, вип. 124. – С. 6–9.
11. *Ленин И. М.* Теория автомобильных и тракторных двигателей / *И. М. Ленин*. – М. : Машиностроение, 1973. – 400 с.
12. *Шасси автомобиля ЗИЛ-130. Под ред. А.М. Кригера.* – М. : Машиностроение, 1973. – 400 с.
- Automobile and tractor construction]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 9 (1118), pp. 98–107.
5. Podrigalo M. A., Polyanskiy A. S., Podrigalo N. M., Abramov D. V. Vliyaniye neravnomernosti krutyashchego momenta dvigatelya vnutrennego sgoraniya na energeticheskuyu ekonomichnost' kolesnykh transportnykh sredstv [Influence of unevenness of the torque of an internal combustion engine on the energy efficiency of wheeled vehicles]. *Zalichnichniy transport Ukraini. Naukovo-tehnichniy zhurnal. "Derzhavniy naukovo-doslidniy tsentr zalichnichnogo transportu Ukraini"* [Railway transport of Ukraine. Scientific and Technical Journal. State Enterprise "State Research Center of Railway Transport of Ukraine"]. Kiev, "State Research Center of Railway Transport of Ukraine" Publ., 2015, no. 6, pp. 40–46.
6. Abramov D. V., Podrigalo N. M., Podrigalo M. A. Koeffitsient poleznogo deystviya i pokazateli udel'nogo potrebleniya energii pri dvizhenii avtomobilya [Coefficient of efficiency and indicators of specific energy consumption when driving a car]. *Naukovi notatki. Mizhvuziv's'kiy zbirnik (za galuziyami znan' "Tekhnichni nauki")* [Scientific notes. Intercollegiate collection (by branches of knowledge "Technical sciences")]. Lutsk, National Technical University Publ., 2017, no. 57, pp. 8–16.
7. Podryhalo M. A., Kaydalov R. O., Zhovtonoh O. M. Otsinka dynamichnykh vlastyvostey y enerhetichnoyi ekonomichnosti avtomobiliv z bezstupinchastoyu avtomatichnoyu transmisiyeu [Estimation of dynamic properties and energy efficiency of cars with stepless automatic transmission]. *Naukovi notatki. Mizhvuziv's'kiy zbirnik (za galuziyami znan' "Tekhnichni nauki")* [Scientific notes. Intercollegiate collection (by branches of knowledge "Technical sciences")]. Lutsk, National Technical University Publ., 2017, no. 57, pp. 152–160.
8. Kaydalov R. O. Doslidzhennya mozhlivosti znyzhennya enerhetichnykh vytrat avtomobilya pry vykorystanni hibrydnogo elektromekhanichnogo privodu veduchykh kolis [Investigation of the possibility of reducing energy consumption of a car using a hybrid electric drive wheel]. *Systemy obrobky informatsiyi* [Information processing systems]. Kharkov, National University of Air Forces Publ., 2016, no. 9 (146), pp. 13–17.
9. Podrigalo M. A., Abramov D. V., Tarasov Yu. V., Efimchuk V. M. Energeticheskaya ekonomichnost' avtomobilya i kriterii ee otsenki [The energy efficiency of the car and the criteria for its evaluation]. *Visnyk NTU "KhPI". Zbirnik naukovikh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya.* [Collection of scientific works. Series: Automobile and tractor construction]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 40 (1119), pp. 28–37.
10. Podrigalo N. M. Vliyaniye neravnomernosti krutyashchego momenta na KPD avtotraktornykh dvigateley [Influence of unevenness of the twisting moment on efficiency of automotive tractor engines]. *Visnyk Kharkiv's'kogo Natsional'nogo tekhnichnogo universitetu sil's'kogo hospodarstva im. Petra Vasilenka. Mekhanizatsiya sil's'kogo virobniystva* [Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after. Petr Vasilenko. Mechanization of rural production]. Kharkov, National Technical University of Agriculture named after. Petr Vasilenko Publ., 2012, vol. 2, no. 124, pp. 6–9.
11. Lenin I. M. *Teoriya avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Theory of automobile and tractor engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 400 p.
12. Kriger A. M., Podol'skiy S. M., Armand G. B., Gol'dberg G. I., Pevtsov V. B. *Shassi avtomobilya ZIL-130.* [The chassis of the car ZIL-130]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 400 p.

References (transliterated)

1. Kaydalov R. O. Perspektivy zastosuvannya gibrydnogo elektromekhanichnogo privodu veduchykh kolis dlya viys'kovoi kolisnoi tekhniki [Prospects for the use of a hybrid electromechanical drive for driving wheels for military vehicles]. *Problemy koordynatsiyi voyenno-tehnichnoyi ta oborono-promyslovyi polityky v Ukraini. Perspektivy rozvytku ozbroynenya ta viys'kovoyi tekhniki. Tezy dopovidey IV mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi (12–13 zhovtnya 2016 r., Kiev)* [Problems of coordination of military-technical and defense-industrial policy in Ukraine. Prospects for the development of weapons and military equipment. Abstracts of the IV Int. Sci.-Pract. Conf. (12–13 October, 2016, Kiev)]. Kiev, TsNDI OVT ZSU, 2016. pp. 120–122.
2. Kaydalov R. O. Doslidzhennya kinematyky i dynamiky hibrydnogo elektromekhanichnogo privodu veduchoho kola avtomobilya [Investigation of kinematics and dynamics of a hybrid electromechanical drive of a driving wheel of a car]. *Visnyk NTU "KhPI"*. [Collection of scientific works. Series: Problems of mechanical drive]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 23 (1195), pp. 59–64.
3. Kaydalov R. O. Otsinka vplyvu nerivnomirnosti krutnoho momentu DVZ na dodatkovy vtraty enerhiyi pry vykorystanni hibrydnogo elektromekhanichnogo privodu veduchykh kolis [Estimation of the influence of the uneven torque of the ICE on additional energy losses when using the hybrid electromechanical drive of the driving wheels]. *Mekhanika mashynobuduvannya.* [Mechanics of mechanical engineering]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 1, pp. 50–58.
4. Podrigalo M. A., Artemov N. P., Abramov D. V., Shulyak M. L. Otsenka dopolnitel'nykh energeticheskikh poter' pri ustanovivshemsya rezhime dvizheniya transportno-tyagovykh mashin [Estimation of additional energy losses under the steady-state regime of the movement of transport-traction machines]. *Visnyk NTU "KhPI". Zbirnik naukovikh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya.* [Collection of scientific works. Series:

Надійшла (received) 27.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Оцінка енергетичної ефективності застосування електричної трансмісії колісної машини / Р. О. Кайдалов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 86–89. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

Оценка энергетической эффективности применения электрической трансмиссии колёсной машины / Р.О. Кайдалов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 86–89. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

Evaluation of the energy efficiency of the electric transmission of a wheeled vehicle / R. O. Kaidalov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 86–89. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кайдалов Руслан Олегович – кандидат технічних наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, докторант докторантури та ад'юнктури, м. Харків; тел.: (067) 682-39-84; e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

Кайдалов Руслан Олегович – кандидат технических наук, доцент, Национальная академия Национальной гвардии Украины, докторант докторантуры и адъюнктуры, г. Харьков; тел.: (067) 682-39-84; e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

Kaidalov Ruslan Olegovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Academy of the National Guard of Ukraine, doctoral and doctoral Postgraduate School, Kharkiv; tel.: (067) 682-39-84; e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

*И. А. КИРИЧЕНКО, Н. Н. КУЗЬМЕНКО, А. Л. КАШУРА***ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ**

У статті розглядаються експериментальні дослідження і технологія виготовлення циліндричних зубчастих коліс за допомогою гіперболоїдної фрези (виробляючої поверхні), що збігається геометрично з основною гіперболоїдною поверхнею. Створено експериментальну і математичну модель гіперболоїдної зубчастої передачі другого роду, зубчасті колеса якої мають зв'язані поверхні зубців з лінійним контактом, що одержувані виробляючим колесом для одного з них, яке збігається з головною поверхнею зубців парного зубчастого колеса.

Ключові слова: гіперболоїдне зацеплення, верстатне зацеплення, зубчаста передача, обкатний інструмент.

В статье рассматриваются экспериментальные исследования и технология изготовления цилиндрических зубчатых колес с помощью гиперболической фрезы (производящей поверхности), совпадающей геометрически с основной гиперболической поверхностью. Создана экспериментальная и математическая модель гиперболической зубчатой передачи второго рода, зубчатые колеса которой имеют сопряженные поверхности зубьев с линейным контактом, получаемым производящим колесом для одного из них, совпадающим с главной поверхностью зубьев парного зубчатого колеса.

Ключевые слова: гиперболическое зацепление, станочное зацепление, зубчатая передача, обкаточный инструмент.

In the article experimental researches and technology of making of cylindrical gear-wheels are examined by means of hyperboloidal milling cutter (to the productive surface) consilient geometrically with a basic hyperboloidal surface. The conclusions about the strata of society, various parties are supported by, have been made. An experimental and mathematical model of a hyperboloid gearing of the second kind, whose gears has conjugate tooth surfaces with a linear contact received by the producing wheel for one of them, coincides with the main surface of the teeth of the twin gear. The model consists of a cylindrical spur gear with an involute profile and a quasi-hyperboloid gear with a non-involute profile.

Keywords: hyperboloidal hooking, machine-tool hooking, gearing, staging tool.

Введение. Идея создания передач на скрещающихся валах при помощи эвольвентного производящего колеса встречается в работах как отечественных, так и зарубежных исследователей. К этому классу передач, прежде всего, относятся так называемые гиперболические передачи. В таких передачах реализуется точечный характер касания. Поэтому несущая способность колес невысока, и они не применяются в силовых передачах. Несмотря на это колеса для таких передач изготавливают на машиностроительных заводах всего мира. При этом нарезание зубьев на цилиндрических заготовках производят копированием, обкаткой. Основное применение имеет обкатка, как наиболее точный и производительный способ обработки зубчатых колес и лезвийных инструментов, имеющих режущие зубья. По этому методу зубья нарезают инструментом в виде рейки, червячной фрезой, долбяком, обкаточным резцом. Необходимо отметить, что независимо от того, предназначены ли нарезаемые таким образом колеса для передач плоских (работающих на параллельных осях) или же пространственных (работающих на скрещающихся осях), сам процесс нарезания во всех обычных кинематических схемах обкатки характеризуется параллельностью или скрещиванием осей нарезаемого колеса и инструмента [1–3]. При этом режущий инструмент (червячная фреза, долбяк, обкаточный резец и др.) подается вдоль прямолинейной образующей цилиндрической заготовки для колеса или инструмента. При этом производящие поверхности имеют линейный характер касания при параллельных осях и точечный (кроме обработки червячной фрезой) при скрещающихся осях.

Основная часть. Рассмотрим технологию изготовления цилиндрического колеса цилиндро-гиперболической передачи. Развитие метода обкатки привело к тому, что нарезание колес и инструментов возможно и при отступлении от указанного выше условия, требующего обязательной подачи инструмента вдоль прямолинейной образующей цилиндрической заготовки как при параллельном расположении осей, так и скрещивании осей. В этом случае получают другие колеса и

инструменты, отличающиеся от колес и инструментов, полученных при движении инструмента вдоль образующей цилиндрической заготовки. При этом инструменты и колеса получают в пространственном станочном зацеплении режущим инструментом, передвигающимся вдоль прямой, скрещающейся с осью вращения заготовки.

Для получения одинаковой высоты зуба заготовка из цилиндрической должна трансформироваться в гиперболическую, что пока не выполнено исследователями зубчатых передач и обкатных инструментов. При этом полученные на такой заготовке зубья при движении эвольвентного инструмента вдоль прямой, скрещающейся с осью вращения гиперболической становой неэвольвентными. Дальнейшие исследования показали, что полученные гиперболические зубья касаются эвольвентных зубьев цилиндрических колес по линии. Поэтому при нарезании гиперболических инструментов по второму методу Оливье передняя грань на цилиндрическом инструментальном колесе может располагаться под любым углом, лишь бы режущая кромка имела точки по всей активной высоте зуба, участвующей в зацеплении. Изменение величины переднего угла на цилиндрическом инструментальном колесе не искажает боковые поверхности зубьев или витков искомого инструмента при условии не затылования и острой незаточки гиперболических заготовок.

При проектировании лезвийного инструмента, работающего по методу обкатки, основным вопросом является определение профиля режущих кромок инструмента и его затылование. При этом общим случаем обработки резанием зубьев на цилиндрических поверхностях методом обкатки является обработка на скрещающихся осях. В этом случае воспроизводится пара цилиндрических зубчатых колес, из которых хотя бы одно обязательно являлось бы винтовым. Из рассматриваемой пары получают частные случаи передач вращения между осями цилиндрических зубчатых колес и все частные случаи нарезания их по методу обкатки.

В случае, когда пара цилиндрических зубчатых колес с винтовыми поверхностями смонтированы на

скрещивающихся осей, получают следующие способы обработки по методу обкатки:

1) обработка цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями обкаточными резцами с винтовыми зубьями по методу зуботочения (пока не находит широкого применения на машиностроительных заводах);

2) шевингование прямозубых цилиндрических колес шеверами с винтовыми зубьями, а также шевер-рейками;

3) обработка цилиндрических прямозубых и косозубых колес эвольвентными червячными фрезами;

4) обработка цилиндрических прямозубых и косозубых колес абразивными хонами и червячными шлифовальными кругами.

Приведенные кинематические схемы обработки приводят к точечному характеру касания сопряженных поверхностей кроме обработки червячными фрезами.

В общем виде квазигиперболический обкатной инструмент можно представить как многозаходную червячную фрезу или обкатной резец, в каждом заходе которых имеется несколько зубьев, которые за один проход полностью профилируют впадину между зубьями или, точнее, участок ее, расположенный в окрестности контактной линии.

Станочное зацепление цилиндрического производящего колеса с квазигиперболическим колесом (червяком), обкатным инструментом характеризуется тремя основными параметрами: углом скрещивания осей инструмента и изделия, межосевым расстоянием a_w и передаточным числом $u = z_1/z_2$, где z_1 – число зубьев цилиндрического обкаточного резца; z_2 – число зубьев на нарезаемом квазигиперболическом колесе и обкатном инструменте.

Зуботочение квазигиперболических колес и обкатных инструментов можно осуществить по аналогии с зуботочением цилиндрических колес на зубофрезерных станках моделей 5K32, 5K328, шлицевых валов – на шлицефрезерных станках моделей МШ-300 и МШ-301Т. Обработку квазигиперболических колес и обкатных инструментов можно осуществить на модернизированных серийных зубофрезерных станках, а также зубофрезерных станках, имеющих малую характеристику порядка $k = 4 \dots 6$. К таким станкам, например, относятся "Modul", "Pfauter".

Так как при нарезании квазигиперболических колес и обкатных инструментов обычно вращение шпинделя происходит со скоростью в пределах 50-160 об/мин, то скорость вращения стола в этом случае примерно на один порядок выше, чем при зубофрезеровании. Поэтому в станках для зуботочения, по примеру со станками для "скайбинг-процесса", червяк привода стола необходимо выполнять трехзаходным и больше.

Прежде чем нарезать зубья на квазигиперболическом колесе и инструменте необходимо иметь квазигиперболическую заготовку. Такие заготовки в настоящее время получают на токарных станках по копиям. Такой способ получения гиперболических заготовок малопроизводителен и самое главное неточен.

При изготовлении квазигиперболической заготовки 1 дисковым резцом (рис. 1) круговая режущая кромка описывает цилиндрическую производящую поверхность. Передний угол γ резца 2 зависит от материала, из которого изготовлена квазигиперболическая заготовка 1 и материала резца 2 и их твердостей.

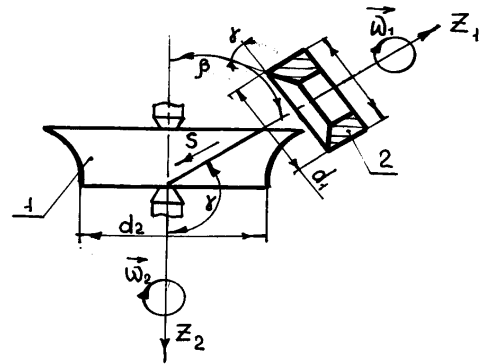


Рис. 1 – Изготовление квазигиперболической заготовки

Квазигиперболическая заготовка 1 (рис. 1) может шлифоваться, если вместо резца 2 поставить шлифовальный круг и задать необходимые режимы резания.

После получения квазигиперболической заготовки производят нарезку зубьев методом обкатки при помощи цилиндрических обкаточных инструментов 2 (рис. 2).

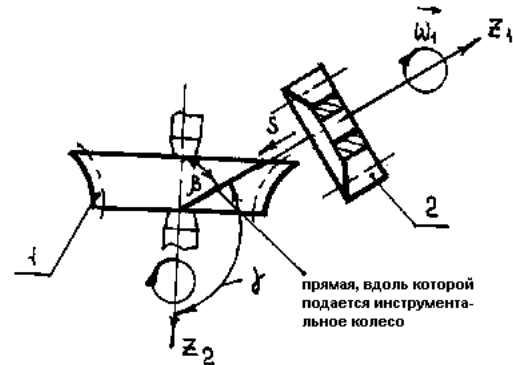


Рис. 2 – Изготовление квазигиперболического колеса

Главным движением резания является относительная скорость скольжения $\vec{V}^{(12)}$ передних режущих граней цилиндрического обкаточного инструмента 2 о поверхности зубцов 1 на квазигиперболической заготовке. Вышеуказанное относительное скольжение получается за счет скрещивания осей цилиндрического обкаточного инструмента 2 и квазигиперболической заготовки 1 (рис. 2). Чем больше угол β , тем больше скорость $\vec{V}^{(12)}$, тем лучше условия резания. Подача S в мм/об осуществляется вдоль прямой, скрещивающейся с осью вращения однополостного квазигиперболического (вдоль оси инструмента 2) назначается в зависимости от режимов резания. При этом вращательное и поступательное движение цилиндрического обкаточного инструмента 2 не зависят друг от друга и поэтому являются двумя независимыми параметрами.

Подача S (в зависимости от станка) может задаваться квазигиперболической заготовке параллельно прямой, которая скрещивается с осью вращения однополостного квазигиперболического.

Этот способ нарезания квазигиперболических зубьев может быть реализован, на зубофрезерных станках с протяжным суппортом или без него [2, 3].

На рис. 3 показана фотография квазигиперболического колеса с геометрическими параметрами $z_2 = 40$; $m = 1,5$ мм; $\beta = 60^\circ$, изготовленного при помощи цилиндрического колеса с параметрами $z_1 = 50$; $m = 1,5$ мм; $\beta = 0^\circ$.



Рис. 3 – Квазигіперболоїдне колесо
с $z_2 = 40$; $m = 1,5$ мм; $\beta = 60^\circ$

Вывод. Создана экспериментальная и математическая модель гиперболоидной зубчатой передачи второго рода, зубчатые колеса которой имеют сопряженные поверхности зубьев с линейным контактом, получаемым производящим колесом для одного из них, совпадающим с главной поверхностью зубьев парного зубчатого колеса. Конструктивно модель состоит из цилиндрического прямозубого колеса с эвольвентным профилем и квазигиперболоидного колеса с неэвольвентным профилем. При этом гиперболоидное колесо конструируется, отступая от горлового сечения в правую или левую сторону на величину, зависящую от геометрических параметров сопряженных колес.

Список литературы

1. Дусев И. И. Новый метод исследования в теории зубчатых зацеплений // Теория передач в машинах. – М.: Наука, 1971. – С. 115–122.
2. Кириченко И. А. Гиперболоидная зубчатая передача, полученная цилиндрической производящей поверхностью: 3б. научных праць. – Краматорськ: Вид-цтво ДДМА, вип. 11, 2001. – С. 129–133.

3. Кириченко И. А., Витренко В. А., Витренко А. В. Зубчатые передачи на скрепляющихся валах // Международный сборник научных трудов "Прогрессивные технологии и системы машиностроения". – Донецк: ДГТУ, 2002. – Вып. 19. – С. 83–88.
4. Патент № 1.980.237, кл. 74-427, автор Nikola Trobojevich.
5. Патент США № 1.972.544, кл. 90-4.
6. Патент 1819196. В. А. Витренко. Способ изготовления гиперболических зубчатых колес.
7. Litvin, F. L. Gear Geometry and Applied Theory. – Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1994. – 724 p.
8. Litvin, F. L. Development of Gear Technology and Theory of Gearing. NASA RP-1406, 1998. – 113 p.
9. Pekrun: Hohleistungs-Globoidschnecken-Getriebe / Maschinenfabrik Pekrun Getriebebau GMBH / s.n., 1983. Katalog G 303. – 34 p. (ФРГ).
10. Olivier T. Theorie geometrical des engrénages. – Paris, 1842. – 111 p.

References (transliterated)

1. Dusev I. I. Novyj metod issledovaniya v teorii zubchatykh zaceplenij [A new method of investigation in the theory of gearing]. *Teoriya peredach v mashinakh* [Theory of Transmission in Machines]. Moscow, Nauka Publ., 1971, pp. 115–122.
2. Kirichenko I. A. Giperboloidnaya zubchataya peredacha, poluchennaya cilindricheskoj proizvodjashhej poverhnost'ju [Hyperboloid gear transmission obtained producing cylindrical surface]. *Zbirnyk naukovykh prac'* [SC. scientific works]. Cramatorsk, DDMA Publ., vol. 11, 2001, pp. 129–133.
3. Kirichenko I.A., Vitrenko V. A., Vitrenko A. V. Zubchatye peredachi na skreshhivajushhihsja valah [Gears on the shafts of mating]. *Mezhdunarodnyj sbornik nauchnykh trudov "Progressivnye tehnologii i sistemy mashinostroenija"* [International collection of scientific papers of "Progressive technologies and systems engineering industry"]. Donetsk, DSTU Publ., 2002, no. 19, pp. 83–88.
4. Patent no. 1.980.237, class 74-427, author Nikola Trobojevich.
5. Patent of the USA no 1.972.544, class 90-4.
6. Patent 1819196. V. A. Vitrenko. *Sposob izgotovlenija giperboloidnykh zubchatykh koles* [Method of making of hyperboloidal gear-wheels].
7. Litvin, F. L. *Gear Geometry and Applied Theory*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1994, 724 p.
8. Litvin, F. L. *Development of Gear Technology and Theory of Gearing*. NASA RP-1406, 1998, 113 p.
9. Pekrun: Hohleistungs-Globoidschnecken-Getriebe. *Maschinenfabrik Pekrun Getriebebau GMBH / s.n.*, 1983. Katalog G 303, 34 p.
10. Olivier T. *Theorie geometrical des engrénages*. Paris, 1842, 111 p.

Надійшла (received) 05.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Експериментальні дослідження та технологія виготовлення гіперболоїдних передач / І. О. Кириченко, Н. М. Кузьменко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 90–93. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Экспериментальные исследования и технология изготовления гиперболических передач / И. А. Кириченко, Н. Н. Кузьменко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 90–93. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Experimental research and technology manufacture of gears / I. A. Kirichenko, N. N. Kuzmenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 90–93. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кириченко Ірина Олексіївна – доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри електричної інженерії, м. Северодонецьк; тел. (095) 461-97-67; e-mail: i_kir@ukr.net.

Кириченко Ірина Алексеевна – доктор технических наук, профессор, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, профессор кафедры электрической инженерии, г. Северодонецк; тел. (095) 461-97-67; e-mail: i_kir@ukr.net.

Kirichenko Irina Alekseevna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Professor at the Department of electrical engineering, Severodoneck; tel. (095) 461-97-67; e-mail: i_kir@ukr.net.

Кузьменко Наталія Миколаївна – кандидат технічних наук, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, доцент кафедри електричної інженерії, м. Северодонецьк; тел. (050) 862-03-75, e-mail: n_kuzm@ukr.net.

Кузьменко Наталья Николаевна – кандидат технических наук, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, доцент кафедры электрической инженерии, г. Северодонецк; тел. (050) 862-03-75; e-mail: n_kuzm@ukr.net.

Kuzmenko Nataliya Nikolaevna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Associate Professor at the Department of electrical engineering, Severodoneck; tel. (050) 862-03-75; e-mail: n_kuzm@ukr.net.

Кашура Олександр Леонідович – кандидат технічних наук, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, доцент кафедри електричної інженерії, м. Северодонецьк; тел. (097) 366-17-73; e-mail: kashuraal@ukr.net.

Kashura Aleksandr Leonidovich – кандидат технических наук, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, доцент кафедры электрической инженерии, г. Северодонецк; тел. (097) 366-17-73, e-mail: kashuraal@ukr.net.

Kashura Oleksandr Leonidovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Associate Professor at the Department of electrical engineering, Severodoneck; tel. (097) 366-17-73, e-mail: kashuraal@ukr.net.

УДК 621.833

В. И. КОРОТКИН

АЛГОРИТМ ПРОГРАММЫ РАСЧЁТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА С ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ ПО ГОСТ 15023-76 ПРИ РЕАЛЬНОМ МНОГОПАРНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Розроблено алгоритм і на його основі програма NOVGOST–17 розрахунку зубчастих передач Новікова з вихідним контуром по ГОСТ 15023-76 при реальному багатопарному зацепленні. В алгоритм і програму закладені результати, що включають визначення згинальних і ефективних контактних напружень, податливості зубів при будь-якому положенні контактної площадки по ширині зубчастого вінця з урахуванням впливу торців зниженої жорсткості. Наведено приклад розрахунку за розробленою програмою. Запропонований порядок розрахунку зубчастих передач Новікова за програмою може з успіхом бути використаний в інженерній практиці.

Ключові слова: зубчаста передача Новікова, багатопарні зацеплення, контактне напруження, згинальна напруга, алгоритм, програма, розрахунок.

Разработаны алгоритм и на его основе программа NOVGOST–17 расчёта зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023-76 при реальном многопарном зацеплении. В алгоритм и программу заложены результаты, включающие определение изгибных и эффективных контактных напряжений, податливости зубьев при любом положении контактной площадки по ширине зубчатого венца с учётом влияния торцов пониженной жёсткости. Приведен пример расчёта по разработанной программе. Предложенный порядок расчёта зубчатых передач Новикова по программе может с успехом быть использован в инженерной практике.

Ключевые слова: зубчатая передача Новикова, многопарное зацепление, контактное напряжение, изгибное напряжение, алгоритм, программа, расчёт.

The algorithm is developed and based on this program NOVGOST–17 calculation of Novikov gearing with the basic rack profile GOST 15023-76 at real multipoint engagement. The algorithm and program contain the results, including determination of bending and effective contact stresses, compliance of teeth for any position of contact pattern in width of gear rim taking into account the influence of gear faces with reduced rigidity. An example of calculation according to the developed program is given. The proposed procedure for calculating Novikov gearing according to the program can be successfully used in engineering practice.

Keywords: Novikov gearing, multipair engagement, contact stress, bending stress, computational program, calculation.

Введение. Прежде всего отметим, что под реальной многопарностью подразумевается зацепление при учёте как технологических погрешностей изготовления и сборки зубчатой пары, так и жесткостных характеристик взаимодействующих зубьев. В этом случае передаваемая нагрузка и вызванные ею контактные и изгибные напряжения распределяются неравномерно по площадкам контакта, какие-либо фазы зацепления оказываются наиболее напряжёнными, определяющими нагрузочную способность зубчатой передачи, и задача заключается в определении таких фаз и их напряжённости. В настоящей статье дана последовательность расчёта с помощью разработанной вычислительной программы NOVGOST–17 контактной и изгибной напряжённости зубьев в различных фазах реального многопарного зацепления Новикова с выявлением наиболее напряжённых (т.н. критериальных) зон, определяющих в конечном итоге нагрузочную способность всей зубчатой передачи.

Данное исследование базируется на результатах выполненной масштабной подготовительной работы по

математическому моделированию контактных [1], изгибных [2] напряжений и жесткостных характеристик [3] зубьев передач Новикова в различных положениях контактных площадок по ширине зубчатого венца с учётом влияния торцов зубьев. Эти результаты в данной статье применены к передачам Новикова с широко распространённым исходным контуром по ГОСТ 15023–76.

Основные результаты. Исходными данными при расчёте являются: α_k – угол профиля зуба исходного контура в номинальной точке контакта; l_k^* – величина дуги активного участка головки зуба исходного контура, измеренная по хорде (здесь и далее звёздочка означает отнесение параметра к модулю); m (мм) – нормальный модуль; z_1, z_2 – числа зубьев колёс пары; x_1, x_2 – коэффициенты смещений реек при нарезании зубчатых колёс; b_w (мм) – рабочая ширина венца зубчатой пары; β – угол наклона линии зуба рейки; подводимый вращающий момент на ведомом колесе T_{Σ} (Н·м); твёрдость материала поверхностей зубьев HB_1, HB_2 ; степени точности по нормам плавности

(k_p) и нормам контакта (k_k); угол перекося θ , вызываемый податливостью сопутствующих деталей привода и принимаемый в проектных расчётах по рекомендациям работы [4]; параметр γ , учитывающий в вероятностном аспекте принятую "степень риска" [5] при назначении погрешностей в проектных расчётах.

Расчёт проводится с учётом приработки контактирующих поверхностей зубьев, когда в работе участвует некоторая рабочая высота / головки зуба зубчатого колеса [5].

Многопарность зацепления описывается в табл. 1, где i – порядковый номер контактной точки от 1 до n ; z_{ub} – номер зуба, на котором располагаются теоретические контактные точки; b_i – расстояние (в долях b_w) контактной точки от торца; ε_β – коэффициент осевого перекрытия зубьев; ε_q – фазовый коэффициент осевого перекрытия зубьев [5].

Степени точности характеризуются допусками на отклонение окружного шага, на направление зуба, на погрешность профиля зуба, на отклонение от параллельности и перекося осей колёс [6], данными в вероятностном аспекте [5].

Индекс $j = 1$, если параметр относится к головке зуба ведущей шестерни и $j = 2$, если параметр относится к головке зуба ведомого колеса.

Отношение фазового (т.е. при любом положении контактной точки по длине зуба) изгибно-контактного перемещения W к базовому (имеющему место в средней части зубчатого венца) может быть выражено параметром K_{Wj} , зависящим не только от положения $t_i = |0,5 - b_i|$ контактной точки, но и от отношения $\psi = a_H / b_w$, где a_H – величина большой полуоси контактного эллипса и может быть описано полиномом (1):

$$K_{Wij} = \sum_0^6 B_{0q}(t_i - 0,05)^q + (\psi_j + 0,1)^{-1} \times \\ \times \sum_0^3 B_{1q}(t_i - 0,05)^q + (\psi_j + 0,1)^{-2} \sum_0^4 B_{2q}(t_i - 0,05)^q + \\ + (\psi_j + 0,1)^{-3} \sum_0^6 B_{3q}(t_i - 0,05)^q, \quad (1)$$

коэффициенты которого принимаются из табл. 2.

Таблица 1 – Распределение теоретических контактных точек по зубьям зубчатой пары

i	z_{ub}	j	b_i
0	1	2	$-(1 - \varepsilon_q) / \varepsilon_\beta$
1 – баз. точка	2	1	0
2	2	2	$\varepsilon_q / \varepsilon_\beta$
3	3	1	$1 / \varepsilon_\beta$
4	3	2	$(1 + \varepsilon_q) / \varepsilon_\beta$
5	4	1	$2 / \varepsilon_\beta$
6	4	2	$(2 + \varepsilon_q) / \varepsilon_\beta$
7	5	1	$3 / \varepsilon_\beta$
8	5	2	$(3 + \varepsilon_q) / \varepsilon_\beta$
9	6	1	$4 / \varepsilon_\beta$
10	6	2	$(4 + \varepsilon_q) / \varepsilon_\beta$
11	7	1	$5 / \varepsilon_\beta$
12	7	2	$(5 + \varepsilon_q) / \varepsilon_\beta$

Парциальные усилия F_{ti} , приходящиеся на контактные площадки, найдутся при решении системы (2), описывающей условия равновесия и совместности перемещений контактирующих зубьев:

$$\begin{cases} W_1 + \delta u_1 + \Delta_1 = W_2 + \delta u_2 + \Delta_2 = \dots = \\ = W_n + \delta u_n + \Delta_n; \\ \sum_{i=1}^n F_{ti} = F_{t\Sigma}; \quad i = 1 \dots n. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь δu – технологические погрешности в вероятностном аспекте, Δ – отвод рабочих поверхностей зубьев на торцах при продольной модификации (бочкообразности), $F_{t\Sigma}$ – суммарное усилие.

Система решается одним из методов итераций до получения заданной точности. Поскольку корни системы не могут быть отрицательными, фактическое число p точек контакта может оказаться меньше теоретического числа n .

Полученные значения парциальных усилий F_{ti} подставляют в расчётные формулы:

- изгибных фазовых напряжений

$$\sigma_{Fji} = Y_{Veji} Y_{aji} K_{Fji} F_{ti} / m; \quad (3)$$

- контактных фазовых напряжений

$$\sigma_{Hji} = 19,93 l^{-1,074} (F_{ti} / \cos \alpha_k)^{0,69} \rho_\beta^{-0,31} K_{\psi ji} K_{Hji}, \quad (4)$$

где ρ_β – приведенный продольный главный радиус кривизны контактирующих поверхностей зубьев; Y_{Ve} – объёмный коэффициент формы зуба, вычисляемый по зависимостям:

а) для $-0,5 \leq x_j \leq 0$:

$$Y_{Veji} = 1,18 z_{vj}^{-0,285} + 20,5 |x_j|^{1,15} z_{vj}^{-1,32} \quad \text{– при } z_{vj} \leq 18,$$

$$Y_{Veji} = 0,52 + 11,7 |x_j|^{1,33} z_{vj}^{-1,058} \quad \text{– при } z_{vj} > 18;$$

б) для $0 \leq x_j \leq 0,3$:

$$Y_{Veji} = 1,18 z_{vj}^{-0,285} - 3,59 x_j^{0,758} z_{vj}^{-1,117} \quad \text{– при } z_{vj} \leq 18,$$

$$Y_{Veji} = 0,52 - 3,59 x_j^{0,758} z_{vj}^{-1,117} \quad \text{– при } z_{vj} > 18;$$

Y_{ae} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по площадке контакта:

$$Y_{aji} = 1 - \frac{0,0544 (a_{Hji}^*)^2}{1 + 0,14 (a_{Hji}^*) + 0,07 (a_{Hji}^*)^2} \cdot (0,54 z_{vj} + 16)^{0,12};$$

z_v – приведенное число зубьев зубчатого колеса;

K_ψ – поправочный коэффициент (5), учитывающий влияние сдвиговых деформаций на контактное напряжение;

K_F, K_H – отношение фазового соответственно изгибного и контактного напряжения к базовому, при этом K_F вычисляется полиномом (6) с коэффициентами по табл. 3, а K_H – по табл. 4.

Таблица 2 – Коэффициенты полинома (1)

B_{00}	B_{01}	B_{02}	B_{03}	B_{04}	B_{05}	B_{06}
1,088542071	0,707414624	8,80136403	-5,49138098	-72,72337279	195,0130164	-229,7322108
B_{10}	B_{11}	B_{12}	B_{13}	–	–	–
-0,0527394841	-0,592761524	-4,38685466	14,25159435	–	–	–
B_{20}	B_{21}	B_{22}	B_{23}	B_{24}	–	–
0,01081320750	0,1523174518	0,565335262	-3,688630532	3,23146680	–	–
B_{30}	B_{31}	B_{32}	B_{33}	B_{34}	B_{35}	B_{36}
-0,000745032335	-0,0112961032	-0,01119600776	0,0584688517	1,293088808	-5,310617105	5,911151313

$$K_{\psi ji} = -1333,333333\psi_{ji}^4 + 923,9999998\psi_{ji}^3 - 238,8666667\psi_{ji}^2 + 26,4\psi_{ji} - 0,106. \quad (5)$$

$$K_{Fji} = \sum_0^8 D_{00}(t_i - 0,05)^q + (\psi_{ji} + 0,1)^{-1} \sum_0^3 D_{10}(t_i - 0,05)^q + (\psi_{ji} + 0,1)^{-2} \sum_0^8 D_{20}(t_i - 0,05)^q + (\psi + 0,1)^{-3} \sum_0^4 D_{30}(t_i - 0,05)^q. \quad (6)$$

Таблица 3 – Коэффициенты полинома (6)

D_{00}	D_{01}	D_{02}	D_{03}	D_{04}
1,871506319	1,563476694	14,4470097	55,6401674	-1093,467710
D_{05}	D_{06}	D_{07}	D_{08}	–
5971,510165	-16042,47377	21557,73546	-11933,42610	–
D_{10}	D_{11}	D_{12}	D_{13}	–
-0,5665708370	-1,170819861	-8,103911818	18,40037290	–
D_{20}	D_{21}	D_{22}	D_{23}	D_{24}
0,1191335146	0,2645474414	1,545329623	-10,77790889	59,06894715
D_{25}	D_{26}	D_{27}	D_{28}	–
-134,1429969	-246,2482220	1333,126216	-1332,943804	–
D_{30}	D_{31}	D_{32}	D_{33}	D_{34}
-0,008074840884	-0,01593320543	-0,08783776606	0,2492244718	-0,03371973321

Таблица 4 – Коэффициенты K_H

t_i	$\psi_{ji} = 0,05$	$\psi_{ji} = 0,10$	$\psi_{ji} = 0,15$	$\psi_{ji} = 0,20$	$\psi_{ji} = 0,25$
0,500	2,732	2,385	2,355	2,470	2,729
0,475	2,102	2,133	2,213	2,357	2,659
0,463	1,827	1,858	2,039	2,243	2,576
0,450	1,673	1,591	1,916	2,139	2,494
0,425	1,410	1,284	1,594	1,939	2,318
0,400	1,277	1,197	1,265	1,722	2,153
0,375	1,183	1,133	1,168	1,574	2,000
0,350	1,126	1,083	1,123	1,287	1,835
0,325	1,090	1,055	1,090	1,096	1,612
0,300	1,040	1,037	1,071	1,070	1,376
0,275	1,022	1,018	1,045	1,043	1,188
0,250	1,022	1,014	1,039	1,035	1,106
0,200	1,000	1,009	1,000	1,017	1,059
0,150	1,000	1,000	1,000	1,009	1,000
0	1,000	1,000	1,000	1,003	1,000

Для перехода от одной фазы зацепления к другой, число f_z которых задаётся (обычно бывает достаточно $f_z = 18 \dots 25$), все теоретические точки последовательно сдвигают на шаг Δb разбивки осевого шага p_x , равный $\Delta b = p_x / (b_w f_z)$. При этом для каждой фазы получаем свою картину распределения контактных точек и напряжений. Из всех фаз выбираются максимальные (критериальные) напряжения, определяющие нагрузочную способность и ресурс работы передачи. Здесь же указывается номер фазы, номер зуба, параметр j и положение b_i соответствующей точки (площадки контакта) по ширине зубчатого венца.

В заключение приведём распечатку исходных

данных и результатов расчёта примера, опустив результаты по каждой фазе и дав только окончательный результат (при $\Delta = 0$).

Как видим, наиболее напряжённой по изгибу оказалась фаза № 10 ($\sigma_{F \max} = 662,003$ МПа), в которой головка зуба № 1 ведомого колеса ($j = 2$) контактирует с ножкой зуба ведущей шестерни, при этом контактная точка отстоит недалеко от торца зубчатого венца на расстоянии $b = 0,030915 \times 190 = 5,9$ мм; наиболее напряжённой по контакту является фаза № 9 ($\sigma_{H \max} = 1111,429$ МПа), в которой также головка зуба № 1 ведомого колеса ($j = 2$) контактирует с ножкой ведущей шестерни, а контактная точка также отстоит достаточно близко от торца зубчатого венца на расстоянии $b = 0,010552 \times 190 = 2,0$ мм.

ПРОГРАММА NOVOST - 17

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

alpha=27,000 град. lk=0,859
 m=10,00 мм z1= 12 z2= 71 x1=0,000 x2=0,000 bw=190,0 мм bet=22,74700
 T2sum= 69500 Нм HB1=302 HB2=269
 kp=10 kk= 9 gam=2,17 tet= 0,00300 град. del=0,000 мм
 fz= 21

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА

epsb=2,33849 epsq=0,64372
 Ftsum= 180548 Н
 Yve1=0,542 Yve2=0,520
 db=0,020363

ОКОНЧАТЕЛЬНЫЙ РЕЗУЛЬТАТ

sigFmax = 662.003 МПа fz=10 zub=1 j=2 b=0.030915
 sigHmax = 1111.429 МПа fz= 9 zub=1 j=2 b=0.010552

Рис. 1 – Распечатка исходных данных и результатов расчёта

Вывод. Разработанный алгоритм и программа позволяют определять критериальные изгибные и контактные напряжения в опасных фазах реального многопарного зацепления, определяющие нагрузочную способность и ресурс работы зубчатой передачи Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023-76.

Работа выполнена при финансовой поддержке Госзадания Минобрнауки РФ № 9.4726.2017/БЧ (БЧ 0110-11/2017-48).

Список литературы

1. Короткин В. И. Моделирование контактного взаимодействия зубьев колёс зубчатых передач Новикова / Короткин В. И., Газзаев Д. А. // Вестник машиностроения. – 2014. – № 11. – С. 31–35.
2. Короткин В. И. Изгибная напряжённость зубьев под действием распределённой нагрузки в различных фазах зацепления Новикова / Короткин В. И., Газзаев Д. А. // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2014. – № 2. – С. 22–30.
3. Короткин В. И. Фазовое перемещение зубьев колёс цилиндрических зубчатых передач Новикова / Короткин В. И., Газзаев Д. А., Онишков Н. П. // Техника машиностроения. – 2014. – № 2. – С. 33–38.
4. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд., перераб. и доп. / Часовников Л. Д. – М.: Машиностроение. 1969. – 486 с.
5. Короткин В. И. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и раз-

витие / Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384 с.

6. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 69 с.

References (transliterated)

1. Korotkin V. I., Gazzaev D. A. Modelirovanie kontaktnogo vzaimodejstviya zub'ev koljos zubchatyh peredach Novikova [Modeling of the contact interaction of the teeth for Novikov gears]. *Vestnik mashinostroeniya*. 2014, no. 11, pp. 31–35.
2. Korotkin V. I., Gazzaev D. A. Izgibnaya napryazhennost' zub'ev pod dejstviem raspredel'noy nagruzki v razlichnykh fazakh zacepleniya Novikova [The flexural tension of the teeth under the action of a distributed load in different phases of Novikov's gearing]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*. 2014, no. 2, pp. 22–30.
3. Korotkin V. I., Gazzaev D. A., Onishkov N. P. Fazovoe peremeshchenie zub'ev koljos cilindricheskikh zubchatyh peredach Novikova [Phase displacement of the wheels teeth of Novikova's cylindrical gears]. *Tekhnika mashinostroeniya*. 2014, no. 2, pp. 33–38.
4. Chasovnikov L. D. Peredachi zacepleniem (zubchatye i chervyachnye) [Gears (gear and worm gear)]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969, 486 p.
5. Korotkin V. I., Onishkov N. P., Haritonov Ju. D. Zubchatye peredachi Novikova. Dostizheniya i razvitiye [Novikov's gears. Achievements and development]. Moscow, Mashinostroenie-1 Publ., 2007, 384 p.
6. GOST 1643-81. Peredachi zubchatye cilindricheskie. Dopuski [State Standard 1643-81. Cylindrical gears. Tolerances]. Moscow, Standards Publ., 1981, 69 p.

Поступила (received) 28.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Алгоритм програми розрахунку зубчастих передач Новікова з вихідним контуром по ГОСТ 15023-76 при реальному багатопарному зацепленні / В. І. Короткін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 93–96. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Алгоритм программы расчёта зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023-76 при реальном многопарном зацеплении / В. И. Короткин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 93–96. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Algorithm of the program for the calculation of Novikov gearing with the basic rack profile GOST 15023-76 at real multipoint engagement / V. I. Korotkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 93–96. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Короткін Віктор Ілліч – кандидат технічних наук, доцент, Південний федеральний університет, провідний науковий співробітник інституту математики, механіки і комп'ютерних наук ім. І. І. Воровича, м. Ростов-на-Дону, Росія; тел.: (8-904) 342-06-32; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

Короткин Виктор Ильич – кандидат технических наук, доцент, Южный федеральный университет, ведущий научный сотрудник института математики, механики и компьютерных наук им. И. И. Воровича, г. Ростов-на-Дону, Россия; тел.: (8-904) 342-06-32; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

Korotkin Viktor Il'ich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, the Southern Federal University, Leading Researcher of the Vorovich Institute of Mathematics, Mechanics and Computer Science, Rostov-on-Don, Russia; tel.: (8-904) 342-06-32; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

В. О. МАЛАЩЕНКО, О. Р. СТРИЛЕЦЬ, В. М. СТРИЛЕЦЬ

К.К.Д. ЗУБЧАСТОЇ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ У ПРИСТРОЇ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ЗМІНАМИ ШВИДКОСТІ ЧЕРЕЗ ВОДИЛО

Розглянуто коефіцієнт корисної дії зубчастої диференціальної передачі у пристрої для керування змінами швидкості, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою епіцикл або навпаки. Керуючою ланкою є водило, яке може обернутись або буде зупинене за допомогою замкнутої гідросистеми. Виконано теоретичне дослідження коефіцієнта корисної дії для такої передачі і за допомогою комп'ютерного моделювання отримані графічні залежності його від її параметрів. Отримані аналітичні та графічні залежності к.к.д. між ведучою і веденою ланками (сонячним зубчастим колесом і епіциклом, або навпаки) в односходникових однорядних і двохрядних зубчастих диференціальних передачах з замкнутими гідросистемами за допомогою засобів комп'ютерного моделювання, дозволяють переконатися про зміну значення к.к.д. і оцінити його з точки зору самогальмування.

Ключові слова: коефіцієнт корисної дії, зубчаста диференціальна передача, сонячне зубчасте колесо, водило, епіцикл, сателіт, замкнута гідросистема.

Рассмотрен коэффициент полезного действия зубчатой дифференциальной передачи в устройстве для управления изменения скорости, когда ведущим звеном есть солнечное зубчатое колесо, а ведомым эпицикл или наоборот. Звеном управления есть водило, которое может вращаться или быть остановлено при помощи замкнутой гидросистемы. Выполнено теоретическое исследование коэффициента полезного действия для такой передачи и с помощью компьютерного моделирования получены графические зависимости его от её параметров. Получены аналитические и графические зависимости к. п. д. между ведущим и ведомым звеньями (солнечным зубчатым колесом и эпициклом или на оборот) в одноступенчатых однорядных и двухрядных зубчатых дифференциальных передачах с замкнутыми гидросистемами при помощи компьютерного моделирования позволяют удостовериться об изменении к. п. д. и оценить его с точки зрения самоторможения.

Ключевые слова: коэффициент полезного действия, зубчатая дифференциальная передача, солнечное зубчатое колесо, водило, эпицикл, сателлит, замкнутая гидросистема.

The article considers the efficiency coefficient of epicyclic gear train in the speed changes management device when the driving element is a sun gear and the driven – is ring gear or vice versa. The control element is the carrier that can be rotated or stopped by closed circuit hydrosystem. We have conducted a theoretical computer research of efficiency coefficient in such epicyclic gear train and using the means of computer modeling we have obtained graphical dependences of the transmission efficiency from its parameters. Computer modeled analytical and graphical dependences that have been obtained for efficiency coefficient between driving and driven elements (sun gear to ring gear or vice versa) in a single-row or two-row epicyclic gear trains with closed circuit hydrosystems allow to verify visually the change of efficiency value and evaluating it in terms of self-braking.

Keywords: efficiency coefficient, epicyclic gear train, sun gear, carrier, ring gear, satellite, hydrosystem.

Вступ. Постановка проблеми. При виконанні робіт машинами в різних галузях промисловості, виникає необхідність керування змінами швидкості за величиною та напрямком її виконавчих механізмів. У вітчизняній [1–8] і зарубіжній [9–12] періодичній технічній літературі запропонований новий безсходниковий спосіб керування змінами швидкості за допомогою односходникових і багатосходникових зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою. При виступах на наукових конференціях та інших наукових дискусіях, наприклад [13–21], часто звертається увага на коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) таких пристроїв, які дозволяють керувати змінами швидкості за допомогою односходникових і багатосходникових зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою, розроблених на рівні патентів України [22–25] і потребують подальших теоретичних досліджень їх кінематичних, силових і геометричних параметрів. Про к.к.д. механізмів, широко описано у відомій класичній технічній літературі з теорії механізмів і машин і новітній, наприклад, [26].

Мета роботи. Виконати теоретично-комп'ютерне дослідження к.к.д. для однорядної та двохрядної зубчастої диференціальної передачі з внутрішнім і зовнішнім зачепленнями зубчастих коліс, яка входить до складу пристрою зміни швидкості через водило, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, веденою – епіцикл, або навпаки та на його даних оцінити роботу передачі з точки зору самогальмування.

Виклад основного матеріалу. Для всіх механізмів досліджені, в якій мір, к.к.д., відомі із літературних джерел, наприклад, [26] і практики. За к.к.д. оцінюють досконалість машини або механізму (коли к.к.д. ви-

щий). Коефіцієнт корисної дії лежить у межах $0 \leq \eta < 1$ і є величиною, яка визначається відношенням роботи корисних сил A_{kc} до повної роботи A_n

$$\eta = A_{kc} / A_n. \quad (1)$$

Повна робота складається з роботи корисних сил A_{kc} і роботи шкідливих сил A_{usc}

$$A_n = A_{kc} + A_{usc}. \quad (2)$$

Вказане вище загальне визначення к.к.д. може бути конкретизовано для окремих випадків і, що важливо, можна отримати формули для визначення к.к.д. через інші параметри механізмів.

Визначення к.к.д. зубчастих диференціальних передач не завжди необхідне. Якщо зубчаста диференціальна передача застосовується в якості редуктора, який передає потужність виконавчому механізму машини на протязі тривалого часу, тоді для визначення її придатності необхідно визначати к.к.д. У випадках, коли епіциклічні передачі використовують у пристрої регулювання руху деяких ланок к.к.д. можна не визначати, якщо є впевненість, що передача не самогальмує.

На практиці в основному застосовують три методи визначення к.к.д. [26]:

– безпосереднє визначення втрат на тертя у всіх рухомих з'єднаннях ланок на сили які діють між ними і по швидкостях відносного руху. При цьому сили визначають попередньо без врахування тертя, а з них вже визначають сили тертя та їх роботу. Отримана робота сил тертя дозволяє визначити к.к.д;

– зубчасті диференціальні передачі шляхом інверсії зводять до простих передач з нерухомими осями, покладаючи, що додаткове обертання, подане всьому механі-

зму в цілому, в результаті перетворення нічого не міняє у роботі сил тертя. Не враховуються також додаткові втрати від тиску в кінематичних перах, які виникають під дією відцентрових сил і моментів сил інерції сателітів;

– при визначенні к.к.д. передбачають, що втрати на тертя в кожній парі зубчастих коліс передачі пропорційно-нальні добутку колової сили на зубцях і швидкості точки початкового кола сателіта по відношенню до водила, або добутку обертового моменту на кутову швидкість. Цей добуток носить назву потенціальної потужності.

К.к.д пристрою для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є водило, а веденою сонячне зубчасте колесо, записується у вигляді

$$\eta = \eta_{13}\eta_6\eta_7, \quad (3)$$

де η_{13} – к.к.д зубчастої диференціальної передачі;
 η_6 – к.к.д привода замкнутої гідросистеми (зубчастої передачі);
 η_7 – к.к.д замкнутої гідросистеми (втрати потужності на роботу насоса).

Блок-схема можливих втрат потужності в пристрої для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через водило, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо 1, а веденою епіцикл, наведена на рис. 1.

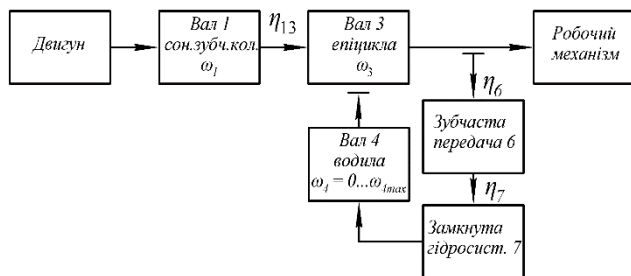


Рис. 1 – Блок-схема втрат потужності у пристрої для керування змінами швидкості коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, веденою – епіцикл, а керування виконується через водило

При визначенні к.к.д. за першим і третім методами необхідно знати колові сили, діючі у кожному зубчастому зачепленні зубчастої диференціальної передачі.

Для визначення к.к.д. розглянемо схему сил, які діють у зачепленнях сонячного зубчастого колеса і сателіта $\bar{F}_{12}$, сателіта та епіцикла $\bar{F}_{23}$ і сателіта та водила $\bar{F}_{24}$ і запишемо умову рівноваги сателіта (рис. 2) у вигляді

$$\bar{F}_{12} + \bar{F}_{23} + \bar{F}_{24} = 0. \quad (4)$$

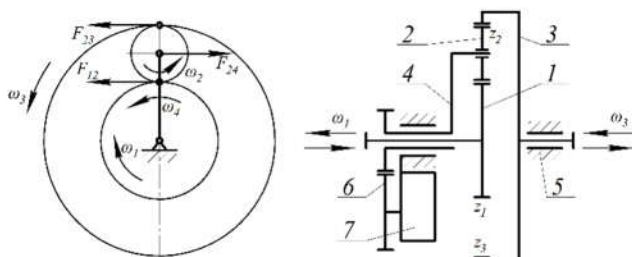


Рис. 2 – Схеми сил в однорядній зубчастій диференціальній передачі

Крім того, сума моментів сил, які діють на сателіт, відносно осі його обертання, рівна нулю:

$$\bar{F}_{12}r_2 + \bar{F}_{23}r_2 = 0, \quad (5)$$

де r_2 – радіус початкового кола сателіта, з числом зубців z_2 .

З виразів (4) і (5) сили, діючі на ланки диференціальної передачі будуть:

$$\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{23}; \quad (6) \quad \bar{F}_{24} = -(\bar{F}_{12} + \bar{F}_{23}). \quad (7)$$

Якщо заданий обертовий момент T_1 , то

$$F_{12} = T_1 / r_1, \quad (8)$$

де r_1 – радіус початкового кола сонячного зубчастого колеса z_1 .

Обертовий моменту, який прикладається до колеса z_3 у передачі з зупиненим водилом, маємо

$$T_3 = F_{23}r_3 = -\frac{r_3}{r_1}T_1 = -u_{13}^{(4)}T_1, \quad (9)$$

тобто обертові моменти T_1 і T_3 без врахування тертя, відносяться, як у зубчастій передачі з нерухомими осями. Враховуючи тертя на зубцях, зв'язок між обертовими моментами можна подати так

$$T_3 = -T_1 u_{13}^{(4)} \eta_{13}^k, \quad (10)$$

де η_{13} – к.к.д. передачі з нерухомими осями, визначається як для послідовного зачеплення;

$k = +1$ – коли передача потужності здійснюється від зубчастого колеса z_1 до зубчастого колеса z_3 і $k = -1$ – коли передача потужності здійснюється від зубчастого колеса z_3 до зубчастого колеса z_1 ;

$u_{13}^{(4)} = -z_3 / z_1$ – передаточне число зубчастої диференціальної передачі при зупиненому водилі.

Зв'язок між обертовими моментами водила 4 і зубчастого колеса z_1 можна подати таким чином, [26]:

$$T_4 = -T_1(1 - u_{13}^k \eta_{13}^k). \quad (11)$$

Зв'язок між обертовими моментами, які діють на ланки зубчастої диференціальної передачі, може бути встановлений із розгляду умови рівноваги всієї передачі в цілому. При цьому отримаємо

$$T_1 + T_3 + T_4 = 0, \quad (12)$$

Якщо обертовий момент T_1 ведучий, а T_3 – ведений і T_4 – керуючий, тоді к.к.д. при ведучому сонячному зубчастому колесі z_1 можна виразити відношення корисно використаної потужності до повної потужності

$$\eta_{13} = -\frac{T_3 \omega_3}{T_1 \omega_1 + T_4 \omega_4}. \quad (13)$$

Підставимо значення T_1 , T_3 і T_4 у (13) і виразимо ω_3 через ω_1 використавши формулу (2), [9], після нескладних перетворень, отримаємо:

$$\eta_{13} = \frac{[\omega_1 - \omega_4(1 + u_{13}^{(4)})]\eta_{13}^{(4)}}{\omega_1 - \omega_4(1 + u_{13}^{(4)})}. \quad (14)$$

Для того, щоб більш наочно показати характер зміни к.к.д. диференціальної передачі з пристроєм у вигляді замкнутої гідросистеми коли ведучою ланкою є

сонячне зубчасте колесо, а веденою – епіцикл, від параметрів передачі, виконано наступне. Формула (14) запрограмована та отримані на комп'ютері графічні залежності $\eta_{13} = f(\omega_1, \omega_4, u_{13}^{(4)})$ для передаточних відношень, що змінювались у межах $u_{13}^{(4)} = 1 \dots 20$, та кутовий швидкості ведучої ланки $\omega_1 = 100$ рад/с. Отримані графічні залежності для: $\eta_{13}^{(4)} = 0,97$ і $\omega_4 = 0 \dots 25$ рад/с наведені на рис. 3.

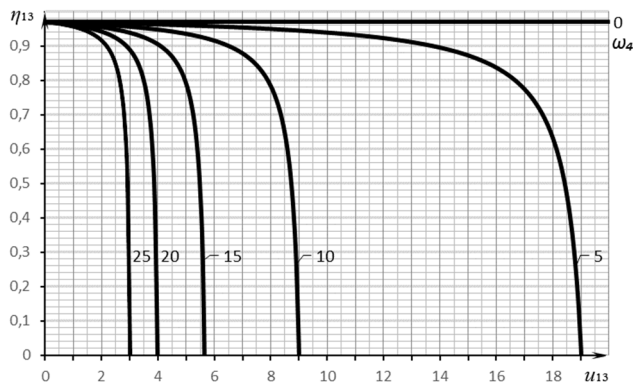


Рис. 3 – Графіки зміни к.к.д. у диференціальній однорядній передачі коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило

К.к.д пристрою для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через водило, де ведучою ланкою є епіцикл, а веденою сонячне зубчасте колесо, записується у вигляді

$$\eta = \eta_{31} \eta_6 \eta_7, \quad (15)$$

де η_{31} – к.к.д диференціальної передачі;

η_6 – к.к.д привода замкнутої гідросистеми (зубчаста передача);

η_7 – к.к.д замкнутої гідросистеми (втрати потужності на роботу насоса при перекачуванні рідини у замкнутій гідросистемі).

Блок-схема можливих втрат потужності в пристрої для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через водило, де ведучою ланкою є епіцикл 3, а веденою сонячне зубчасте колесо 1, наведена на рис. 4.

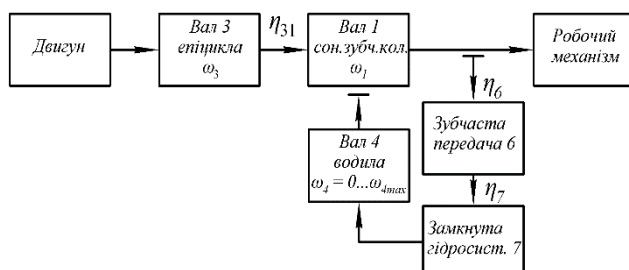


Рис. 4 – Блок-схема втрат потужності у пристрої для керування змінами швидкості коли ведучою ланкою є епіцикл, а веденою – сонячне зубчасте колесо

Якщо обертальний момент T_1 є моментом опору робочої машини – сонячне зубчасте колесо є веденим, а T_3 – обертальний момент ведучого епіцикла і T_4 обертальний момент ланки керування – водила, тоді коефіцієнт корисної дії при веденому сонячному зубчастому колесі z_1 можна виразити відношенням корисної використаної потужності до повної потужності

$$\eta_{31} = -\frac{T_1 \omega_1}{T_3 \omega_3 + T_4 \omega_4}. \quad (16)$$

Якщо у формулу (15) підставити значення T_1 , $T_3 = -T_1 u_{13}^{(4)} \eta_{13}^{-1}$ і $T_4 = -T_1 (1 - u_{13}^{(4)} \eta_{13}^{-1})$ з формул (10) і (11) та замінимо ω_1 через ω_3 використавши формулу (3) з [9], після нескладних перетворень, отримаємо вираз для к.к.д. при веденому зубчастому колесі z_1 у вигляді

$$\eta_{31} = \frac{[\omega_3 u_{13}^{(4)} - \omega_4 (1 + u_{13}^{(4)})] \eta_{13}^{(4)}}{\omega_3 u_{13}^{(4)} - \omega_4 (\eta_{13} + u_{13}^{(4)})}. \quad (17)$$

Подібно до попереднього отримано графічні зображення виразу (17) для: $\eta_{13}^{(4)} = 0,97$; $\omega_1 = 100$ рад/с; $\omega_4 = 0 \dots 25$ рад/с і $u_{13}^{(4)} = 0,1 \dots 1$, що наведені на рис. 5.

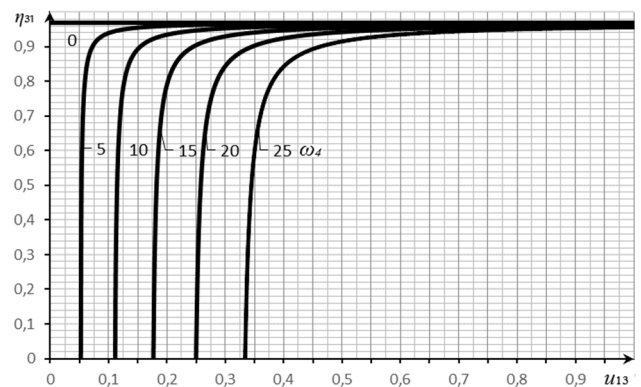


Рис. 5 – Графіки зміни к.к.д. у диференціальній однорядній передачі коли ведучою ланкою є епіцикл, а веденою – сонячне зубчасте колесо

На рис. 6 показана схема двохрядної зубчастої диференціальної передачі.

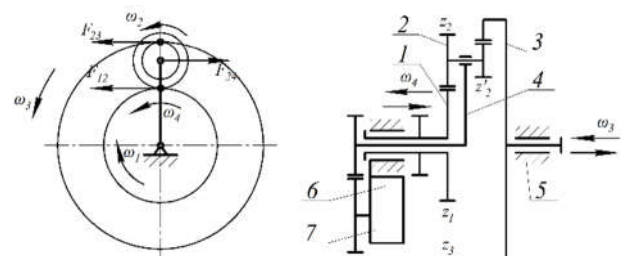


Рис. 6 – Схеми сил у двохрядній зубчастій диференціальній передачі

Для двохрядної зубчастої диференціальної передачі, показаної на рис. 6, висновки будуть подібними і відрізняються лише значенням передаточного числа $u_{13}^{(4)}$, яке дорівнює:

$$u_{13}^{(4)} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}. \quad (18)$$

Крім того, сума моментів сил, які діють на сателіт, відносно осі його обертання, рівна нулю:

$$\bar{F}_{12} r_2 + \bar{F}_{23} r_2' = 0, \quad (19)$$

де r_2 і r_2' – радіуси початкових кіл зубчастих коліс сателіта, відповідно з числом зубців z_2 і z_2' .

Висновки:

1. Отримані за допомогою засобів комп'ютерного моделювання аналітичні та графічні залежності к.к.д.

між ведучою і веденою ланками (сонячним зубчастим колесом і епіциклом, або навпаки) у однорядних зубчастих диференціальних передачах з замкнутими гідросистемами, подані на рис. 3 і 5, наочно дозволяють переконатися про зміну значення к.к.д і оцінити його з точки зору самогальмування.

2. Із графіків (рис. 3) видно, що у зубчастій диференціальній передачі де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – епіцикл, для різних $u_{13}^{(4)} = 1 \dots 20$ і $\omega_4 = 0 \dots 25$ рад/с, к.к.д. зменшується до нуля, що підтверджує самогальмування, тому застосування такої передачі для вказаних меж передаточного числа обмежено залежності від кутової швидкості ланки керування.

3. Із графіків (рис. 5) видно, що у зубчастій диференціальній передачі де ведучою ланкою є епіцикл, а веденою – сонячне зубчасте колесо, у даному квадранті при малих передаточних числах $u_{13}^{(4)} = 0,1 \dots 0,4$ і кутових швидкостях ланки керування $\omega_4 = 0 \dots 25$ рад/с спостерігається самогальмування, а далі к.к.д. різко збільшується зі збільшенням передаточного числа, вирівнюється до $\eta_{13}^{(4)}$ і майже не залежить від кутової швидкості ланки керування та неможливе самогальмування.

Список літератури

1. Стрілець О. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі / О. Стрілець, В. Стрілець, І. Шинкаренко // "Машинознавство". Всеукраїнський наук.-техн. і виробн. журнал. – № 6 (120), 2007. – С. 38–41.
2. Стрілець О. Комп'ютерне моделювання диференціальних передач з пристроєм для керування швидкістю / О. Стрілець // "Машинознавство". Всеукраїнський наук.-техн. і виробн. журнал. – № 12 (150), 2009. – С. 39–43.
3. Malashchenko V. Fundamentals of Creation of New Devices for Speed Chang Management / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – Lviv : LPNU, 2015. – № 2. – р. 11–20.
4. Малащенко В. О. Класифікація способів і пристроїв керування процесом зміни швидкості у техніці / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Підйомно-транспортна техніка. – Одеса : 2015. – № 1. – С. 70–78.
5. Стрілець О. Р. Обґрунтування можливості керування змінами швидкості за допомогою диференціальних передач / О. Стрілець // Вісник Інженерної академії України. – Київ : НАУ, 2015. – № 2. – С. 177–181.
6. Стрілець О. Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через епіцикл / О. Р. Стрілець // Науковий журнал "Вісник Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя". – № 4 (80). – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – С. 129–135.
7. Стрілець О. Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через сонячне зубчасте колесо / О. Р. Стрілець // Науковий журнал "Вісник Хмельницького національного університету". – № 5. – 2015. – С. 68–72.
8. Стрілець О. Р. Керування змінами швидкості за допомогою неповної диференціальної передачі через сателіт / О. Р. Стрілець // Вісник національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне : 2015. – № 4 (72). – С. 138–148.
9. Стрілець О. Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через водило / О. Р. Стрілець // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – № 6 (95), ч. 1. – 2015. – С. 87–92.
10. Малащенко В. О. Керування змінами швидкості за допомогою багатосходиноквої зубчастої передачі через сонячне зубчасте колесо / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 87–92.
11. Малащенко В. О. Керування змінами швидкості за допомогою багатосходиноквої зубчастої передачі через сонячне зубчасте колесо / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів : НУ "ЛП", 2016. – № 838. – С. 58–63.
12. Малащенко В. О. Новый привод с дифференциалом и замкнутой гидросистемой для керування швидкістю машини / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Вінницький науково-технічний журнал "Вібрації в техніці та технологіях". – Вінниця : БНТУ, 2016. – № 3 (83). – С. 109–116.
13. Malashchenko V. Metoda i urzadzenie do zmiany predkosci za pomoca obiegowej przekladni zebatej z zestawem stopniowanych kol planetarnich / PRACE NAUKOWE ITVL // V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets. – Zeszyt 38, 2016. – s. 5–11.
14. Malashchenko V. Method and device for speed change by the epicyclic gear train with stepped-planet gear set / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets // RESEARCH WORKS OF AFIT, Issue 38, 2016 – p. 13–19.
15. Малащенко В. А. Новый способ бесступенчатого изменения скорости при помощи зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой / В. А. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. Н. Стрілець // Международный инженерный журнал "Механические передачи. Приводы и компоненты машин". – М. : 2015. – № 4–5. – С. 7–10.
16. Вавилов А. В. Совершенствование трансмиссий дорожных машин для повышения их конкурентоспособности и импортозамещения / А. В. Вавилов, В. А. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. Н. Стрілець // Автомобильные дороги и мосты. – Минск : БНТУ, 2016. – С. 140–150.
17. Стрілець О. Р. Способи керування змінами швидкості у техніці / О. Р. Стрілець // Збірник тез VIII Міжнародної н-п конференції "Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси" ПРТК-2015. – Київ : 18–19 травня, 2015. – С. 220–221.
18. Стрілець О. Р. Огляд і аналіз способів керування змінами швидкості у техніці / О. Р. Стрілець // 12-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2015. – С. 196–197.
19. Стрілець О. Р. Кінематичні можливості зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою / О. Р. Стрілець // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених і студентів "Актуальні задачі сучасних технологій", том 1. – Тернопіль, 25–26 листопада 2015 року. – С. 234–235.
20. Стрілець О. Р. Можливості багатосходиноквих зубчастих диференціальних передач з замкнутими гідросистемами керувати швидкістю / О. Р. Стрілець // Збірник тез IX Міжнародної науково-практичної конференції "Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси" ПРТК-2016. – Київ : 17–18 травня, 2016. – С. 234–236.
21. Стрілець О. Р. Про визначення коефіцієнта корисної дії зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою для керування змінами швидкості / О. Р. Стрілець // 5 Міжнародна науково-технічна конференція "Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій": тези – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2016. – С. 142–144.
22. Пат. 18587 Україна, МПК F16 H3/00. Зубчастий диференціал з пристроєм для керування змінами швидкості / Стрілець О. Р., Стрілець В. М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – у №200605205; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11.
23. Пат. 25335 Україна, МПК F16 H1/28. Зубчастий диференціал з пристроєм для керування змінами швидкості / Стрілець О. Р.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – у № 200504847; заявл. 23.01.07; опубл. 19.08.07, Бюл. № 12.
24. Пат. 28489 Україна, МПК B60 K17/06. Планетарна коробка передач / Стрілець О. Р.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – у №200709132; опубл. 10.12.07, Бюл. № 20.
25. Пат. 108239 Україна, МПК F16 H1/28. Пристрій для керування змінами швидкості / Стрілець О. Р., Малащенко В. О., Стрілець В. М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – у №201600131; опубл. 11.07.16, Бюл. № 13.
26. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: Підруч. / Я. Т. Кіницький, НАН України. – К. : Наук. думка, 2002. – 660 с.

References (transliterated)

1. Strilets O., Strilets V., Shynkarenko I. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu zubchastoyi dyferentsial'noyi peredachi [Speed changes management by the planetary gear train]. "Mashynoznavstvo". Vseukrainskyi naukovy-tekhnichnyi i vyrobnychi zhurnal. 2007, no. 6 (120), pp. 38–41.
2. Strilets O. Kompiuterne modeliuвання dyferentsialnykh peredach z prystroiem dlya keruvannya shvydkisty [Computer modeling of planetary gear trains with the device for speed management]. "Mashynoznavstvo". Vseukrainskyi naukovy-tekhnichnyi i vyrobnychi zhurnal. 2009, no. 12 (150), pp. 39–43.
3. Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Fundamentals of Creation of New Devices for Speed Change Management. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. Lviv : LPNU Publ., 2015., no. 2, pp. 11–20.
4. Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Klyasyfikatsiya sposobiv i prystroyiv keruvannya protsesom zminy shvydkosti u tekhnitsi

- [Classification of methods and devices for speed change process management in engineering]. *Pidymno-transportna tekhnika* [Hoisting and transportation machines]. Odesa Publ., 2015, no. 1, pp. 70–78.
5. Strilets O. R. Obgruntuvannya mozhlivosti keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu dyferentsial'nykh peredach [Justification of the possibility of speed change management by the planetary gear train]. *Visnyk inzhenernoyi akademiyi Ukrainy* [Herald of the engineering academy of Ukraine]. Kyiv : NAU. Publ., 2015, no. 2, pp. 177–181.
 6. Strilets O. R. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu zubchastoyi dyferentsial'noyi peredachi cherez epitsykl [Speed changes management by the planetary gear train via ring gear]. *Naukovyy zhurnal "Visnyk Ternopil's'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu imeni Ivana Puluyi"* [Scientific journal "Herald of the Ternopil National Technical University by Ivan Puluii"]. Ternopil : TNTU Publ., 2015, no. 4 (80), pp. 129–135.
 7. Strilets O. R. Keruvannya protsesom zminy shvydkosti za dopomohoyu dyferentsial'noyi peredachi cherez sonyachne zubchaste koleso [Speed changes process management by the planetary gear train via sun gear]. *Naukovyy zhurnal "Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu"* [Scientific journal "Herald of the Khmelnytsky National University"]. Khmelnytsky, KhNU Publ., 2015, no. 5, pp. 68–72.
 8. Strilets O. R. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu nepovnoyi dyferentsial'noyi peredachi cherez satelit [Speed changes management by the planetary gear train via satellite]. *Visnyk natsional'noho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. Tekhnichni nauky* [Herald of the National University of Water and Environmental Engineering. Technical Sciences]. Rivne : NUWEE Publ., 2015, no. 4 (72), pp. 138–148.
 9. Strilets O. R. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu zubchastoyi dyferentsial'noyi peredachi cherez vodylo [Speed changes management by the planetary gear train via carrier]. *Visnyk Kremenchut's'koho natsional'noho universytetu imeni Mykhayla Ostrohrad's'koho* [Herald of the Kremenchuk Mikhailo Ostrohradsky National University]. Kremenchuk, 2015, no. 6 (95), pp. 87–92.
 10. Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu bahatoskhodnykovoyi zubchastoyi peredachi cherez sonyachne zubchaste koleso [Speed changes process management by the multistep planetary gear train via sun gear]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Problemy mekhanichnoho pryrodo* [Bulletin of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". Problems of Mechanical Drive]. Kharkiv : NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 23 (1195), pp. 87–92.
 11. Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu bahatoskhodnykovoyi zubchastoyi peredachi cherez sonyachne zubchaste koleso [Speed changes process management by the multistep planetary gear train via sun gear]. *Visnyk Natsional'noho universytetu "Lviv's'ka politekhnika". Dynamika, mitsnist' ta proektuvannya mashyn i pryladiv* [Herald of Lviv Polytechnic National University. Dynamics, Strength and Design of Machines and Devices]. Lviv : NU "LP" Publ., 2016, no. 838, pp. 58–63.
 12. Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Novyy pryrodo z dyferentsialom i zamknutoyu hidrosystemoyu dlya keruvannya shvydkisty mashyny [New drive with planetary gearing and closed circuit hydrosystem for machine speed management]. *Naukovo-tekhnichnyy zhurnal "Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh"* [Scientific and Technical Journal "Vibration in Engineering and Technology"]. Vinnytsia : VNTU Publ., 2016, no. 83, pp. 109–116.
 13. Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Metoda i urzadzenie do zminy predkosci za pomoca obiegowy przeladni zebatej z zestawem stopniowanych kol planetarnich. *Prace Naukowe ITVL*, 2016, no. 38, pp. 5–11.
 14. Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Method and device for speed change by the epicyclic gear train with stepped-planet gear set. *Research Works of AFIT*, 2016, Issue 38, pp. 13–19.
 15. Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Novyy sposob besstupenchatogo izmeneniya skorosti pri pomoshhi zubchatykh differentsialnykh peredach s zamknutoy gidrosistemoj [New method of continuously variable speed change by planetary gear train with closed circuit hydrosystem]. *Mezhdunarodnyy inzhenernyy zhurnal "Mekhanicheskie peredachi. Privody i komponenty mashin"* [International engineering journal "Mechanical Transmissions. Drives and Components of Machines"]. Moscow, 2015, no. 4–5, pp. 7–10.
 16. Vavilov A., Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Sovershenstvovanie transmissiy dorozhnykh mashin dlja povysheniya ih konkurentosposobnosti i importozamesheniya [Improvement of the road machines transmissions to raise its competitiveness and import substitution]. *Avtomobilnye dorogi i mosty* [Automobile roads and bridges]. Minsk, BNTU Publ., 2016, pp. 140–150.
 17. Strilets O. Sposoby keruvannya zminamy shvydkosti u tekhnitsi [Methods of speed changes management in engineering]. *Zbirnyk tez VIII Mizhnarodnoyi n-p konferentsiyi "Intehrovani intelektual'ni roboto-tekhnicni kompleksi"* [Collected Articles of The 8th Int. Science and Tech. Conf. "Integrated Intellectual Robotechnical Complexes"]. Kyiv, NAU Publ., 2015, pp. 220–221.
 18. Strilets O. Ohlyad i analiz sposobiv keruvannya zminamy shvydkosti v tekhnitsi [Overview and analysis of the methods of speed changes management in engineering]. *XII Mizhnarodnyi sympozium ukrayinskykh inzheneriv-mekhanikov u Lvovi : tezy* [12th Int. Symp. of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv : Abstracts]. Lviv, KINPATRI LTD Publ., 2015, pp. 196–197.
 19. Strilets O. Kinematychni mozhlivosti zubchastykh dyferentsial'nykh peredach z zamknutoyu hidrosystemoyu [Kinematics of the planetary gear train with closed circuit hydrosystem]. *Materialy Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi molodykh uchennykh i studentiv "Aktual'ni zadachi suchasnykh tekhnolohiy", T. 1* [Proc. Of Int. Science and Tech. Conf. of Young Scientists and Students "Actual problems of modern technology", Vol. 1]. Ternopil, TNTU Publ., 2015, pp. 234–235.
 20. Strilets O. Mozhlivosti bahatoskhodnykovykh zubchastykh dyferentsial'nykh peredach z zamknutoyu hidrosystemoyu keruvaty shvydkisty [Possibility to manage speed by multistage planetary gear train with closed circuit hydrosystem]. *Zbirnyk tez. IX Mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi "Intehrovani intelektual'ni roboto-tekhnicni kompleksi"* [Collected Articles of The 9th Int. Science and Tech. Conf. "Integrated Intellectual Robotechnical Complexes"]. Kyiv, NAU Publ., 2016, pp. 234–236.
 21. Strilets O. Pro vyznachennya koefitsiyenta korysnosti diyi zubchastykh dyferentsial'nykh peredach z zamknutoyu hidrosystemoyu dlya keruvannya zminamy shvydkosti [About efficiency determining for planetary gear train with closed circuit hydrosystem for speed changes management]. *V Mizhnarodna naukovo-tekhnicna konferentsiya "Teoriya ta praktyka ratsional'noho proektuvannya, vyhotovlennya i ekspluatatsiyi mashynobudivnykh konstruksiy": tezy* [5th Int. Science and Tech. Conf. "Theory and practice of rational design, manufacturing and operation of machine-building constructions": Abstracts]. Lviv, KINPATRI LTD Publ., 2016, pp. 142–144.
 22. Strilets O., Strilets V. Zubchasty dyferentsial z prystroyem dlya keruvannya zminamy shvydkosti [Planetary gear train with the device for speed changes management]. Patent UA, no. 18587, 2016.
 23. Strilets O. Zubchasty dyferentsial z prystroyem dlya keruvannya zminamy shvydkosti [Planetary gear train with the device for speed changes management]. Patent UA, no. 25335, 2007.
 24. Strilets O. Planetarna korobka peredach [Planetary gearbox]. Patent UA, no. 28489, 2007.
 25. Strilets O., Malashchenko V., Strilets V. Prystriy dlya keruvannya zminamy shvydkosti [Device for speed changes management]. Patent UA, no. 108239, 2016.
 26. Kinytsky Y. T. *Teoriya mekhanizmiv i mashyn* [Theory of mechanisms and machines]. Kyiv, Naukova dumka Publ., 2002. 660 p.

Надійшла (received) 01.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

К.к.д. зубчастой дифференциальной передачи у пристрої для керування змінами швидкості через водило / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 97–102. – Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2079-0791.

К.п.д. зубчатой дифференциальной передачи в устройстве для управления скоростью посредством водила / В. А. Малащенко, О. Р. Стрилец, В. Н. Стрелец // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 97–102. – Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2079-0791.

Efficiency of the epicyclic gear train in the device for speed changes management by the carrier / V. O. Malashchenko, O. R. Strilets, V. M. Strilets // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 97–102. – Bibliogr.: 26. – ISSN 2079-0791.

Малащенко Володимир Олександрович – доктор технічних наук, професор, Національний університет "Львівська політехніка", завідувач кафедри технічної механіки і динаміки машин; тел.: (067) 860-45-04; e-mail: v.o.malash@mail.ru.

Малащенко Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, Национальный университет "Львовская политехника", заведующий кафедры технической механики и динамики машин; тел.: (067) 860-45-04; e-mail: v.o.malash@mail.ru.

Malashchenko Volodymyr Oleksandrovych – Doctor of Engineering Sciences, Full Professor, National Lviv Polytechnic University, Head of Department of Technical Mechanics And Machine Dynamics; tel.: (067) 860-45-04; e-mail: v.o.malash@mail.ru.

Стрілець Олег Романович – кандидат технічних наук, Національний університет водного господарства та природокористування, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства, м. Рівне; тел.: (097) 645-44-13; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Стрилец Олег Романович – кандидат технических наук, Национальный университет водного хозяйства та природопользования, доцент кафедры теоретической механики, инженерной графики и машиноведения, г. Ровно; тел.: (097) 645-44-13; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Strilets Oleh Romanovych – Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent, National University of Water and Environmental Engineering, Associate Professor at the Department of Analytical Dynamics, Engineering Graphics and Mechanical Engineering, Rivne; tel.: (097) 645-44-13; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Стрілець Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет водного господарства та природокористування, професор кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства, м. Рівне; тел.: (0362) 62-25-35; e-mail: v.m.strilets@nuwm.edu.ua.

Стрелец Владимир Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный университет водного хозяйства та природопользования, профессор кафедры теоретической механики, инженерной графики и машиноведения, г. Ровно; тел.: (0362) 62-25-35; e-mail: v.m.strilets@nuwm.edu.ua.

Strilets Volodymyr Mykolaiovych – Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent, National University of Water and Environmental Engineering, Professor at the Department of Analytical Dynamics, Engineering Graphics and Mechanical Engineering, Rivne; tel.: (0362) 62-25-35; e-mail: v.m.strilets@nuwm.edu.ua.

УДК 621.833.6

В. А. МАТУСЕВИЧ, Ю. В. ШАРАБАН, А. В. ШЕХОВ, В. Т. АБРАМОВ

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТИПА 3К

Розглянута методика проектування планетарних механізмів типу 3К оптимальних за значенням якісних характеристик його зацеплень. Як критерій оптимізації прийняті обмеження, що накладаються на коефіцієнти торцевого перекриття, питомого тиску і ковзання, значення яких є функціями коефіцієнтів зміщення зубчастих коліс. При цьому вибрані значення коефіцієнтів зміщення зубчастих коліс забезпечують їх міцність і витривалість. Наведений приклад оптимального проектування конструкції планетарного механізму типу 3К.

Ключові слова: планетарний механізм типу 3К, коефіцієнт зміщення, коефіцієнт торцевого перекриття, коефіцієнт питомого тиску, коефіцієнт питомого ковзання, умова співвісності.

Рассмотрена методика проектирования планетарных механизмов типа 3К оптимальных по значению качественных характеристик его зацеплений. В качестве критерия оптимизации приняты ограничения, накладываемые на коэффициенты торцевого перекрытия, удельного давления и скольжения, значения которых являются функциями коэффициентов смещения зубчатых колес. При этом выбранные значения коэффициентов смещения зубчатых колес обеспечивают их прочность и выносливость. Приведен пример оптимального проектирования конструкции планетарного механизма типа 3К.

Ключевые слова: планетарный механизм типа 3К, коэффициент смещения, коэффициент торцевого перекрытия, коэффициент удельного давления, коэффициент удельного скольжения, условие соосности.

The design technique of planetary mechanisms of type 3K of optimal by value quality descriptions of his gears is considered. As a criterion of optimization, the limitations laid on the coefficients of profile contact ratio are accepted, specific pressure and profile sliding factor, values of that are the functions of coefficients of addendum of gears. Thus, the chosen values of coefficients of addendum of gears provide their durability and endurance. Coefficients of addendum of gears subdivide into varied and calculated. The values of the varied coefficients of addendum of gears set. The values of the calculated coefficients of addendum of gears are determined from three equalizations. Equalizations are get from the terms of coaxial of the gears of mechanism. An example of the optimal design of construction of planetary mechanism of type 3K is made.

Keywords: planetary mechanism of type 3K, addendum modification coefficient, profile contact ratio, coefficient of specific pressure, profile sliding factor, condition of coaxial gears.

Введение. Особенностью планетарных механизмов типа 3К является то, что одно и то же значение его передаточного отношения может быть реализовано при различных значениях чисел зубьев его зубчатых колес [1]. В таких случаях выбор чисел зубьев осуществляется с учетом требований, предъявляемых к их

прочности и выносливости. Но не всегда этих требований достаточно для правильного выбора чисел зубьев. Иногда приходится учитывать ограничения на значения качественных характеристик зацеплений проектируемого планетарного механизма типа 3К. Проектирование таких механизмов является сложной и трудоем-

кой задачей. Поэтому создание компьютерных методик оптимального проектирования планетарных механизмов типа 3К, позволяющие проанализировать многие варианты их конструкций с учетом различных ограничений и минимизировать время их конструкторской подготовки является актуальной задачей.

Цель статьи. Разработка методики оптимального проектирования планетарного механизма типа 3К с учетом требований к качественным характеристикам его зубчатых зацеплений.

Анализ литературы. Выбор чисел зубьев и коэффициентов смещения колес планетарных механизмов типа 3К рассмотрен, например, в работах [1, 2]. В работе [3] приведена методика построения блокирующих контуров для исследования зацеплений планетарных передач с одновенцовыми сателлитами, в том числе передач типа 3К. Учет качественных характеристик проектируемой планетарной передачи типа 3К рассмотрен в методе графического синтеза, который приведен в работе [4]. Но в этой работе не указан алгоритм выбора оптимального варианта проектируемой передачи. Применение объемных блокирующих контуров для зубчатых механизмов со связанными цилиндрическими колесами рассмотрено в работе [5]. Построение объемного блокирующего контура позволяет конструктору-проектировщику быстро анализировать и принимать решения, обеспечивающие требуемые эксплуатационные характеристики проектируемого привода. К недостатку методики, основанной на построении объемного блокирующего контура, следует отнести сложность ее программной реализации. Применение такой методики для проектирования планетарных механизмов типа 3К в работе [5] не приведено.

Материалы исследований. На рис. 1 приведены кинематические схемы планетарного механизма типа 3К с двухвенцовым (рис. 1, а) и одновенцовым сателлитами (рис. 1, б) соответственно.

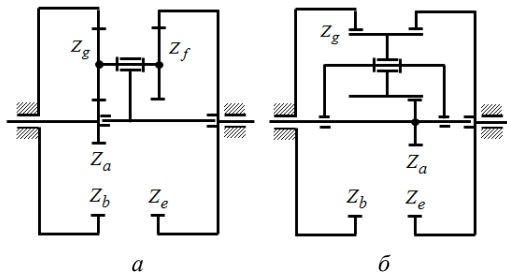


Рис. 1 – Схема планетарного механизма типа 3К

Передаточное отношение механизма U_{ae}^b , показанного на рис. 1, а, определяют по формуле

$$U_{ae}^b = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 - \frac{z_b}{z_g} \cdot \frac{z_f}{z_e}}, \quad (1)$$

Приняв условия для чисел зубьев $z_b > z_e$ и $z_g > z_f$, получим $U_{ae}^b > 0$.

Для механизма с одновенцовым сателлитом, показанным на рис. 1, б, передаточное отношение U_{ae}^b определяют по формуле (1) с учетом равенства $z_g = z_f$. Обеспечив условие $z_e > z_b$, получим $U_{ae}^b > 0$.

Для планетарного механизма типа 3К с прямоугольными цилиндрическими колесами условие соосности имеет вид

$$\frac{m_a(z_a + z_g)}{\cos(\alpha_{wa})} = \frac{m_b(z_b - z_g)}{\cos(\alpha_{wb})} = \frac{m_e(z_e - z_f)}{\cos(\alpha_{we})}, \quad (2)$$

где m_a, m_b, m_e – модули в зацеплениях центральных колес z_a, z_b и z_e соответственно, но $m_a = m_b$; $\alpha_{wa}, \alpha_{wb}, \alpha_{we}$ – углы зацепления центральных колес z_a, z_b и z_e соответственно.

Условие соседства для механизмов, приведенных на рис. 1, записывают в виде двух неравенств:

$$\left. \begin{aligned} m_a(z_a + z_g) \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) &\geq z_g + 2, x\lambda \leq 1; \\ m_e(z_e - z_f) \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) &\geq z_f + 2, x\lambda \leq 1, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где k – число сателлитов;

$$x\lambda = \frac{(d)_g}{(d)_f} = \left(\frac{z_g}{z_f}\right) \cdot \left(\frac{m_a}{m_e}\right) = x \cdot \lambda, x = \frac{z_g}{z_f}, \lambda = \frac{m_a}{m_e}.$$

Условие сборки рассматриваемых механизмов имеет вид

$$\frac{z_a + z_b}{k} = N, \quad \frac{z_b}{k} \left(1 - \frac{z_g}{z_f} \cdot \frac{z_e}{z_b}\right) + \frac{z_g}{z_f} Q = P, \quad (4)$$

где N, P, Q – целые положительные числа.

С целью упрощения сборки механизмов принимаем условие, что числа зубьев центральных колес z_a, z_b и z_e кратны числу сателлитов k .

Условие соосности (2), записанное для общего случая, упрощается если принять модули в зацеплениях центральных колес одинаковыми $m_a = m_b = m_e = m$. Тогда получим

$$\frac{z_a + z_g}{\cos(\alpha_{wa})} = \frac{z_b - z_g}{\cos(\alpha_{wb})} = \frac{z_e - z_f}{\cos(\alpha_{we})}. \quad (5)$$

Сочетания чисел зубьев, удовлетворяющих условию

$$z_a + z_g = z_b - z_g = z_e - z_f, \quad (6)$$

приводят к требованию обеспечению одинаковых значений углов зацепления центральных колес

$$\alpha_{wa} = \alpha_{wb} = \alpha_{we}. \quad (7)$$

Равенство (7) выполнимо тогда, когда имеет место следующее соотношение

$$(x_\Sigma)_{ag} = (x_d)_{bg} = (x_d)_{ef}, \quad (8)$$

где $(x_\Sigma)_{ag} = x_a + x_g$ – коэффициент суммы смещений внешнего зацепления $z_a - z_g$;

$(x_d)_{bg} = x_b - x_g$ – коэффициент разности смещений внутреннего зацепления $z_b - z_g$;

$(x_d)_{ef} = x_e - x_f$ – коэффициент разности смещений внутреннего зацепления $z_e - z_f$.

Если условие (6) по каким-то причинам не выполнимо, то принимают следующее условие

$$z_b - z_g = z_e - z_f, \quad (9)$$

имея либо

$$z_a + z_g < z_b - z_g, \quad (10)$$

либо

$$z_a + z_g > z_b - z_g. \quad (11)$$

В [1] приведены рекомендации по реализации условия (9), учитывая соответственно вариант (10) или (11).

Выполнение условия (5) усложняется, если имеем следующие неравенства

$$z_a + z_g \neq z_b - z_g, \quad z_b - z_g \neq z_e - z_f. \quad (12)$$

Обеспечение условия (5) с учетом неравенств (12) реализуется путем выбора соответствующих значений углов зацепления центральных зубчатых колес. При этом должна быть обеспечена прочность и долговечность всех зубчатых зацеплений планетарного механизма типа 3К.

В противном случае надо попытаться реализовать условие (2) как за счет выбора соответствующих значений углов зацепления центральных колес, так и за счет выбора значений модулей их зацеплений.

Примем следующие условия: модули в зацеплениях центральных колес одинаковые; числа зубьев колес удовлетворяют условиям (10) и (12), при этом $z_e - z_b = k$; углы зацепления центральных колес имеют разные значения, т.е. $\alpha_{wa} \neq \alpha_{wb} \neq \alpha_{we}$.

Пусть определены числа зубьев планетарного механизма типа 3К, значения которых удовлетворяют условиям (1), (3) и (4) соответственно.

Задаем диапазон изменения возможных значений угла зацепления α_{wag} центрального колеса z_a :

$$\alpha_{wagH} \leq [\alpha_{wagi}] \leq \alpha_{wagK}, \quad i = \overline{1, N} \quad (13)$$

где $\alpha_{wagH}, \alpha_{wagK}$ – нижнее и верхнее значения диапазона изменения угла α_{wag} ;

N – число отсчетов значений угла α_{wag} .

Текущее значение угла зацепления α_{wai} находят по формуле

$$\alpha_{wagi} = \alpha_{wagH} + \Delta\alpha_{wag}(i-1), \quad \Delta\alpha_{wag} = \frac{\alpha_{wagK} - \alpha_{wagH}}{N-1}. \quad (14)$$

Для каждого значения угла зацепления α_{wai} определяют значение коэффициента суммы смещений $(x_\Sigma)_{agi}$ внешнего зацепления $z_a - z_g$

$$(x_\Sigma)_{agi} = (\text{inv}(\alpha_{wagi}) - \text{inv}(\alpha_t)) \cdot \frac{z_a + z_g}{2 \cdot \text{tg}(\alpha_t)}, \quad (15)$$

где α_t – угол профиля зуба.

Межосевое расстояние a_{wagi} , соответствующее значению угла зацепления α_{wai} , определяют по следующей формуле

$$a_{wagi} = \frac{m}{2} \cdot (z_a + z_g) \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wagi})}, \quad (16)$$

где m – заданный модуль зубчатых колес.

Углы зацеплений α_{wbgi} и α_{wefi} определяют по следующим формулам

$$\alpha_{wbgi} = \arccos\left(\frac{z_b - z_g}{z_a + z_g} \cdot \cos(\alpha_{wagi})\right); \quad (17)$$

$$\alpha_{wefi} = \arccos\left(\frac{z_e - z_f}{z_a + z_g} \cdot \cos(\alpha_{wagi})\right). \quad (18)$$

Межосевые расстояния, соответствующие углам зацеплений α_{wbgi} и α_{wefi} , находят по формулам

$$a_{wbgi} = \frac{m}{2} \cdot (z_b - z_g) \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wbgi})}; \quad (19)$$

$$a_{wefi} = \frac{m}{2} \cdot (z_e - z_f) \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wefi})}. \quad (20)$$

Если вывести графики зависимостей (16), (19) и (20) как функции значений угла зацепления α_{wai} , то увидим совпадение этих графиков, так как нами было принято условие (5).

Значения коэффициентов разности смещений $(x_d)_{bgi}$ и $(x_d)_{efi}$ внутренних зацеплений $z_b - z_g$ и $z_e - z_f$ соответственно вычисляют по формулам

$$(x_d)_{bgi} = (\text{inv}(\alpha_{wbgi}) - \text{inv}(\alpha_t)) \cdot \frac{z_b - z_g}{2 \cdot \text{tg}(\alpha_t)}; \quad (21)$$

$$(x_d)_{efi} = (\text{inv}(\alpha_{wefi}) - \text{inv}(\alpha_t)) \cdot \frac{z_e - z_f}{2 \cdot \text{tg}(\alpha_t)}. \quad (22)$$

Задаем диапазон изменения возможных значений коэффициента смещения x_{ai} центрального колеса z_a :

$$x_{a\min} \leq [x_{ai}] \leq x_{a\max}; \quad i = \overline{1, N}, \quad (23)$$

где $x_{a\min}, x_{a\max}$ – наименьшее и наибольшее соответственно значения коэффициента смещения x_a .

Подобно (14) текущее значение коэффициента смещения x_{ai} вычисляют по формуле

$$x_{ai} = x_{a\min} + \Delta x_a(i-1), \quad \Delta x_a = \frac{x_{a\max} - x_{a\min}}{N-1}. \quad (24)$$

Каждому значению коэффициента смещения x_{ai} определяют значения коэффициентов смещения зубчатых колес z_b и z_g по следующим формулам

$$x_{bi} = (x_\Sigma)_{agi} + (x_d)_{bgi} - x_{ai}; \quad (25)$$

$$x_{gi} = \frac{(x_\Sigma)_{agi} - (x_d)_{bgi} - x_{ai} + x_{bi}}{2}. \quad (26)$$

Для кинематической схемы планетарного механизма типа 3К с одновенцовыми сателлитами (рис. 1, б) имеем

$$x_{fi} = x_{gi}; \quad (27) \quad x_{ei} = (x_d)_{efi} - x_{fi}. \quad (28)$$

Для кинематической схемы планетарного механизма типа 3К с двухвенцовыми сателлитами (рис. 1, а) поступают следующим образом. Задают диапазон изменения возможных значений коэффициента смещения x_{fi} сателлитного колеса z_f :

$$x_{f\min} \leq [x_{fi}] \leq x_{f\max}, \quad i = \overline{1, N}, \quad (29)$$

где $x_{f\min}, x_{f\max}$ – наименьшее и наибольшее соответственно значения коэффициента смещения x_f .

Текущее значение коэффициента смещения x_{fi} вычисляют по формуле, аналогичной формуле (24)

$$x_{fi} = x_{f \min} + \Delta x_f (i-1), \Delta x_f = \frac{x_{f \min} - x_{f \max}}{N-1}. \quad (30)$$

Текущее значение коэффициента смещения x_{ei} определяют по формуле (28).

В результате получают наборы (массивы) значений коэффициентов смещений зубчатых колес планетарного механизма типа 3К, которые обеспечивают реализацию заданных значений углов зацеплений центральных колес. Размеры полученных наборов данных естественно определяются значением числа отсчетов N .

К качественным характеристикам зубчатых зацеплений планетарного механизма типа 3К относим следующие параметры: коэффициент торцового перекрытия ε_α ; коэффициент удельного давления η ; коэффициенты удельного скольжения в нижних точках активных профилей зубьев ϑ_1 (шестерня зацепления) и ϑ_2 (колесо зацепления); нормальные толщины зубьев на поверхности вершин s_{na1} (шестерня зацепления) и s_{na2} (колесо зацепления).

Набор – вектор-столбец $\bar{x}_{opt} = [x_a, x_g, x_b, x_f, x_e]^T$, значений коэффициентов смещений зубчатых колес планетарного механизма типа 3К с заданным передаточным отношением U_{ae}^b , для которого показатели качества зубчатых зацеплений удовлетворяют требуемым значениям, с одной стороны, и условиям прочности и долговечности, с другой, определяется как оптимальный. Таким образом, под оптимальным проектированием планетарного механизма типа 3К подразумевается выбор вектор-столбца $\bar{x}_{opt}$. Заметим, что конструктивные ограничения здесь нами не учитываются, а конструктивная оптимизация выполняется отдельно после того, как выбран вектор-столбец $\bar{x}_{opt}$.

Качественные показатели зубчатых зацеплений механизма определяют по следующим известным формулам:

$$(\varepsilon_\alpha)_{pqi} = \frac{z_p \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{api}) \pm z_q \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{aqi})}{2\pi} \mp \frac{(z_p \pm z_q) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{wpqi})}{2\pi}, \quad (31)$$

$$(\vartheta_p)_{pqi} = \frac{(u \pm 1) \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{aqi}) - \operatorname{tg}(\alpha_{wapi}))}{\operatorname{tg}(\alpha_{wpqi}) \mp u \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{aqi}) - \operatorname{tg}(\alpha_{wapi}))}; \quad (32)$$

$$(\vartheta_q)_{pqi} = \frac{(u \pm 1) \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{api}) - \operatorname{tg}(\alpha_{wpqi}))}{u \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{wagi}) \mp (\operatorname{tg}(\alpha_{api}) - \operatorname{tg}(\alpha_{wpqi}))}; \quad (33)$$

$$(\eta)_{pqi} = \frac{2 \cdot (z_q \pm z_p)}{z_p \cdot z_q \cdot \cos(\alpha_t) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{wpqi})}; \quad (34)$$

$$(s_{na})_{pi} = (d_a)_{pi} \cdot \left[\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_{pi} \operatorname{tg}(\alpha_t)}{z_p} \mp \operatorname{inv}(\alpha_t) \mp \operatorname{inv}(\alpha_{pi}) \right]; \quad (35)$$

$$(s_{na})_{qi} = (d_a)_{qi} \cdot \left[\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_{qi} \operatorname{tg}(\alpha_t)}{z_q} \mp \operatorname{inv}(\alpha_t) \mp \operatorname{inv}(\alpha_{qi}) \right], \quad (36)$$

где $p=a, g, f$, $q=g, b, e$ – индексы зубчатых колес планетарного механизма типа 3К, схема которого приведена на рис. 1, причем индекс p указывает

на шестерню, а индекс q – на колесо соответственно зубчатого зацепления $z_p - z_q$;

α_{api} , α_{aqi} – углы профиля зуба на окружности вершин зубчатого колеса z_p и z_q соответственно.

В формулах (31)–(36) верхние знаки соответствуют внешнему, а нижние – внутреннему зацеплению.

Методику выбора параметра x_{opt} рассмотрим на следующем примере. Для схемы планетарного механизма типа 3К с тремя одновенцовыми сателлитами и с передаточным отношением $U_{ae}^b = 332,5$ подобраны следующие числа зубьев: $z_a = 12$; $z_g = 46$; $z_b = 102$; $z_f = 46$; $z_e = 105$. Модули в зацеплениях центральных колес выбраны одинаковыми $m_a = m_b = m_e = m$, равные 0,3 мм. Заданные числа зубьев удовлетворяют условию (12), а это означает, что надо подобрать значения соответствующих углов зацеплений, которые будут разными.

Изменения возможных значений угла зацепления α_{wag} задаем в диапазоне $[\alpha_{wagH}, \alpha_{wagK}] = [15^\circ, 24^\circ]$, а число промежуточных значений принимаем $N = 41$. Отсюда получим шаг $\Delta \alpha_{wag} = 0,225^\circ$. На рис. 2 приведены графики зависимостей углов зацепления центральных зубчатых колес z_b и z_e от значения задаваемого угла зацепления α_{wag} центрального колеса z_a , а также зависимость межосевых расстояний зубчатых зацеплений планетарного механизма типа 3К.

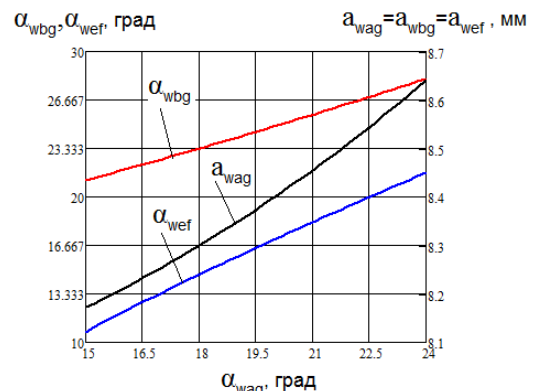


Рис. 2 – Графики зависимостей $\alpha_{wbg}(\alpha_{wag})$, $\alpha_{wef}(\alpha_{wag})$ и $a_w(\alpha_{wag})$

На рис. 3 показаны графики изменения коэффициентов суммы (разности) смещений зубчатых зацеплений центральных колес планетарного механизма типа 3К в зависимости от значения угла зацепления α_{wag} центрального колеса z_a .

Изменения возможных значений коэффициента смещения x_a задаем в диапазоне $[x_{aH}, x_{aK}] = [-1, 1,36]$, откуда находим шаг $\Delta x_a = 0,059$. Далее вычисляем массивы значений потребных коэффициентов смещений остальных зубчатых колес. На рис. 4 показаны графики изменения потребных значений коэффициентов смещений зубчатых колес планетарного механизма типа 3К в зависимости от значения угла зацепления α_{wag} центрального колеса z_a .

График зависимости $x_a(\alpha_{wag})$, показанный на рис. 4, имеет вид прямой линии. Наклон этой прямой определяется задаваемым диапазоном $[x_{aH}, x_{aK}]$, а с другой сто-

роны, коэффициент смещения x_a является независимой величиной от значения угла зацепления α_{wag} .

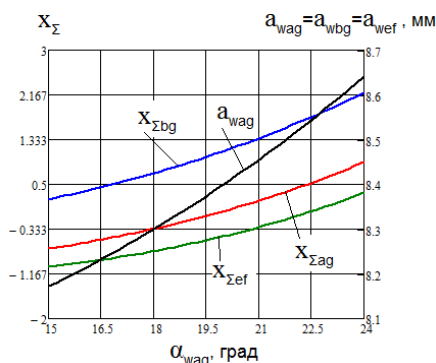


Рис. 3 – Графики зависимостей $x_{\Sigma ag}(\alpha_{wag})$, $x_{\Sigma bg}(\alpha_{wag})$, $x_{\Sigma ef}(\alpha_{wag})$ и $a_w(\alpha_{wag})$

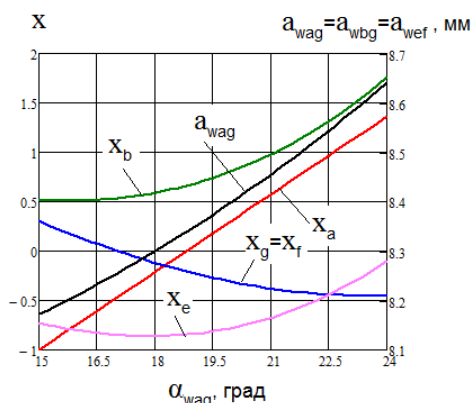


Рис. 4 – Графики зависимостей $x_a(\alpha_{wag})$, $x_g(\alpha_{wag})$, $x_b(\alpha_{wag})$, $x_e(\alpha_{wag})$ и $a_w(\alpha_{wag})$

Линейная зависимость $x_a(\alpha_{wag})$ обусловлена тем, что каждому значению угла зацепления α_{wagi} сопоставляется одно единственное значение коэффициента смещения x_{ai} . Однако значения коэффициентов смещения остальных зубчатых колес, естественно зависят от значения коэффициента смещения x_a , а с учетом сделанного замечания, и от значения угла зацепления α_{wag} .

Функциональные зависимости, приведенные на рис. 4 можно показать так, как показано на рис. 5.

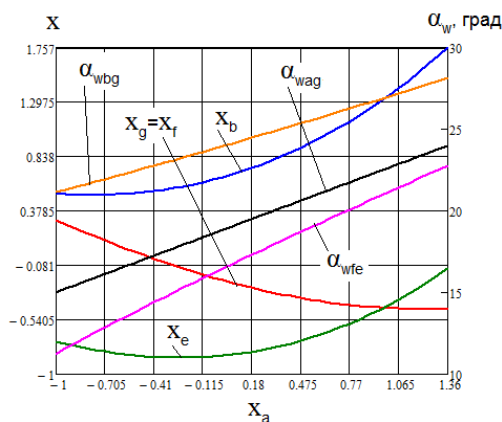


Рис. 5 – Графики зависимостей $x_a(\alpha_{wag})$, $x_g(\alpha_{wag})$, $x_b(\alpha_{wag})$, $x_e(\alpha_{wag})$ и $a_w(\alpha_{wag})$

На рис. 6 показаны графики изменения значений коэффициентов торцового перекрытия ϵ_a зубчатых за-

цеплений механизма в зависимости от значения коэффициента смещения x_a зубчатого колеса z_a .

Зависимости коэффициентов удельного давления η для зубчатых зацеплений механизма как функции коэффициента смещения x_a зубчатого колеса z_a показаны на рис. 7.

Оценка износа зубчатых зацеплений механизма выполняется по степени различия удельных скольжений в нижних точках активных профилей зубьев зубчатых зацеплений.

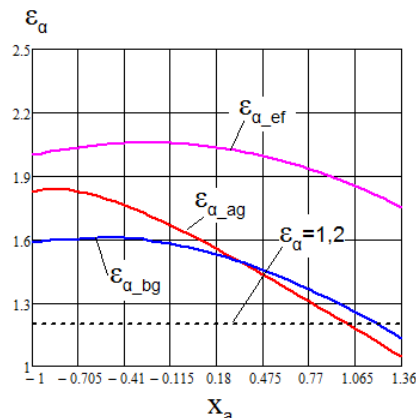


Рис. 6 – Графики зависимостей $\epsilon_{a_{ag}}(x_a)$, $\epsilon_{a_{bg}}(x_a)$ и $\epsilon_{a_{ef}}(x_a)$

Степень различия удельных скольжений в нижних точках активных профилей зубьев зубчатых зацеплений определяют по формуле

$$\Delta\vartheta = |\vartheta_p| - |\vartheta_q|. \quad (37)$$

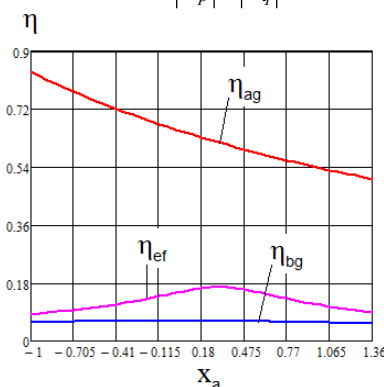


Рис. 7 – Графики зависимостей $\eta_{ag}(x_a)$, $\eta_{bg}(x_a)$ и $\eta_{fe}(x_a)$

Чем меньше величина параметра $\Delta\vartheta$, тем меньше износ зубьев. Равенство $\Delta\vartheta = 0$ означает, что выполнено выравнивание удельных скольжений. На рис. 8 показаны графики изменения параметров $\Delta\vartheta$ зубчатых зацеплений механизма в зависимости от коэффициента смещения x_a зубчатого колеса z_a .

На рис. 9 приведены те же графики, что и на рис. 8, но в другом масштабе.

Появление пика на графике зависимости $\Delta\vartheta_{ag}(x_a)$ объясняется тем, что функция $\vartheta_1(x_a)$ для внешнего зацепления $z_a - z_g$ в заданном диапазоне изменения коэффициента смещения x_a зубчатого колеса z_a претерпевает разрыв. На рис. 10 приведен отдельно график этой функции, из которого виден ее разрыв.

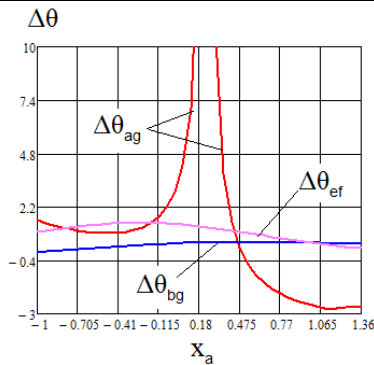


Рис. 8 – Графики зависимостей $\Delta\theta_{ag}(x_a)$, $\Delta\theta_{bg}(x_a)$ и $\Delta\theta_{fe}(x_a)$

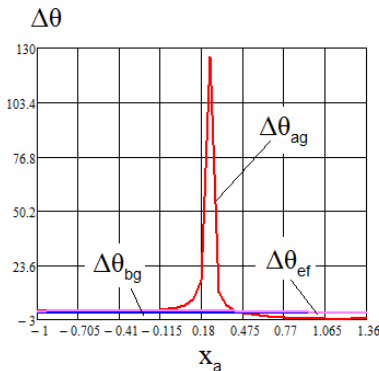


Рис. 9 – Графики зависимостей $\Delta\theta_{pq}(x_a)$ (увеличенный масштаб)

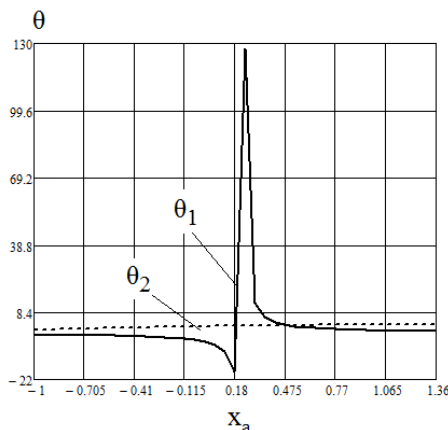


Рис. 10 – Графики зависимостей $\theta_1(x_a)$ и $\theta_2(x_a)$ (внешнее зубчатое зацепление $z_a - z_g$)

Точка разрыва данной функции $\theta_1(x_a)$ находится из решения следующего уравнения

$$\operatorname{tg}(\alpha_{\text{wag}}(x_a)) - \frac{z_g}{z_a} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{ag}(x_a)) - \operatorname{tg}(\alpha_{\text{wag}}(x_a))) = 0. \quad (38)$$

Уравнение (38) можно решить, как численным способом, так и графическим.

Для графического решения удобно уравнение (38) преобразовать к следующему виду

$$\operatorname{tg}(\alpha_{\text{wag}}(x_a)) - \frac{z_g/z_a}{1+z_g/z_a} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{ag}(x_a)) = f_1(x_a) - f_2(x_a) = 0, \quad (39)$$

$$\text{где } f_1(x_a) = \operatorname{tg}(\alpha_{\text{wag}}(x_a)) \text{ и } f_2(x_a) = \frac{z_g/z_a}{1+z_g/z_a} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{ag}(x_a))$$

– вспомогательные функции.

Решение уравнения (39) графическим способом показано на рис. 11. Пересечение двух кривых $f_1(x_a)$ и $f_2(x_a)$ происходит при $x_a^* = 0,225$ и $x_g^* = -0,249$.

При решении уравнения (38) надо учесть следующее ограничение для искомого решения

$$x_a^* \in DX_a; \quad x_g^* \in DX_g, \quad (40)$$

где DX_a и DX_g – области допустимых значений коэффициентов соответствующих коэффициентов смещения, определяемые наборами данных (24) и (26). Действительно, полученные значения располагаются в диапазоне отсчетов от $i = 20$ до $i = 22$.

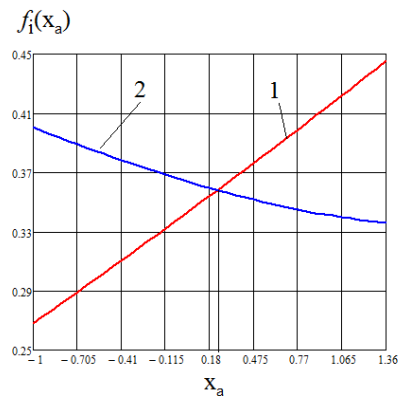


Рис. 11 – Графическое решение уравнения (38): 1 – функция $f_1(x_a)$; 2 – функция $f_2(x_a)$

Численное решение уравнения (38) получено в среде программы Mathcad с использованием решающего блока Given-Find. Результат численного решения уравнения (38) приведен на рис. 12.

```

Задаем решаемое уравнение (38)
eq(x1,x2) := (z1 + z2) * tan(alpha_tw(x1,x2)) - z2 * tan(alpha_a2(x1,x2))

x1 := 0   x2 := 0   <--- начальное решение

Given
    0.18 ≤ x1 ≤ 0.239
    -0.2889 ≤ x2 ≤ -0.2494
    eq(x1,x2) = 0

Find(x1,x2) = ( 0.2252 ) <--- решение
                ( -0.2494 )
  
```

Рис. 12 – Численное решение уравнения (38)

Графики изменения нормальной толщины зубьев на поверхности вершин в зависимости от значения коэффициента смещения x_a зубчатого колеса z_a приведены на рис. 13. В качестве допустимой минимальной нормальной толщина зубьев выбрано значение $s_{\text{namin}} = 0,4 \cdot m$.

Анализ графиков, приведенных на рис. 8 и на рис. 9, показывает, что в заданном диапазоне значений коэффициента смещения x_a имеется поддиапазон, в котором резко увеличивается удельное скольжение зубчатых профилей. Таким образом, возможные значения коэффициента смещения x_a зубчатого колеса z_a следует ограничить двумя диапазонами, например, $[-1, -0,056]$ и $[0,416, 1,36]$. Заметим, что во втором диапазоне имеем достаточно большое значение коэффициента удельного давления η_{fe} и видим уменьшение значений коэффициентов торцового перекрытия $\varepsilon_{\alpha_{ag}}$ и $\varepsilon_{\alpha_{bg}}$. Из рис. 13 следует, что наибольшее (верхнее) допустимое значение

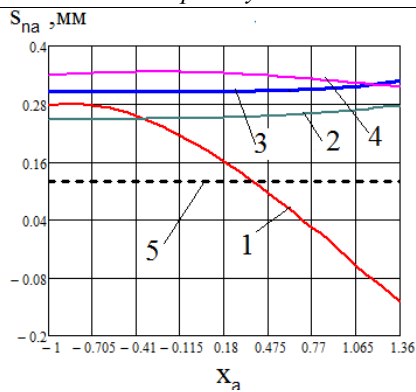


Рис. 13 – Нормальные толщины зубьев на поверхности вершин:

1 – $(s_{na})_a$; 2 – $(s_{na})_g$; 3 – $(s_{na})_b$; 4 – $(s_{na})_e$; 5 – $(s_{na})_{\min}$

ние коэффициента смещения x_a равно 0,364. Наименьшее допустимое значение коэффициента смещения x_a , которое определяется из условия отсутствия подреза, составило 0,298. Для зубчатого колеса z_g минимальное значение коэффициента смещения составило -1,69. С учетом минимального и максимального допустимых значений коэффициента смещения x_a , получим следующий допустимый диапазон изменения для этого коэффициента [0,298, 0,364]. Но при $x_a = 0,298$ ($i = 23$) имеем достаточно большое значение параметра $\Delta\vartheta_{ag}$, а именно $\Delta\vartheta_{ag} = 10,315$. Поэтому следует увеличить ниже значение 0,298, например, до 0,306. В итоге получим следующий диапазон допустимых значений коэффициента смещения x_a : [0,306, 0,364]. Анализ значений всех величин, которые были введены для рассмотрения, показал их допустимость. В результате нашего анализа, выполненного применительно для $N=41$, определен в первом приближении вектор-столбец $\bar{x}_{opt1}$ оптимальных значений коэффициентов смещений зубчатых колес планетарного механизма типа 3К с одновенцовыми сателлитами: $\bar{x}_{opt1} = \{0,357, -0,3245, 0,8722, -0,3245, 0,7623\}$. Однако ранее не оговаривалось проверка внутренних зацеплений на отсутствие интерференции. По этой причине заданный вектор-столбец $\bar{x}_{opt1}$ и обозначен как первое приближение (первая итерация).

Для найденного параметра $\bar{x}_{opt1}$ выполняют геометрический расчет зубчатых зацеплений. При расчете геометрии внутренних зацеплений был принят долбяк с числом зубьев $z_0 = 40$ и коэффициентом смещения $x_0 = 0,315$, имеющий обозначение 2539-0192 ГОСТ 10059-80. Параметры и обозначение долбяка были взяты из базы данных программы КОМПАС-3D V16. В результате расчетов выявлено наличие интерференции для зубчатого колеса z_e . Поэтому следует выполнить вторую итерацию вектора-столбца $\bar{x}_{opt}$.

Для диапазона $[\alpha_{wag}, \alpha_{wagk}]$ изменения угла зацепления α_{wag} , принятого на первой итерации, задаем следующий диапазон возможных значений коэффициента смещения x_a : [0,298, 0,306]. Число отсчетов $N=41$. Анализируем новые графики, которые для первой итерации были показаны на рис. 3–13. В результате приходим к выводу, что допустимый диапазон отсчетов анализируемых функций соответствует индексу i от 29 до 35. В качестве второй итерации был выбран вектор-столбец

$\bar{x}_{opt2} = \{0,3038, -0,0012, 0,8722, 1,4918, -0,1991\}$ соответствующий $i = 30$. Дальнейшие расчеты геометрии показали правильность выбора вектора-столбца $\bar{x}_{opt2}$.

Значения качественных показателей зубчатых зацеплений, которые найдены для вектор-столбца $\bar{x}_{opt2}$ сведены в табл. 1.

Таблица 1 – Качественные показатели зацеплений.

Оптимальный выбор вектор-столбца $\bar{x}_{opt2}$

Параметр	Зубчатое зацепление		
	$z_a - z_g$	$z_g - z_b$	$z_f - z_e$
a_w , мм	8,788	8,788	8,788
α_{pw} , град	21,525	26,08	18,862
ϑ_1	-7,087	-0,345	-0,38
ϑ_2	-1,896	-0,007	-0,134
$\Delta\vartheta$	5,191	0,338	0,246
ε_α	1,453	1,336	1,753
η	0,567	0,0523	0,0761
s_{nd1}	0,139	0,239	0,239
s_{nd2}	0,239	0,318	0,318

После выбора значений коэффициентов смещения зубчатых колес – вектор-столбец $\bar{x}_{opt2}$, выполняют расчеты на прочность и долговечность. Если результаты этих расчетов будут неудовлетворительными, то необходимо либо выбрать другой вектор-столбец $\bar{x}_{opt2}$ (выполнить очередную итерацию) либо выполнить коррекцию выбранного вектор-столбца $\bar{x}_{opt2}$. Заметим, что вектор-столбец $\bar{x}_{opt2}$ подошел по условиям прочности и долговечности, а также по конструктивным ограничениям, которые были учтены при выборе межосевого расстояния a_w .

На рис. 14 приведены графики изменения параметров $\Delta\vartheta_{pq}$ зубчатых зацеплений механизма в зависимости от коэффициента смещения x_a зубчатого колеса z_a для второй итерации выбора вектор-столбца $\bar{x}_{opt1}$. Как видно из рисунка в диапазоне значений коэффициента смещения x_a , равным [0,298, 0,306] имеется два пика для функциональных зависимостей $\Delta\vartheta_{pq}(x_a)$. Определение точек разрывов для зависимостей $\Delta\vartheta_{ag}(x_a)$ и $\Delta\vartheta_{fe}(x_a)$ выполняется способами, которые были рассмотрены ранее. Заметим, что пики функциональных зависимостей, показанных на рис. 14, не видны на рис. 8 потому, что шаги отсчетов функций, выводимых на этих рисунках, не совпадают или не являются кратными.

Рассмотренная методика выбора коэффициентов смещения зубчатых колес планетарного механизма типа 3К реализуется в среде программы Mathcad четырьмя файлами – Mathcad-документами. Первый документ предназначен для подбора чисел зубьев планетарного механизма. В документе предусмотрена настройка подбора с учетом условий как на тип кинематической схемы (см. рис. 1), так и на сами числа зубьев, которые приведены в формулах (1)–(12). Второй документ реализует поиск оптимального вектор-столбца $\bar{x}_{opt}$ в соответствии с алгоритмом, который был рассмотрен выше. Предусмотрены два вида реализации алгоритма: ручной; программный. При ручном

поиске решение о выборе выполняет сам конструктор на основе просмотра графиков и массивов данных. Второй тип выбора реализуется путем работы специального программного модуля, выполняющего поиск данных, которые удовлетворяют заданным условиям поиска. Третий документ реализует геометрический расчет внешнего и внутреннего зубчатых зацеплений. Четвертый документ предназначен для выполнения расчетов на прочность и долговечность.

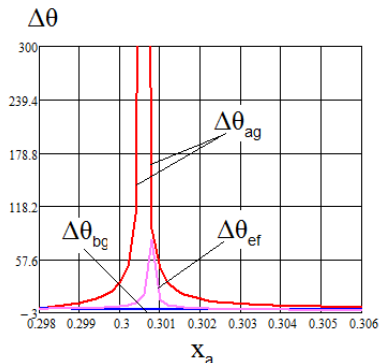


Рис. 14 – Графики зависимостей $\Delta\theta_{ag}(x_a)$, $\Delta\theta_{bg}(x_a)$ и $\Delta\theta_{fe}(x_a)$. Вторая итерация

В статье не приведены формулы для проверки отсутствия интерференции для внутренних зубчатых зацеплений, с одной стороны. С другой стороны, не приведены и соответствующие графики. Связано это с тем, что проверка на отсутствие интерференции была запрограммирована в третьем Mathcad-документе. По мнению авторов, выполнение такой проверки непосредственно во втором Mathcad-документе приводит к усложнению его программной реализации.

Построения блокирующих контуров для зубчатых передач позволяет правильно выбирать коэффициенты смещения зубчатых колес. Но применительно к планетарным механизмам реализация этого подхода требует от конструктора наличия умения создания соответствующих программ средств. При этом желательно, чтобы программное обеспечение было легко модифицировано под нужды проектирования. При программной реализации блокирующего контура приходится решать два основных типа задач: вычислительные; графические. Первые задачи связаны с программированием нужных вычислений. Вторые – отображением самого блокирующего контура. Часто реализация вторых задач оказывается сложнее реализации первых. Поэтому на сегодняшний день построение блокирующих контуров стало не задачей конструкторов, а задачей программистов. Это положение хорошо видно на примере приложения "Валы и механические передачи 3D" для системы трехмерного моделирования КОМПАС-3D фирмы АСКОН. Учитывая сделанные замечания, авторами предложена простая в программной реализации методика построения допустимых областей – диапазонов, значений коэффициентов смещений зубчатых колес планетарного механизма типа 3К. Построение вышеуказанных областей по сути и есть блокирующий контур. Но этот контур имеет другой вид, отличный от вида классического блокирующего контура. На рис. 15 приведена графическая интерпретация методики выбора допустимых значений коэффициентов смещения зубчатых колес планетарного механизма типа 3К.

На рис. 15, а показана найденная область допустимых значений коэффициента смещения x_a , отмеченная вертикальными линиями x_a^l (левая граница) и x_a^r (правая граница) соответственно. В этой области имеем

выполнение условий для всех P_i качественных показателей зубчатых зацеплений вида $P_i^l \leq P_i \leq P_i^u$, $i = \overline{1, n}$, здесь P_i^l и P_i^u – нижнее и верхнее допустимые значения параметра P_i , а n – число качественных показателей. Причем возможные случаи, когда для j -го качественного показателя задается только одностороннее ограничение, например, ограничение на допустимое значение коэффициента торцового перекрытия ε_{α} вида $\varepsilon_{\alpha i} \geq \varepsilon_{\alpha \min}$.

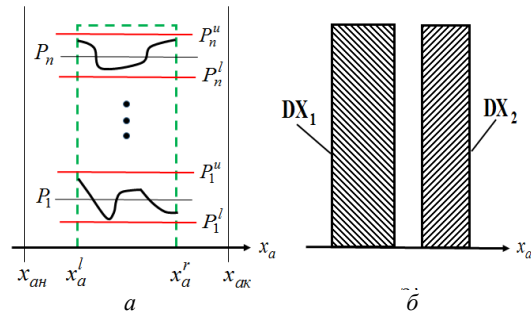


Рис. 15 – Графическая интерпретация выбора коэффициентов смещения зубчатых колес планетарного механизма типа 3К

Пример, приведенный в статье, показывает, что задаваемые диапазоны изменения возможных значений угла зацепления α_{wag} и коэффициента смещения x_a определяют результат выбора вектор-столбца $\bar{x}_{\text{opt}}$. В принципе из условия (5) следует что, задав значение одного угла зацепления из трех, находим значения двух других углов зацепления. Далее имеем 3 известных условия для 5-ти неизвестных коэффициентов смещения, если рассматриваем схему двухвенцового планетарного механизма типа 3К, или для 4-х неизвестных, если имеем одновенцовый механизм. Поэтому, чтобы найти неизвестные приходится из них выбрать независимые (варьируемые) и зависимые. Применительно к первой схеме механизма независимых величин должно быть 2. Для второй схемы выбирается 1 независимая величина. С математической точки зрения выбор независимых величин (коэффициентов смещения) произволен. В предлагаемой методике в качестве независимой величины выбран коэффициент смещения x_a по двум причинам. Во-первых, для зубчатого колеса z_a при заданном его модуле заранее можно определить диапазон возможных значений коэффициента смещения из условий отсутствия подреза и заострения. Во-вторых, контактная прочность зубчатого колеса z_a , особенно мелкозубчатых с малым числом зубьев, как правило, определяется значением коэффициента смещения.

Выводы. На основе подхода, рассмотренного в данной работе, разработана методика выбора оптимальных значений коэффициентов смещений зубчатых колес планетарного механизма типа 3К по критерию обеспечения качественных показателей зубчатых зацеплений требуемым условиям. Реализация методики в среде программы Mathcad отличается простотой и не требует от конструктора особых навыков программирования. Отображение в виде графиков законов изменения выбранных качественных показателей зубчатых зацеплений как функций варьируемых параметров позволяет конструктору выбрать допустимые области значений коэффициентов смещений. Настройка как варьируемых величин, так и ограничений на контролируемые параметры позволяет выполнить выбор коэффициентов смещения зубчатых колес применительно к текущим требо-

ваниям проектирования. Методика применима для проектирования как мелкозубчатых передач, так и крупнозубчатых. Она может быть использована для выбора коэффициентов смещения зубчатых колес простых планетарных механизмов. Практика применения разработанной методики показала ее эффективность и определила направления по ее функциональному улучшению.

Список литературы

1. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М.–Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.
2. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977. – 536 с. с ил.
3. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Расчет геометрических параметров. Справочное пособие / И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. Э. Смирнов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 192 с. с ил.
4. Чернова Н. М. Классификация и расчет зубчатых передач типа 3к-н на основе метода графического синтеза / Н. М. Чернова, Р. А. Кобза // Вестник СГТУ, – 2013. – № 1(69). – С. 118–122.
5. Сильченко П. Н. Построения объемных блокирующих контуров при расчете зубчатых передач с зацеплением двух и более колес для обеспечения всех требуемых эксплуатационных показателей / П. Н. Сильченко, А. В. Колотов, М. А. Мерко // Технология машиностроения. – М., 2006. – №9. – С. 57–60.

References (transliterated)

1. Kudrjavcev V. N. *Planetarnye peredachi* [Planetary transmission]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1966. 308 p.
2. Kudrjavcev V. N., Kirdjasheva Ju. N., Ginzburg E. G., Derzhavets Yu. A., Ivanov A. N., Kistochkin E. S., Kuz'min I. S., Filipenko A. L. *Planetarnye peredachi. Spravochnik* [Planetary transmission. Reference]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977. 536 p.
3. Bolotovskij I. A., Gur'ev B. I., Smirnov V. Je., Shenderej B. I. *Cilindricheskie jevol'ventnye zubchatye peredachi vnutrennego zacepleniya. Raschet geometricheskikh parametrov. Spravochnoe posobie* [Cylindrical involute gearing of the internal hooking. Calculation of geometrical parameters. Reference]. Moscow, Mashinostroenie, Publ., 1977. 199 p.
4. Chernova N. M., Kobza R. A. *Klassifikacija i raschet zubchatyh peredach tipa 3k-n na osnove metoda graficheskogo sinteza* [Classification and calculation of the 3k-h type gear sets using the graphic synthesis method]. *Vestnik Saratovskogo Gosudarstvennogo Tehnicheskogo Universiteta* [Bulletin of Saratov State Technical University]. Saratov, 2013, no 1, issue 69, pp. 118–122.
5. P. N. Sil'chenko P. N., Kolotov A. V., Merko M. A. *Postroeniya ob'emnyh blokijnushih konturov pri raschete zubchatyh peredach s zacepleniem dvuh i bolee koles dlja obespecheniya vseh trebuemykh jekspluatacionnyh pokazatelej* [Constructions of by volume blackout contours at the calculation of gearing with hooking of two and more than wheels for providing of all required operating indexes]. *Tehnologija mashinostroeniya* [Mechanical engineering technology]. Moscow, 2006, no. 9, pp. 57–60.

Поступила (received) 18.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Оптимальное проектирование планетарных механизмов типа 3К / В. А. Матусевич, Ю. В. Шарабан, О. В. Шехов, В. Т. Абрамов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 102–110. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Оптимальное проектирование планетарных механизмов типа 3К / В. А. Матусевич, Ю. В. Шарабан, А. В. Шехов, В. Т. Абрамов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 102–110. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Optimal design of planetary mechanisms of type 3K / V. A. Matusевич, U. V. Sharaban, A. V. Shehov, V. T. Abramov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 102–110. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Матусевич Володимир Анатолійович – головний конструктор-директор ДП "ХАКБ", м. Харків; тел.: (057) 707-02-73; e-mail: khadb_chief@ukr.net.

Матусевич Владимир Анатольевич – главный конструктор-директор, ГП "ХАКБ", г. Харьков; тел.: (057) 707-02-73; e-mail: khadb_chief@ukr.net.

Matusевич Vladimir Anatol'evich – Chief Designer-director GP "KhAKB", Kharkiv; tel.: (057) 707-02-73; e-mail: khadb_chief@ukr.net.

Шарабан Юрій Володимирович – заступник головного конструктора ДП "ХАКБ", м. Харків; тел.: (057) 707-02-73; e-mail: suv-kharkov@ukr.net.

Шарабан Юрий Владимирович – заместитель главного конструктора ГП "ХАКБ", г. Харьков; тел.: (057) 707-02-73; e-mail: suv-kharkov@ukr.net.

Sharaban Jurij Vladimirovich – Deputy Chief Designer of GP "KhAKB", Kharkiv; tel.: (057) 707-02-73; e-mail: suv-kharkov@ukr.net.

Шехов Олександр Володимирович – Національний аерокосмічний університет "Харківський авіаційний інститут", старший викладач кафедри теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем; тел.: (057) 877-47-67; e-mail: shav01@ukr.net

Шехов Александр Владимирович – Национальный аэрокосмический университет "Харьковский авиационный институт", старший преподаватель кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем; тел.: (057) 877-47-67; e-mail: shav01@ukr.net.

Shehov Aleksandr Vladimirovich – National aerospace university the "Kharkov aviation institute", Senior Lecturer at the Department of theoretical mechanics, engineering science and robots-mechanical systems; tel.: (057) 877-47-67; e-mail: shav01@ukr.net.

Абрамов Володимир Тимофійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний аерокосмічний університет "Харківський авіаційний інститут", доцент кафедри теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем; тел.: (057) 877-47-67.

Абрамов Владимир Тимофеевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный аэрокосмический университет "Харьковский авиационный институт", доцент кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем; тел.: (057) 877-47-67.

Abramov Vladimir Timothy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National aerospace university the "Kharkov aviation institute", Associate professor at the Department of theoretical mechanics, engineering science and robots-mechanical systems; tel.: (057) 877-47-67.

Н. В. МАТЮШЕНКО, А. В. ФЕДЧЕНКО, В. А. БЕРЕЖНОЙ

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАДАЧИ ПОСТРОЕНИЯ ЦИКЛОГРАММЫ И ПРОЦЕССА ПЕРЕКРЫТИЯ ПРИ ПЕРЕСОПРЯЖЕНИИ СОСЕДНИХ ЗУБЬЕВ

На базі методики знаходження допільної та заповільної точок контакту, що належать одному зубу, раціонального вибору основних параметрів для циліндричних передач Новикова з двома лініями зацеплення розроблена методика побудови циклограм. Досліджено процес перекриття при пересопряженні сусідніх зубців. Дана нова геометрична інтерпретація осевого перекриття, що залежить від кількості точок, які одночасно знаходяться в зацепленні та фазовий їх стан. Доведено критерії визначення мінімально допустимої ширини зубчастого вінця за обраним числом пар точок, що контактують. Складено таблиці визначення мінімально допустимої ширини зубчастого вінця для різних геометричних параметрів зацеплення і типів вихідного контуру.

Ключові слова: осевий крок зацеплення, передача Новикова, дві лінії зацеплення, вихідний контур фрези, циклограмма, фаза зацеплення, коефіцієнт перекриття, ширина зубчастого вінця.

На базі методики знаходження допільної та заповільної точок контакту, що належать одному зубу, раціонального вибору основних параметрів для циліндричних передач Новикова з двома лініями зацеплення розроблена методика побудови циклограм, а також досліджено процес перекриття при пересопряженні сусідніх зубців. Дана нова геометрична інтерпретація осевого перекриття, яке залежить від кількості точок, які одночасно знаходяться в зацепленні та фазовий їх стан. Доведено критерії визначення мінімально допустимої ширини зубчастого вінця за обраним числом контактуючих пар точок. Складено таблиці визначення мінімально допустимої ширини зубчастого вінця для різних геометричних параметрів зацеплення і типів вихідного контуру.

Ключевые слова: осевой шаг зацепления, передача Новикова, две линии зацепления, исходный контур фрезы, циклограмма, фаза зацепления, коэффициент перекрытия, ширина зубчатого венца.

On the basis of techniques and finding contact points belonging to one tooth, rational choice of basic parameters for cylindrical Novikov gears with two lines linking the technique of building a sequence diagram, and studied at the overlap process intermating neighboring teeth. New geometrical interpretation given axial overlap which depends on the number of points simultaneously meshed and phase state. We prove the criteria for determining the minimum allowable width of the ring gear on the selected number of pairs of contact points. A table of determining the minimum allowable width of the ring gear for different geometrical parameters of engagement and type of the original circuit.

Keywords: axial step engagement, Novikov gearing, two engagement line, the original contour milling, patterns, engagement phase, the overlap factor, the width of the ring gear.

Постановка проблеми. Из анализа геометрии и кинематики зацепления Новикова [1] вытекает, что в отличие от эвольвентного [2] и эволютного [3], оно не имеет высотного перекрытия и плавное пересопряжение зубьев и, следовательно, плавная передача нагрузки при этом происходит в осевом направлении вдоль линии зацепления. Поэтому для зацепления Новикова в этом плане чрезвычайно важное значение имеют такие параметры как осевой шаг зацепления p_x , ширина зубчатого венца b_w и осевое смещение q_{21} допільной и заповільной точек контакту, принадлежащих одному зубу.

Анализ литературы. Варьируя параметрами p_x , q_{21} , β и b_w , можно не только обеспечить плавное пересопряжение зубьев, но и более равномерно распределить нагрузку в зацеплении и тем самым изменить функцию жесткости зацепления [5] и напряженное состояние конкретного зуба. Описанный подход позволяет по-новому подойти к определению коэффициента перекрывания в передачах Новикова ДЛЗ [7].

Цель статьи. Разработать методику построения циклограммы, а также исследовать процесс перекрывания при пересопряжении соседних зубьев.

На рис. 1 схематически показано сочетание точек контакта сопряженных зубьев в некоторой фиксированной фазе зацепления. На схеме условно изображены линия зацепления (ЛЗ), контактные линии, из которых двойная – допільная, а одинарная – заповільная, и соответствующие точки контакту.

Из схемы видно, что при различной ширине зубчатого венца b_w и различном сочетании p_x и q_{21} может иметь место различное условие передачи нагрузки. Например, если условно обозначить 1-й зуб, 2-й зуб и т.д. и принять направление S за направление перемещения точек контакту вдоль линий зацепления при направле-

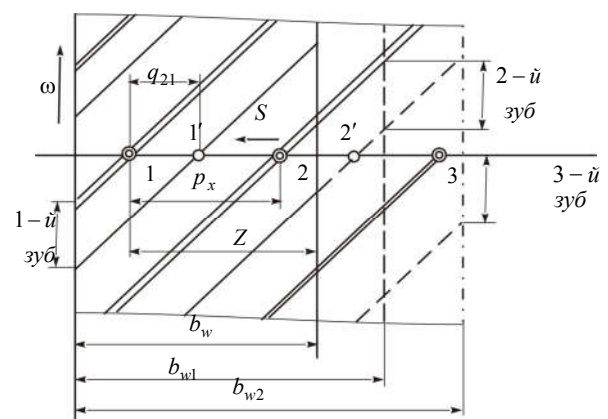


Рис. 1 – Схема зацепления

нии вращения зубчатого колеса ω , то нетрудно представить, что 1-й зуб, войдя на правом торце в точке 1 в зацепление с сопряженным зубом парного колеса, может пройти некоторый путь Z . При заданном сочетании параметров в зацепление вошла заповільная точка контакту 1' того же зуба и допільная точка контакту 2 2-го зуба, т.е. в данный момент времени (в данной фазе зацепления) нагрузка передается через три точки контакту. Если ширину зубчатого венца увеличить до некоторой b_{w1} , то в зацеплении окажутся уже 4 точки контакту, а при b_w , равном b_{w2} , их будет пять. Отсюда следует вывод о том, что подбор указанных выше параметров для обеспечения работоспособности передачи должен быть таков, чтобы при выходе из зацепления одной из точек контакту в зацеплении оставалась, по крайней мере, еще одна до появления следующей. По нашему мнению, в допільных передачах Новикова такой показатель недостаточно четко и полно характеризует состояние зацепления. При компьютерном способе проекти-

рования зубчатой передачи более целесообразно ввести понятие циклограммы зацепления и, исследуя ее, найти оптимальное сочетание b_w , p_x , q_{21} как функции от угла наклона зубьев β , числа зубьев z и модуля зацепления m_n . Смысл циклограммы представлен на рис. 2.

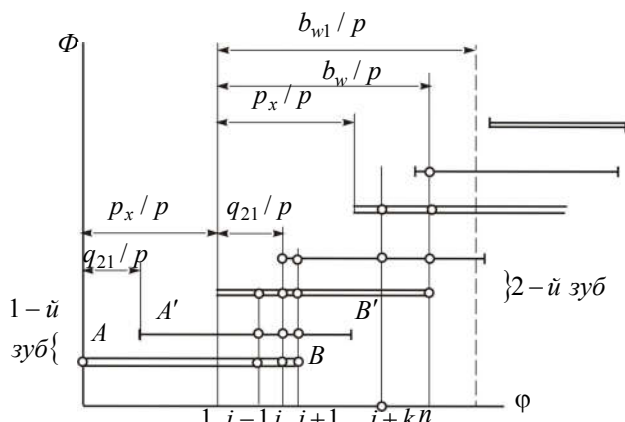


Рис. 2 – К построению циклограммы

Если в масштабе, соответствующем углу поворота зубчатого колеса ϕ , ширину зубчатого венца b_w/p , отложить в виде отрезка AB (по дополнительной контактной линии, изображенной двойной линией). А затем на некотором расстоянии от него провести второй отрезок $A'B'$, сдвинутый относительно первого на величину q_{21}/p (p – винтовой параметр), то получим графическое представление о существовании или отсутствии суммарного осевого перекрытия в передаче. Более того, по такой геометрической интерпретации можно определить в каждый момент времени t количество точек, одновременно находящихся в зацеплении, а также фазовое их состояние. На оси Φ отмечается нумерация (очередность) зубьев, которые вступают в зацепление в точках дополнительной или заголовной контактной линий, которые и обозначены на циклограмме отрезками AB и $A'B'$ соответственно. Каждому углу поворота ϕ_0 соответствует своя фаза Φ_0 – число точек, находящихся в контакте и их расположение на зубьях. Для нахождения Φ_0 достаточно определить точки пересечения прямой, перпендикулярно несколько пар отрезковой оси ϕ , которая проходит через ϕ_0 с отрезками AB и $A'B'$, характеризующих контактные винтовые линии каждого из зубьев.

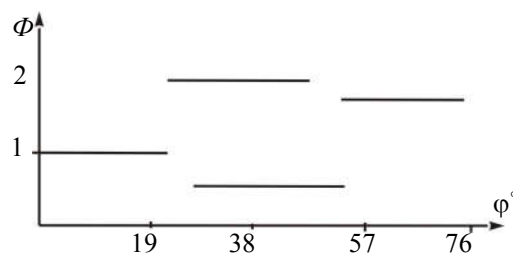
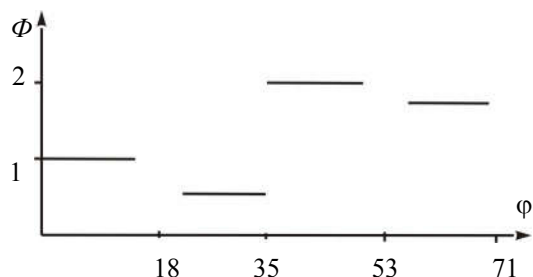
Очевидно, что в зависимости от b_w эта прямая может пересекать AB и $A'B'$, т.е. в сопряжении находится несколько пар зубьев. Поэтому, количество зубьев, которые подлежат рассмотрению в плане их влияния на перекрытие и распределение нагрузки, необходимо выбирать из условия:

$$z = \left\lceil \frac{b_w}{p_x} \right\rceil + 1. \quad (1)$$

Для простоты восприятия и установления адекватности сущности понятия коэффициента перекрытия и реальной действительности процесса пересопряжения, считаем целесообразным трактовать ε_c как минимальное число точек, одновременно находящихся в контакте. При этом добавляемая обычно дробная часть должна определяться из условий полной реализации длины площадки реального пятна контакта при конкретном модуле зацепления и угле наклона зубьев, что

играет существенную роль в обеспечении их контактной и изгибной прочности.

Результаты программы иллюстрируются ниже.

Рис. 3 – Циклограмма сопряжения зубчатых колес с параметрами ИК СНУ-1Д $m_n = 1,0$; $\beta = 12^\circ$; $z = 15$; $b_w = 0,98p_x$ Рис. 4 – Циклограмма сопряжения зубчатых колес с параметрами ИК ГОСТ 15023-76 $m_n = 1,0$; $\beta = 12^\circ$; $z = 15$; $b_w = 0,4p_x$

Рассмотренные примеры свидетельствуют о том, что выбор ширины зубчатого венца обуславливает наличие количества точек, одновременно находящихся в зацеплении, и поэтому не может быть произвольным.

Докажем два критерия определения минимально допустимой ширины зубчатого венца по выбранному числу одновременно контактирующих пар точек.

Критерий 1: Для того, чтобы в контакте находилось как минимум $2k$ точек, необходимо и достаточно, чтобы ширина зубчатого венца b_w равнялась kp_x .

Критерий 2: Для того, чтобы в контакте находилось как минимум $2k+1$ точек, необходимо и достаточно, чтобы:

- 1) b_w нацело не делилось на kp_x ;
- 2) выполнялось неравенство

$$b_w \geq (1+k)p_x + |q_{21} - np_x|,$$

где $k = [q_{21}/p_x] + 1$, если $\{q_{21}/p_x\} \geq 1/2$, где $\{q_{21}/p_x\}$ – целая часть числа q_{21}/p_x ;

$k = [q_{21}/p_x]$, если $0 < \{q_{21}/p_x\} \leq 1/2$, где $\{q_{21}/p_x\}$ – дробная часть числа q_{21}/p_x ;

Доказательство будем проводить методом математической индукции.

База индукции: Очевидно, что если $b_w = p_x$, то непрерывность сопряжения сохраняется. Действительно, в этом случае в каждый момент времени t соответствующий углу поворота колеса, существует точка, принадлежащая дополнительной, например, линии контакта какого-то зуба колеса, в которой осуществляется сопряжение зубчатой пары. Если $b_w > p_x$, то рассмотрение только дополнительной точки недостаточно и на процесс непрерывности решающую роль оказывает момент вступления в контакт заголовной точки контакта, которая определяется параметром q_{21} . На плавность сопряжения при $q_{21}/p_x > 1$ данной пары

зубьев основополагающее влияние будет оказывать работа предыдущей пары. В этом случае существует момент, когда зуб колеса, контактируя в точках своей заголовной линии, выходит из зацепления, а сопряжение поддерживается на сопряжении какого-то времени Δt за счет контакта по заголовной линии предыдущего зуба. Через Δt в контакт вступает заголовная точка второго зуба.

Следовательно,

$$b_w \geq 2p_x - q_{21}.$$

Если же $q_{21} / p_x \leq 1$, то плавность сопряжения пары зубьев не поддерживается работой предыдущей пары. Другими словами, ширина колеса должна быть такой, чтобы контакт в точках заголовной линии зуба "переходил" в контакт по заголовной контактной линии этого же зуба без какого-то перерыва во времени Δt .

Следовательно: а) ширина колеса должна быть не меньше q_{21} ; б) суммарный угол поворота колеса, соответствующий работе заголовной и заголовной линий зуба не меньше угла p_x / p .

Другими словами

$$q_{21} + b_w \geq p_x \Leftrightarrow b_w \geq p_x - q_{21}.$$

Отсюда,

$$\begin{cases} b_w \geq q_{21}; \\ b_w \geq p_x - q_{21}. \end{cases}$$

Тогда:

а) если $0 < q_{21} / p_x \leq 0,5$, то два неравенства системы выполняются автоматически, если истинно $b_w \geq p_x - q_{21}$;

б) если $0,5 < q_{21} / p_x \leq 1$, то из выполнения неравенства $b_w \geq q_{21}$, следует истинность второго неравенства системы.

Выводы двух вариантов возможной ширины обобщаются в виде условия указанных критериев при $k = 1$.

Индуктивный переход:

Истинность перехода от (k) к $(k+1)$ точке доказывается аналогично предыдущим рассуждениям, первоначально рассматривая в качестве b_w такую ширину колеса, при которой обеспечивается k точек.

Проверка на истинность базы индукции и индуктивного перехода, согласно метода математической индукции, дает основание утверждать, критерии 1 и 2 истинны для всех целочисленных k . Доказательство закончено.

Используя результаты расчетов программы, составлены таблицы определения минимально допустимой ширины зубчатого венца (в долях p_x) для различных геометрических параметров зацепления и типов исходного контура (ИК). В качестве примера приведена сводная таблица для наиболее известных ИК при $m_n = 1,0$; $\beta = 15^\circ$; $z_1 = 17$.

Таблица 1 – Минимально допустимая ширина (в долях p_x) зубчатого колеса для различных типов ИК

Число точек в зацеплении	РГУ-5	ДЗП-0,5	ГОСТ 15023-76	Урал-2Н	СНУ-1Д
1	0,32697	0,03873	0,31338	0,36599	0,83522
2	0,99999	0,99999	0,99999	0,99999	0,99999
3	1,67303	1,96127	1,68662	1,63401	1,83522

Выводы. Разработан алгоритм построения циклограммы, а также исследован процесс перекрытия при пересопряжении и соседних зубьев. Доказаны критерии определения минимально допустимой ширины зубчатого венца по выбранному числу контактирующих пар точек. Составлены таблицы определения минимально допустимой ширины зубчатого венца для различных геометрических параметров зацепления и типов исходного контура.

Список литературы

1. Litvin F. L. Gear Geometry and Applied Theory. / F. L. Litvin // Prentice hall, Englewood, Cliffs, Nj, 1994. – 724 с.
2. Бочарова И. А. Анализ и улучшение геометро-кинематических показателей цилиндрических зубчатых передач / И. А. Бочарова // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. Тем. вип. "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2006. – № 22. – С.60–65.
3. Протасов Р. В. Синтез эволютного зацепления и анализ его качественных показателей / Р. В. Протасов, А. В. Устиненко // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – 2016. – № 23. – С. 125–133.
4. ГОСТ 15023–76. Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур / Москва : Изд-во стандартов, 1978. – 3с.
5. Носко П. Л. Основы синтеза вихідного контуру циліндричних зубчастих передач із зменшенням питомої роботи сил тертя в зацепленні / П. Л. Носко, В. П. Шишов, П. М. Ткач, О. А. Муховатий // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. Тем. вип. "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2010. – № 27. – С.128–133.
6. Малый Д. В. Численный синтез рационального исходного контура для передач Новикова с арочными зубьями. Сравнительный анализ / Д. В. Малый // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ, 2003. – № 8(66). – С.105–109.
7. Матюшенко Н. В. Арочные зубья с циклоидальной продольной формой / Н. В. Матюшенко, В. А. Березной, А. В. Федченко / Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2013. – № 40. – С.75–79.

References (transliterated)

1. Litvin F. L. Gear Geometry and Applied Theory. Prentice hall, Englewood, Cliffs, Nj, 1994. 724 p.
2. Bocharova I. A. Analiz i uluchshenie geometro-kinematiceskikh pokazatelej cilindricheskikh zubchatykh peredach [Analysis and improvement of the geometric-kinematic parameters of cylindrical gears]. Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Tem. vip. "Problemi mehanichnogo privodu" [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: Problem of mechanical drive]. Kharkov, 2006, no 22, pp. 60–65.
3. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Sintez jevoljutnogo zaceplennija i analiz ego kachestvennykh pokazatelej [Synthesis evolutive engagement and analysis of its quality indicators]. Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu "KhPI". Serija: Problemi mehanichnogo privodu" [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: Problem of mechanical drive]. Kharkov, 2016, no 23, pp. 125–133.
4. GOST 15023–76. Peredachi Novikova cilindricheskie s dvumja lini-jami zaceplennija. Ishodnyj kontur [Novikov Gears cylindrical with two lines of engagement. Source circuit]. Moscow, Standartinform Publ., 1978, 3 p.
5. Nosko P. L., Shishov V. P., Tkach P. M., Muhovatyj O. A. Osnovi sintezu vihidnogo konturu cilindrichnih zubchastih peredach iz zmenshennjam pitomoj roboti sil tertja v zacheplenni [Fundamentals synthesis output circuit cylindrical gears with a reduction of the share of friction in gearing]. Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu "KhPI". Serija: Problemi mehanichnogo privodu" [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: Problem of mechanical drive]. Kharkov, 2010, no. 27, pp. 128–133.
6. Malij D. V. Chislennyj sintez racional'nogo ishodnogo kontura dlja peredach Novikova s arochnymi zub'jami. Sravnitel'nyj analiz [Numerical synthesis sound source circuit for Novikov gears with arched teeth. Comparative analysis]. Visnik SNU im. V. Dalja. Lugansk, 2003, no. 8 (66), pp. 105–109.
7. Matjushenko N. V., Berезной V. A., Fedchenko A. V. Arochnye zub'ja s cikloidal'noj prodol'noj formoj [Arched teeth with cycloidal longitudinal form]. Vestnik NTU "KhPI": Sb. nauchn. trudov. Tem. vyp. "Problemy mehanicheskogo privoda" [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: Problem of mechanical drive]. Kharkov, 2013, no. 40, pp. 75–79.

Поступила (received) 15.03.2017

Чисельне дослідження задачі побудови циклограм і процесу перекриття при переспряженні сусідніх зубців / М. В. Матюшенко, Г. В. Федченко, В. О. Бережний // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 111–114. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Численное исследование задачи построения циклограммы и процесса перекрытия при переспряжении соседних зубьев / Н. В. Матюшенко, А. В. Федченко, В. А. Бережний // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 111–114. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Numerical study of the problem of constructing patterns, and overlapping process at intermating neighboring teeth / N. V. Matyushenko, A. V. Fedchenko, V. A. Berezhniy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 111–114. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Матюшенко Микола Васильович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки; тел.: (066) 791-37-28; e-mail priada@mail.ru.

Матюшенко Николай Васильевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики; тел.: (066) 791-37-28; e-mail priada@mail.ru.

Matyushenko Nikolai Vasilevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Information technologies design; tel.: (066) 791-37-28; e-mail priada@mail.ru.

Федченко Ганна Валеріївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки; тел.: (050) 582-32-33; e-mail anna-fedchenko@ukr.net.

Федченко Анна Валериевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики; тел.: (050) 582-32-33; e-mail anna-fedchenko@ukr.net.

Fedchenko Hanna Valerievna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Information technologies design; tel.: (050) 582-32-33; e-mail anna-fedchenko@ukr.net.

Бережний Віталій Олександрович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший викладач кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки; тел.: (097) 156-55-13; e-mail vetal105@mail.ru.

Бережний Виталий Александрович – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший преподаватель кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики; тел.: (097) 156-55-13; e-mail vetal105@mail.ru.

Berezhniy Vitaliy Aleksandrovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Information technologies design; tel.: (097) 156-55-13; e-mail vetal105@mail.ru.

УДК 621.825.5.7

В. А. НАСТАСЕНКО

СИСТЕМНЫЕ ПРИНЦИПЫ НАЧАЛЬНОГО ЭТАПА ВЫБОРА И РАЗРАБОТКИ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

Робота відноситься до сфери проектування, виробництва та експлуатації продукції, зокрема – до розробки системних методів вирішення даних проблем. Проведено аналіз вихідних положень для вирішення даних проблем, який показав, що головним фактором є рівень потреби в новій продукції, створення якої може бути забезпечене при належному рівні розвитку економіки, науки, техніки і промислового виробництва. Крім того, поява нових запитів веде до виникнення проблеми, при вирішенні якої проявляється фактор часу для створення нових технологій і випуску нової продукції, а вона, в свою чергу, формує нові запити на більш високому рівні. Системна розробка нової продукції вимагає врахування усіх сфер її застосування або впливу, включаючи навколишнє середовище, соціально-економічну сферу та інші, в т.ч. – ноосферу, як елемент розвитку суспільства. Комплексний підхід при розробці і виробництві продукції повинен охоплювати всі етапи її життєвого циклу, включаючи експлуатацію, ремонт і утилізацію. Розроблені структурні системи взаємозв'язків і алгоритми, які полегшують комплексне вирішення вказаних проблем.

Ключові слова: системи розробки, виробництва, експлуатації, ремонту та утилізації продукції.

Работа относится к системным методам решения научно-технических задач, в частности – к их выбору и постановке на начальных этапах решения и анализу возникающих при этом проблемам. Проведен анализ исходных положений для их решения, который показал, что главными факторами являются опыт исследователя и уровень потребности общества в данной разработке, создание которой может быть обеспечено при надлежащем уровне развития экономики, науки, техники и промышленного производства. Предлагаемый метод основан на принципах комбинаторики при выборе исходных параметров и их варьировании для решения новых задач. На этой базе проведен анализ типовых решений

© В. А. Настасенко, 2017

и структур в сфере создания новых машин, материалов и других технических систем, с оценкой их по 5 уровням сложности решаемых задач: от простейших, с компоновкой известных элементов и технологий, до синтеза новых – на уровне научных открытий, для которых пока еще не известны, ни исходные элементы, ни технологии. Предложенные структурные схемы, принципы и приемы могут быть рекомендованы для использования при выборе и постановке любых видов научно-технических задач.

Ключевые слова: системные методы выбора и постановка научно-технических задач.

The work refers to systemic methods of solving scientific and technical problems, in particular – to their selection and formulation at the initial stage of the solution and analysis of the problems arising at this stage. The analysis of the initial points for their solution was carried out, which showed that the main factors are the experience of the researcher and the level of the society's need for this development, the creation of which can be ensured with the appropriate level of development of the economy, science, technology and industrial production. The proposed method is based on the principles of combinatorics in selecting the initial parameters and their variation for solving new problems. On this basis, the analysis of typical solutions and structures in the field of creating new machines, materials and other technical systems was carried out, with their assessment according to 5 levels of complexity of the tasks to be solved: from the simplest ones, with the layout of known elements and technologies, to the synthesis of new ones – at the level of scientific discoveries, for which neither original elements, nor technology are not yet known. The proposed structural diagrams, principles and techniques can be recommended for use in the selection and formulation of any kinds of scientific and technical problems.

Keywords: system methods of selection and formulation of scientific and technical problems.

Введение. Работа относится ко всем сферам решения научно-технических задач, связанных с развитием народного хозяйства и удовлетворением социально-экономических потребностей общества.

В настоящее время принято разделять науки на прикладные, связанные с решением текущих проблем общества, и фундаментальные, влияющие на будущие пути её развития. При этом к наиболее высокому уровню фундаментальности можно отнести научные открытия, на базе которых создаются изобретения 5-го уровня сложности, определяющие новые пути, виды и разновидности развития техники и технологий [1]. Примерами могут служить: открытие теплового цикла Карно, приведшее к созданию различных видов ДВС; открытие движения рамки с электрическим током в магнитном поле, приведшее к созданию различных видов электродвигателей и электрогенераторов, а также открытие цепной реакции деления ядра урана, приведшее к созданию ядерных реакторов, и другие. При этом целесообразно на строгой основе знать еще на начальном этапе постановки научно-технических задач, какие из них могут быть отнесены к прикладным, а какие – к фундаментальным. Кроме этого, решаемые научно-технические задачи для общества не должны быть пустым расточительством его интеллектуальных и материально-экономических ресурсов.

Анализ состояния проблемы, выбор цели и задач работы. Анализ научно-технического прогресса показывает [2], что в XXI веке постановка и успешное решение научно-технических задач возможно только на базе системных методов, начало которым было положено еще в XX в [1 – 11]. К одному из наиболее развитых системных методов можно отнести метод КАРПП (комплексной алгоритмической разработки и производства продукции) [12], в котором на начальном этапе решения поставленных задач учтены запросы и возможности технико-экономического уровня развития общества, обеспечиваемые:

1. Уровнем потребления;
2. Уровнем экономики;
3. Уровнем науки;
4. Уровнем техники;
5. Уровнем производства.

Степень их развития влияет на фактор времени в решении возникающих научно-технических задач – чем выше уровень развития экономики, науки, техники и технологий, тем быстрее может быть решена задача.

Вторым достоинством метода является учет всех этапов жизненного цикла создаваемых технических систем в 2-х триединных взаимосвязанных комплексах: 1) проектирования, конструирования и производства, 2) эксплуатации, ремонта и утилизации, которые вытекают из принципов, предложенных в работе [4].

Третьим достоинством метода КАРПП является использование АРИЗ [1], метода морфологического анализа [13] и других системных методов поиска новых решений поставленных задач.

Однако вопросы выбора и постановки научно-технических задач на исходном этапе их разработки – в КАРПП решены недостаточно полно.

Главная цель выполняемой работы – устранение указанного недостатка, при этом важным фактором, имеющим большое практическое значение, является взаимосвязь прикладных и фундаментальных задач.

Научную новизну выполняемой работы составляет разработка основ комплексного выбора исходных и конечных параметров на этапе постановки задач на базе системных методов творчества.

Главными задачами работы являются:

1. Систематизация научно-технических задач на исходном этапе их выбора и постановки.
2. Систематизация принципов синтеза научно-технических задач в рамках иерархии их сложности.
3. Систематизация принципов трансформации и развития прикладных и фундаментальных задач.

Учитывая, что в условиях роста народонаселения Земли, уменьшения природных ресурсов и ухудшения экологии, потребность развития научно-технического прогресса для решения жизненных проблем общества, в т.ч. на этапе постановки задач, является актуальным и важным, и имеет большое практическое значение.

Системные принципы выбора и компоновки научно-технических задач на этапе их постановки. Выбор новых научно-технических задач зависит не только от потребностей общества, но и от опыта исследователя. Для начинающих ученых – это опыт их научного руководителя. При этом во многих случаях новые научно-технические задачи прикладного уровня сводятся к усовершенствованию уже существующих базовых вариантов научно-технических решений, в которых могут изменяться 1, 2 или большее количество элементов. Простейший вариант компоновки системы из 2-х элементов показан на рис. 1.

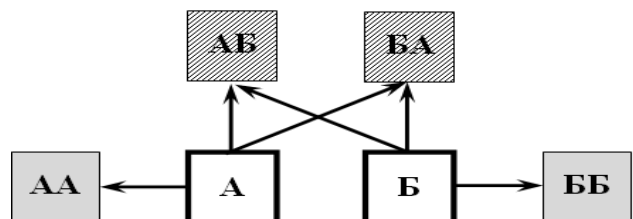


Рис. 1 – Структурная схема для формирования систем из 2-х исходных элементов

Если элементы А, Б системы дискретные, то из возможного по законам комбинаторики количества $2^2 = 4$ варианта комбинаций, лишь в 2-х изменения имеют

качественный характер, а в 2-х – количественный. Если зеркальная перестановка элементов (по типу изомеров молекул) не имеет значения, то количество вариантов сократится до 1, в рамках структурной формулы (1):

$$N_{2-2} = 2^2 - 2 - \frac{2}{2} = 1. \quad (1)$$

Для систем из 2-х разных материалов или смесей веществ А, Б – до 50% будет преобладать один элемент, а более 50% – другой, при этом их изменение от состояния АА к состоянию ББ составит множество от 0 до 100%, поэтому 2-х промежуточных значений АБ, БА может быть недостаточно для понимания их свойств.

Для системы из 3-х исходных элементов А, Б, В, (для которых $n = 3$), формирующих двухэлементные конечные структуры (для которых $k = 2$), структурная схема возможных комбинаций решений показана на рис. 2. В этом случае, при прочих условиях, одинаковых с предыдущим вариантом, после исключения только количественных изменений АА, ББ, ВВ и зеркальных состояний АБ и БА, АВ и ВА, БВ и ВБ, конечное количество N возможных комбинаций исполнений может быть определено численным выражением (2):

$$N_{3-2} = 3^2 - 3 - \frac{6}{2} = 3. \quad (2)$$

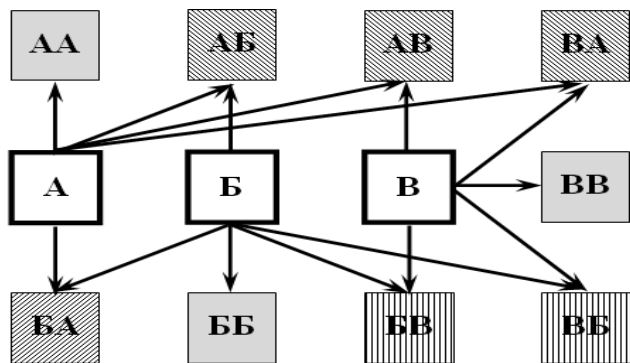


Рис. 2 – Структурная схема для формирования 2-х элементных систем на базе 3-х исходных элементов

На базе численных выражений (1) и (2) получена обобщенная зависимость (3), верная для определения количества реально возможных 2-х элементных систем при любом количестве исходных элементов n :

$$N_{n-k} = \frac{1}{2}(n^k - n) \quad (3)$$

Для системы из 4-х исходных элементов А, Б, В, Г ($n = 4$) при 2-х элементных конечных системах ($k = 2$), структурная схема возможных комбинаций решений показана на рис. 3, а конечное количество N возможных комбинаций синтеза систем может быть найдено из численного выражения (4), которое подтверждает верность полученной зависимости (3):

$$N_{n-k} = \frac{1}{2}(n^k - n) = \frac{1}{2}(4^2 - 4) = 6. \quad (4)$$

Для системы из 3-х исходных элементов А, Б, В ($n = 3$) при 3-х элементных конечных системах ($k = 3$), структурная схема возможных комбинаций решений показана на рис. 4, а конечное количество N возможных комбинаций синтеза систем может быть найдено из численного выражения (5), в котором 18 зеркальных исполнений и только 6 комбинаций (показаны волнистым узором) не имеют повторений элементов, что дает 15 вариантов возможных конечных решений:

$$N_{3-3} = 3^3 - 3 - \frac{18}{2} = 15. \quad (5)$$

Такое количество вариантов не может быть получено из обобщенной зависимости (3) поэтому необходимо ее уточнение. Уточненная обобщенная зависимость для определения неповторяющегося количества возможных комбинаций систем при любом количестве элементов имеет вид (6):

$$N_{n-k} = \frac{1}{2}(n^k - n) + n(n-2) = \frac{1}{2}(3^3 - 3) + 3(3-2) = 15. \quad (6)$$

Аналогичным образом могут быть определены другие возможные комбинации исходных и конечных структур многоэлементных систем, использование которых облегчает как планирование, так и проведение экспериментальных исследований. Данные структуры позволяют охватить все поле возможных решений [14] без пропуска какого-либо из реально существующих вариантов, достигающих сотен и тысячи комбинаций.

Однако дальнейшее увеличение количества изменяемых исходных элементов ($n > 3$, $k > 3$) ведет к существенному усложнению систем и проводимых исследований, опыт проведения которых показывает, что каждый новый элемент системы увеличивает сроки внедрения новой техники на 10–15%. Поэтому, при необходимости использования большего количества исходных элементов, рекомендуется системы разбивать на подсистемы и работать с ними параллельно.

Дальнейший анализ должен быть связан с учетом запросов и возможностей технико-экономического уровня развития общества в рамках структурных схем, предложенных в системе КАРПП [12].

Таким образом, предложенный системный подход к выбору научно-технических задач – продуктивен, но он не ведет к большому прогрессу в выбранной сфере. Однако по мере накопления опыта исполнителей и руководителей научных работ возможно обобщение материалов и расширение круга решаемых проблем, но при этом не существует гарантии выхода на уровень фундаментальных исследований.

Устраняет указанный недостаток предлагаемый метод накопления неизвестных параметров, в рамках иерархии уровней сложности и их структурных схем, показанных в табл. 1.

Для научно-технических задач 1-го уровня сложности характерна структура, приведенная на рис. 1. Такие задачи представляют определенный интерес для создания новых машин, материалов и других технических систем, которые могут быть темами для изобретений.

Для научно-технических задач 2-го уровня сложности характерны структуры, приведенные на рис. 2 и 3. Такие задачи представляют более высокий интерес для выбора лучших вариантов создания новых машин, материалов и других технических систем, что может быть темой научной статьи и аттестационной работы магистра.

Для научно-технических задач 3-го уровня сложности характерна структура, приведенная на рис. 4. Такие задачи представляют еще более высокий интерес для выбора лучших из вариантов созданных новых машин, материалов и других технических систем с заданными свойствами, созданных на базе известных принципов и технологий, что может быть темой для кандидатской диссертации.

Для научно-технических задач 4-го уровня сложности требуется обобщение свойств известных машин, веществ и процессов их преобразования в новые, с со-

зданием новых принципов и технологий, в основе которых возможен ряд приемов АРИЗ [6]: (наоборот, дробление, объединение, обратить вред в пользу, переход в другое измерение, использование побочных эффектов и ресурсов, и др.). Такие научно-технические задачи и исследования с обобщенными комплексами свойств исходных и новых конечных машин, материалов, других технических систем и технологий их изготовления могут быть темой для докторской диссертации.

Для 5-го уровня сложности требуется создание новых видов машин, материалов или технических систем с заранее неизвестными свойствами и ранее не известных принципиально новых технологий их производства на уровне научных открытий, которые могут внести коренные изменения в развитие науки и тех-

ники, ведущие к образованию новых отраслей промышленного производства.

При этом уровень фундаментальности научных работ должен быть определен не только по конечной значимости получаемых результатов, но и учитывать сложность их достижения.

Например, анализ гиперболоидных червячных фрез [15] показал, что они на 1–2 класса повышают точность зубообработки при любом числе заходов, что создает резерв роста производительности в 5–10 раз. Однако они существенно сложнее базовых фрез и на порядок их дороже. Для их изготовления нужны специальные технологии и новое оборудование, а для их применения нужны более производительные высокоскоростные зубофрезерные станки, которые еще надо создать.

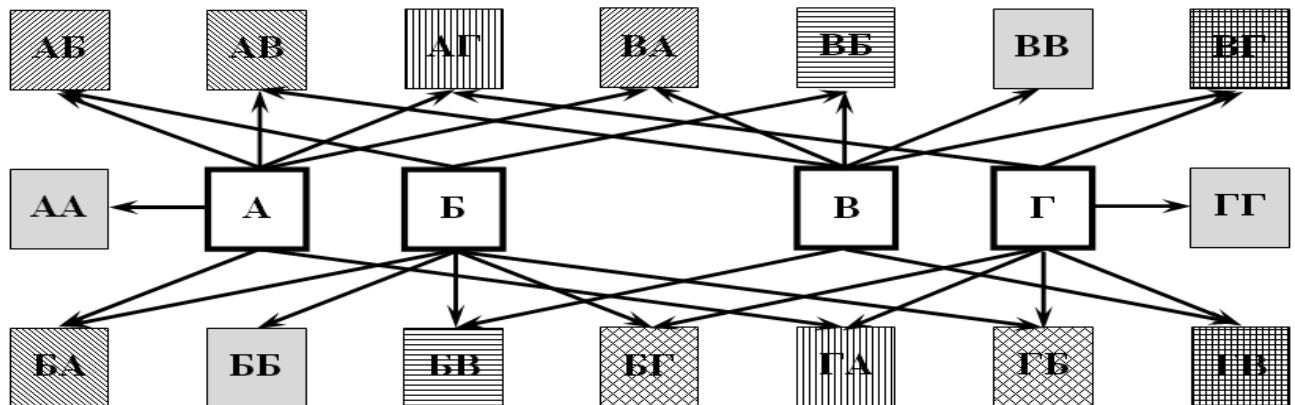


Рис. 3 – Структурная схема для формирования двухэлементных систем на базе 4-х исходных элементов

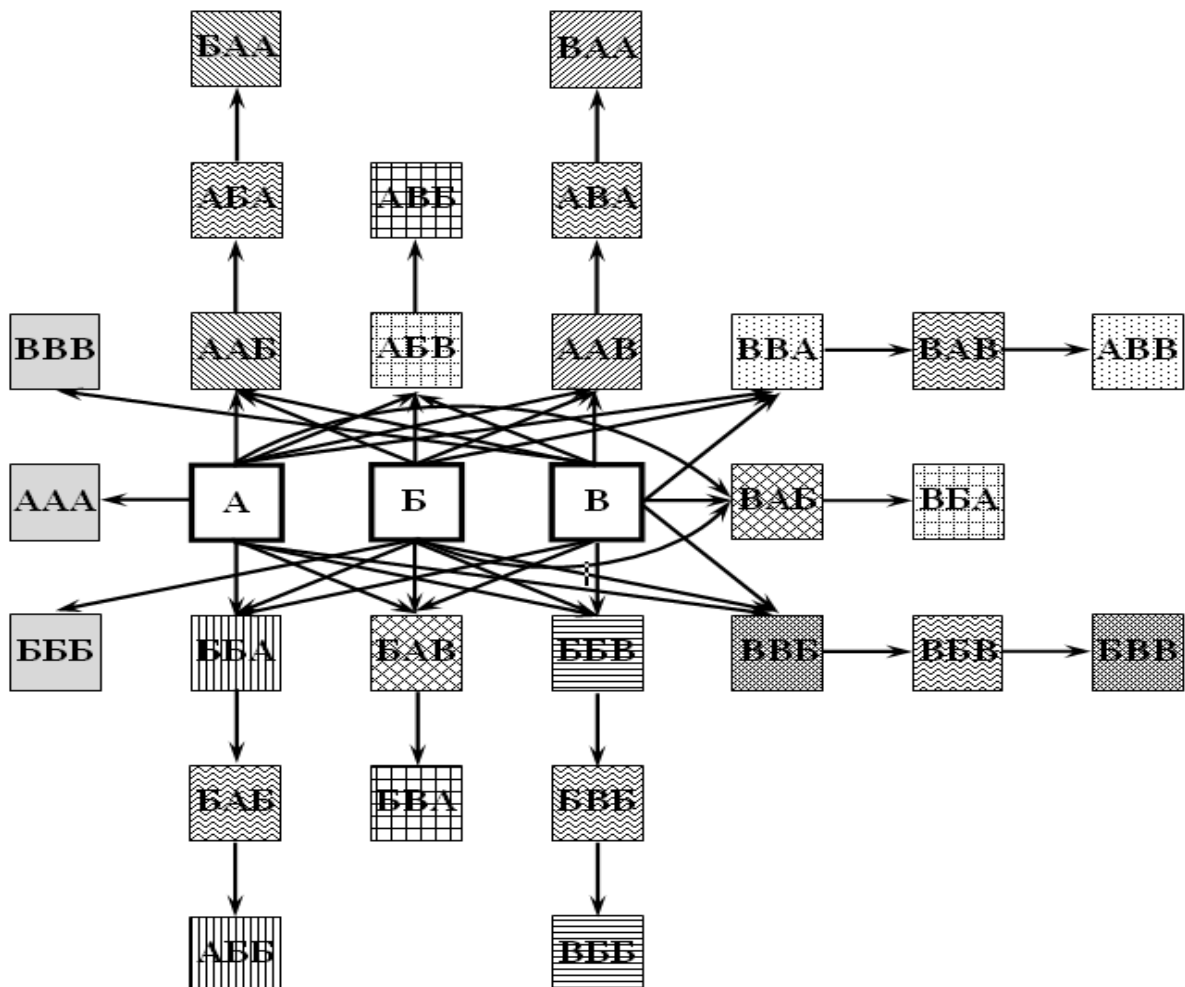


Рис. 4 – Структурная схема для формирования трехэлементных систем на базе 3-х исходных элементов

Таблица 1 – Иерархия уровней сложности основных типов научно-технических задач и их сущность

Уровень сложности	Характеристика творческих задач данного уровня сложности	Компоновка блоков и правил их составления
1	Решаемая задача может быть скомпонована из известных исходных элементов и блоков A, B , но неизвестен результат этих компоновок и их комбинаций.	
2	Требуется компоновка известных исходных элементов и блоков A, B в комбинации по еще неизвестным правилам.	
3	Нет полного набора известных исходных элементов и блоков A, B , но есть подобные a, b и известны правила, по которым их можно преобразовать в исходные.	
4	Нет полного набора известных исходных элементов и блоков A, B , но есть подобные a, b , однако правила, по которым их можно преобразовать в исходные, неизвестны.	
5	Неизвестны ни элементы, ни блоки, ни правила, по которым можно сформировать исходные блоки, а также правила их преобразования в новые блоки и их комбинации, есть лишь условия непротиворечивости известным законам природы и общим принципам развития материального мира (уровень научных открытий).	

Таким образом, в рамках системы КАРПП [12] внедрение гиперболоидных червячных фрез требует больших затрат экономических и интеллектуальных ресурсов не только на 1-м этапе их проектирования (уровень науки), но и на этапах их изготовления (уровень техники и технологий), и применения (уровень производства).

Следует учесть, что особо точные зубчатые колеса изготавливаются в единичных количествах на уже существующих многопозиционных станках с ЧПУ, а в массовом производстве – общество пока удовлетворяет современный уровень точности и производительности обработки зубчатых колес, поэтому острой нужды в гиперболоидных фрезах нет. Поскольку реальные сроки проектирования, разработки технологий изготовления и внедрения таких фрез, а также проектирования и изготовления оборудования для их производства и эксплуатации превышает 5 лет, поэтому, при высоких показателях, они непривлекательны для частных инвесторов и должны быть отнесены к фундаментальным работам с финансированием на бюджетной основе.

Таким образом, только при учете всех указанных факторов обеспечивается возможность успешной постановки научно-технических задач и производства новых объектов техники.

Выводы:

1. Наиболее эффективными являются системные принципы разработки и производства объектов тех-

ники, охватывающие весь их жизненный цикл, включая этапы проектирования, конструирования, производства, эксплуатации, ремонта и утилизации.

2. Предлагаемая система компоновки научно-технических задач на этапе их постановки основана на принципах комбинаторики, что позволяет учесть все возможные варианты решений, а использование системных методов поиска новых решений: включая АРИЗ, морфологический анализ и синтез, и другие, расширяет ее возможности.

3. Предлагаемая система и схемы облегчают процесс разработки новых технических систем на всех этапах, включая выбор объекта и задач его развития, проектирование и конструирование, в т.ч. при недостатке сведений о входящей, промежуточной и выходящей информации, что усиливает известные методы разработки новой техники и технологий.

4. Повышение научно-технического уровня разработок машин, материалов и систем возможно на базе принципов их разделения по 5-ти уровням сложности – от простейших, с простой компоновкой известных элементов и технологий, до синтеза принципиально новых машин, материалов и систем с заранее неизвестными признаками и свойствами на уровне научных открытий, для которых еще не найдены ни компоновочные элементы, ни технологии их производства и применения.

5. Предложенная система, принципы и приемы могут быть рекомендованы для постановки новых

научно-технических задач в исследованиях любого уровня сложности: синтезе изобретений, написании научных статей, аттестационных работ магистров, кандидатских и докторских диссертаций.

Список литературы

1. Альтиуллер Г. С. Алгоритм изобретения / Г. С. Альтиуллер. – М. : Моск. рабочий, 1973. – 296 с.
2. Прогнозування розвитку технічних систем / Ю. М. Кузнєцов, Р. А. Склярів / Під заг. ред. Ю. М. Кузнєцова. – К. : ТОВ "ЗМОК" – ПП "ГНОЗИС", 2004. – 323 с.
3. Чумаченко Н. Г. Функционально-стоимостной анализ / Н. Г. Чумаченко, В. М. Десятьева, Ю. С. Изумнов. – К. : Вища шк., 1985. – 223 с.
4. Половинкин А. И. Основы инженерного творчества / А. И. Половинкин. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
5. Zwicky, F. (1969). *Discovery, Invention, Research through the morphological Approach*. New-York : Macmillan Co., 1969. – 265 p.
6. Чус А. В. Основы технического творчества / А. В. Чус, В. Н. Данченко. – К. : Вища шк. 1983. – 184 с.
7. Демьянюк Ф. С. Технологические основы поточно-автоматизированного производства / Ф. С. Демьянюк. – М. : Высш. школа, 1968. – 704 с.
8. Митрофанов С. П. Групповая технология машиностроительного производства: в 2 т. / С. П. Митрофанов. – Л. : Машиностроение, 1983. Т.1. – 406 с.
9. Базров, Б. М. Модульные технологии / Б. М. Базров. – М. : Машиностроение, 2000. – 368 с.
10. Михайлов А. Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения / А. Н. Михайлов. – Донецк : ДонНТУ, 2009. – 346 с.
11. Энциклопедия. Технологии России (машиностроение). Т. 1. Технология машиностроения, станки и инструменты / А. Г. Суслев, В. В. Бушуев, В. А. Гресчишников, В. П. Смоленцев; под общ. ред. А. Г. Суслева. – М. : Машиностроение, 2006. – 412 с.
12. Настасенко В. А. Основные принципы синтеза системы комплексно-ориентированной разработки и производства продукции (КОРПП) / В. А. Настасенко // Вісник національного університету "ХПІ". Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків : 2016. – № 23 (1195) – С. 108–114.
13. Настасенко В. А. Морфологический анализ – метод синтеза тысяч изобретений. – Изд 2-е, перераб и доп. – Херсон : Изд-во Айланта, 2015. – 100 с.
14. Настасенко В. О. Комбінаторика 2-х, 3-х та 4-х компонентних матеріалів / В. О. Настасенко // Науковий вісник ХДМА: науковий журнал. – Херсон : видавництво ХДМА, 2015. – № 2 (13). – С. 58–65.
15. Настасенко В. О. Гіперболоїдні зубчасті передачі та інструменти, нові варіанти виготовлення і можливості використання / В. О. Настасенко // Машиностроение и техносфера XXI века: VIII Междунар. науч.-техн. конф. в г. Севастополе. – Донецк : ДонНТУ, 2011. – С. 240–247.

References (transliterated)

1. Altshuller G. S. *Algoritm izobreteniya* [Algorithm of invention]. Moscow, Moskovskiy rabochiy Publ., 1973. 296 p.
2. Kuznetsov Yu. M., Sklyarov R. A. *Prognozuvannya rozvritku tehnikh sistem* [Forecasting the development of technical systems]. Kiev, TOV "ZMOK" – PP "GNOZIS" Publ., 2004. 323 p.
3. Chumachenko N. G. *Funktsionalno-stoimostnoy analiz* [Functional-cost analysis]. Kiev, Vischa shkola Publ., 1985. 223 p.
4. Polovinkin A. I. *Osnovyi inzhenerenogo tvorchestva* [Fundamentals of engineering creativity]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988. 368 p.
5. Zwicky, F. (1969). *Discovery, Invention, Research through the morphological Approach*. New-York, Macmillan Co., 1969. 265 p.
6. Chus A. V. *Osnovyi tehnikeskogo tvorchestva* [Fundamentals of technical creativity]. Kiev, Vischa shkola Publ., 1983. 184 p.
7. Demyanyuk F. S. *Tehnologicheskie osnovy potочно-avtomatizirovannogo proizvodstva* [Technological foundations of the flow-automated production]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1968. 704 p.
8. Mitrofanov S. P. *Gruppovaya tehnologiya mashinostroitel'nogo proizvodstva. T. 1* [Group technology of machine-building production. T. 1]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1983. 406 p.
9. Bazrov, B. M. *Modulnyie tehnologii* [Modular technologies]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 368 p.
10. Mihaylov A. N. *Osnovyi sinteza funktsionalno-orientirovannykh tehnologiy mashinostroeniya* [Basics of Synthesis of Functionally-oriented Machine-Building Technologies]. Donetsk, DonNTU Publ., 2009. 346 p.
11. Suslov A. G., Bushuev V. V., Greschishnikov V. A., Smolentsev V. P. *Entsiklopediya. Tehnologii Rossii (mashinostroenie). T. 1. Tehnologiya mashinostroeniya, stanki i instrumenty* [Encyclopedia. Technology of Russia (machine-building). T. 1. Technology of machine-building, machine tools and tools]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2006. 412 p.
12. Nastasenko V. A. *Osnovnyie printsipy sinteza sistem kompleksno-orientirovannoy razrabotki i proizvodstva produktov (KORPP)* [The Main Principles of Synthesis of System Complex-Oriented of Development and Production of Products (CODPP)]. *Visnik natsionalnoho universitetu "KhPI". Seriya: "Problemy mekhanichnogo privodu"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, 2016, no. 23 (1195), pp. 108–114.
13. Nastasenko V. A. *Morfologicheskii analiz – metod sinteza tysyach izobreteniy* [Morphological analysis – a method of synthesis of thousands of inventions]. Herson, Aylant Publ., 2015. 100 p.
14. Nastasenko V. O. *Kombinatorika 2-h, 3-h ta 4-h komponentnih materialiv* [Combinatorics 2, 3 and 4 component materials]. *Naukoviy visnik HDMA: naukovi zhurnal* [Scientific Bulletin of the HDMA: Scientific Journal]. Herson, HDMA Publ., 2015, no. 2 (13), pp. 58–65.
15. Nastasenko V. O. *Giperboloidni zubchasti peredachi ta instrumenty, novi varianty виготовлення i mozhlivosti vikoristannya* [Hyperboloid gears and tools, new variations of manufacturing and useability]. *Mashinostroenie i tehnosfera XXI veka: VIII Mezhdunar. nauch.-tehn. konf. v g. Sevastopole* [Machine-Building and technosphere of the XXI century: VIII Intern. Scientific-techn. Conf. of Sevastopol]. Donetsk, DonNTU Publ., 2011, pp. 240–247.

Поступила (received) 24.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Системні принципи початкового етапу вибору і розробки науково-технічних задач / В. О. Настасенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 114–119. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

Системные принципы начального этапа выбора и разработки научно-технических задач / В. А. Настасенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 114–119. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

System principles of the initial stage of selection and development of scientific and technical problems / V. A. Nastasenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 114–119. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Настасенко Валентин Олексійович – кандидат технічних наук, доцент, Херсонська державна морська академія, професор кафедри суднових енергетичних установок і загальноінженерної підготовки; тел.: (050) 807-91-99; e-mail: eseu@ukr.net.

Настасенко Валентин Алексеевич – кандидат технічних наук, доцент, Херсонская государственная морская академия, профессор кафедры судовых энергетических установок и общинженерной подготовки; тел.: (050) 807-91-99; e-mail: eseu@ukr.net.

Nastasenko Valentin Alexeevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kherson State Maritime Academy, Professor at marine power plants and general engineering preparation; tel.: (050) 807-91-99; e-mail: eseu@ukr.net.

А. П. ПОПОВ, А. И. МИРОНЕНКО, М. Г. МОЗГОВОЙ, О. И. САВЕНКОВ

КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОЙ ЗАВИСИМОСТИ МЕЖДУ ДЕФОРМАЦИЯМИ И НАПРЯЖЕНИЯМИ ЗУБЬЕВ

Представлено матеріали по рішенню просторової і плоскої контактних задач стосовно до зубчастих передач по знаходженню максимальних контактних напружень і розмірів ділянок контакту з урахуванням нелінійної залежності між деформаціями зубців та напруженнями. Показано, що при наявності нелінійної залежності між деформаціями і напруженнями точкове зацеплення зубців характеризується підвищенням навантажувальної здатності по контактним напруженням в 1,27 рази.

Ключові слова: передача, зуби, точка, лінія, напруження, навантаження.

Представлены материалы по решению пространственной и плоской контактных задач применительно к зубчатым передачам по определению максимальных контактных напряжений и размеров площадок контакта с учётом нелинейной зависимости между деформациями зубьев и напряжениями. Показано, что при наличии нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями точечное зацепление зубьев характеризуется повышением нагрузочной способности по контактными напряжениями в 1,27 раза.

Ключевые слова: передача, зубья, точка, линия, напряжения, нагрузка.

Materials on the solution of the spatial and flat contact problems with reference to gear drives are presented in order to determine the maximum contact stresses and sizes of the contact areas, taking into account the nonlinear relationship between the deformations of the teeth and the stresses. It is shown that, in the presence of a nonlinear relationship between strains and stresses, the point engagement of the teeth is characterized by an increase in the load capacity by contact stresses of 1.27 times.

Keywords: transmission, teeth, point, line, stress, load.

Постановка проблемы. Разработка и создание высокоэффективных зубчатых передач, обладающих высокой нагрузочной способностью, уменьшенными высокогабаритными показателями и улучшенными виброакустическими характеристиками является актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет дальнейшее развитие современного редукторостроения. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих в настоящее время научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые передачи. Для успешного решения указанной проблемы необходимы не только новые технические решения, но и новые методы расчетов контактной прочности сопряженных зубьев.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по созданию зубчатых передач с пространственной точечной системой зацепления зубьев, обладающих высокой нагрузочной способностью, значительно уменьшенными виброакустическими показателями и уровнем вибрации и шума по сравнению с традиционными зубчатыми передачами с линейной системой зацепления зубьев впервые изложены в [1, 2], благодаря разработанной новой теории контактной прочности зубьев. Следует также отметить, что в [1, 2] впервые рассмотрен вопрос о влиянии нелинейной зависимости между упругими деформациями зубьев и напряжениями, имеющими место при нагружении [3].

Цель работы. Установление влияния нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями зубьев на контактную прочность зубчатых передач с линейной и пространственной точечной системой зацепления зубьев и проведение сравнительного анализа нагрузочной способности указанных передач по контактными напряжениями.

Изложение основного материала. В работе [3] впервые экспериментальным путем установлено, что между упругими деформациями тел и возникающими при этом напряжениями существует нелинейная зависимость при показателе степени нелинейности n , равном $0,7 \dots 0,8$.

Предварительно выполненные решения контактных задач при показателе степени нелинейности

$n = 0,7; 0,75; 0,8$ и проведенные экспериментальные исследования в статике на примерах нагружения двух круговых цилиндров (контакт линия) и кругового цилиндра с бочкообразным цилиндром (контакт точка) показали, что практическое совпадение результатов теоретических и экспериментальных исследований при замерах площадок контакта наблюдается при $n = 0,7$. В соответствии со сказанным решения контактных задач выполним исходя из $n = 0,7$, исходя из неравенств коэффициентов Пуассона $\nu_1 \neq \nu_2$ и модулей упругости материалов зубьев шестерни и колеса $E_1 \neq E_2$.

В связи с вышеизложенным основную зависимость между упругими перемещениями W и напряжениями σ в зубьях представим в виде [1, 2].

$$W = C_m \cdot \sigma^n = C_m \cdot \sigma^{0,7}, \quad (1)$$

где C_m – размерный параметр, мм/МПа.

Применительно к каждому из двух упруго сжатых тел (зубьев) запишем общеизвестные выражения напряжений:

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

где ΔL – величина контактной деформации, мм;

L – некоторый условный линейный размер, мм.

Объединив уравнение (1) с двумя уравнениями, представим выражение W в виде двух уравнений:

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

Далее, разделив и умножив правые части последних выражений W 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 зависимость размерных параметров:

$$C_{m1} = \frac{1}{2} \left[\frac{2(1 - \nu_1^2)b_0}{E_1} \right]^{0,7} \cdot \frac{b_0^{0,6}}{(2\rho_w)^{0,3}}; \quad (2)$$

$$C_{m2} = \frac{1}{2} \left[\frac{2(1 - \nu_2^2)b_0}{E_2} \right]^{0,7} \cdot \frac{b_0^{0,6}}{(2\rho_w)^{0,3}}. \quad (3)$$

где b_0 – полуширина площадки контакта, мм;

$\rho_w = \rho_1 \cdot \rho_2 / (\rho_2 \pm \rho_1)$ – приведенный радиус кривизны взаимно контактирующей пары зубьев шестерни и колеса, мм;

ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны соответственно зубьев шестерни и колеса в полюсе зацепления, мм; знак (+) принимается при внешнем, а знак (–) при внутреннем зацеплении зубьев.

С учетом уравнений (2) и (3) и формулы средних контактных напряжений $\sigma_m = F_n / 2b_0b_w$, определим зависимости контактной податливости упруго сжатых зубьев, учитывая, что размерность δ_{k1} и δ_{k2} выражается в мм/Н, в связи с чем запишем:

$$\delta_{k1} = \frac{W}{F_n} = \frac{C_{m1}\sigma_{m1}^{0,7}}{F_n} = 0,406 \left(\frac{1-v_1^2}{E_1b_w} \right)^{0,7} \cdot \frac{b_0^{0,6}}{(\rho_w F_n)^{0,3}}; \quad (4)$$

$$\delta_{k2} = \frac{W}{F_n} = \frac{C_{m2}\sigma_{m2}^{0,7}}{F_n} = 0,406 \left(\frac{1-v_2^2}{E_2b_w} \right)^{0,7} \cdot \frac{b_0^{0,6}}{(\rho_w F_n)^{0,3}}, \quad (5)$$

где b_w – длина зубьев, мм;

F_n – нормальная сила, действующая на сопряженную пару зубьев, Н.

С учетом зависимостей (4) и (5) представим уравнение коэффициента постели A , выраженного в мм²/Н сопряженной пары зубьев в следующем виде

$$A = 2b_0(\delta_{k1} + \delta_{k2}) = 0,812 \left[\left(\frac{1-v_1^2}{E_1b_w} \right)^{0,7} + \left(\frac{1-v_2^2}{E_2b_w} \right)^{0,7} \right] \frac{b_0^{1,6}}{(\rho_w F_n)^{0,3}}. \quad (6)$$

Представим функцию распределения контактных деформаций в пределах ширины площадки контакта в виде $W = W(x) = A(x) \cdot w(x)$ и, полагая $A(x) = A$, представим с учётом уравнения (6) следующую зависимость

$$A \int_{-b_0}^{b_0} w(x) dx = AF_n = \frac{0,812b_0^{1,6}}{(\rho_w F_n)^{0,3}} \left\{ \left[\frac{1-v_1^2}{E_1b_w} \right]^{0,7} + \left[\frac{1-v_2^2}{E_2b_w} \right]^{0,7} \right\} = \frac{\pi b_0^3}{4\rho_w},$$

исходя из которой получим

$$b_0^{7/5} = 1,035 \times \left\{ \left[\frac{(1-v_1^2)\rho_w F_n}{E_1b_w} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-v_2^2)\rho_w F_n}{E_2b_w} \right]^{0,7} \right\}. \quad (7)$$

Затем, возведя левую и правую части уравнения (7) в степень, равную 5/7, найдем выражение полуширины площадки контакта

$$b_0 = 1,025 \times \sqrt[5]{ \left\{ \left[\frac{(1-v_1^2)\rho_w F_n}{E_1b_w} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-v_2^2)\rho_w F_n}{E_2b_w} \right]^{0,7} \right\}^{10/7} }. \quad (8)$$

Для определения максимальных контактных напряжений воспользуемся выражениями (6) и (8), входящими в ранее выведенную формулу $\sigma_H = b_0^2 / 2\rho_w A \cdot b_w$, [1, 2], на основании которых запишем

$$\sigma_H = 0,62 \times$$

$$\times \sqrt[5]{ \frac{F_n^2}{b_w^2 \left\{ \left[\frac{(1-v_1^2)\rho_w F_n}{E_1b_w} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-v_2^2)\rho_w F_n}{E_2b_w} \right]^{0,7} \right\}^{10/7} } }. \quad (9)$$

Приняв в уравнениях (8) и (9) равенство коэффициентов Пуассона, то есть $v_1 = v_2 = v = 0,3$ (материал сталь) и модулей упругости материалов, то есть $E_1 = E_2 = E$, преобразуем указанные уравнения к виду

$$b_0 = 1,604 \sqrt[5]{ \frac{\rho_w F_n}{Eb_w} }; \quad (10) \quad \sigma = 0,396 \sqrt[5]{ \frac{\rho_w F_n}{Eb_w} }. \quad (11)$$

Уравнения (10) и (11) идентичны уравнениям Герца, полученным для данной модели контакта, с той лишь разницей, что в уравнении (10) вместо коэффициента 1,604 в уравнении Герца имеет место коэффициент 1,522, а вместо коэффициента 0,396 в уравнении (11) уравнение Герца при определении σ_H содержит коэффициент 0,418.

Следовательно, максимальные контактные напряжения с учетом нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями ниже таковых при отсутствии указанной нелинейности $\varphi = 0,418/0,396 = 1,0555$ раза, что эквивалентно повышению нагрузочной способности по контактным напряжениям вследствие вышеупомянутой нелинейности в $\varphi_F = \varphi^2 = 1,0555^2 = 1,114$ раза, то есть примерно на 11,4%.

Далее рассмотрим решение пространственной контактной задачи с точечным зацеплением зубьев. Указанное точечное зацепление зубьев шестерни и колеса обусловлено продольной модификацией только лишь зубьев шестерни, при которой образующие боковых поверхностей зубьев шестерни очерчены дугами окружности с радиусом кривизны $R = b_w^2 / \Delta S$, где $\Delta S = 0,010 \dots 0,030$ мм – величина продольной модификации зубьев в торцевых сечениях.

При рассмотрении пространственной контактной нелинейной задачи воспользуемся выражением (1) и зависимостями контактных напряжений σ_1 и σ_2 , действующими на каждую из рабочих поверхностей сопряженной пары зубьев, а именно [1, 2]:

$$\sigma_1 = \frac{\varepsilon_1(\alpha + v_1)E_1}{1 - v_1^2}; \quad \sigma_2 = \frac{\varepsilon_2(\alpha + v_2)E_2}{1 - v_2^2},$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – относительные деформации каждого из зубьев;

$\alpha = b_0 / b_k = \sqrt{\rho_w / R}$ – безразмерный коэффициент; b_0, b_k – соответственно малая и большая полуоси эллиптической площадки контакта размером $\pi b_0 b_k$ при точечном зацеплении зубьев.

Таким образом, с учётом выражения (1) и зависимостей σ_1 и σ_2 запишем уравнения перемещений сопряженной пары зубьев:

$$W = 2C_{m1}\sigma_1^{0,7} = 2C_{m1} \left\{ \left[\frac{(\alpha + v_1)E_1}{1 - v_1^2} \right] \left[\frac{\Delta L_{zx}}{L_x} \right] \right\}^{0,7}; \quad (12)$$

$$W = 2C_{m2}\sigma_2^{0,7} = 2C_{m2} \left\{ \left[\frac{(\alpha + v_2)E_2}{1 - v_2^2} \right] \left[\frac{\Delta L_{zx}}{L_x} \right] \right\}^{0,7}.$$

Приняв в уравнениях (12) размер $L_x = 2b_0$, $\Delta L_{zx}^{0,7} = \Delta L_{zx} / \Delta L_{zx}^{0,3}$ и $W = \Delta L_{zx}$, где $\Delta L_{zx}^{0,3} = (b_0^2 / 2\rho_w)^{0,3}$,

определим зависимости размерных параметров C_{m1} и C_{m2} в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{0,66b_0^{1,3}}{\rho_w^{0,3}} \left[\frac{(1-\nu_1^2)}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,7}; \\ C_{m2} &= \frac{0,66b_0^{1,3}}{\rho_w^{0,3}} \left[\frac{(1-\nu_2^2)}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,7}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

На основании зависимости средних напряжений $\sigma_m = \alpha F_n / \pi b_0^2$ и зависимостей (13) найдём выражения контактной податливости каждого из сопряженной пары зубьев

$$\left. \begin{aligned} \delta_{k1} &= \frac{0,296}{(\rho_w F_n)^{0,3} \cdot b_0^{0,1}} \left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,7}; \\ \delta_{k2} &= \frac{0,296}{(\rho_w F_n)^{0,3} \cdot b_0^{0,1}} \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,7}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Исходя из размеров эллиптической площадки контакта, равной $\pi b_0 b_k = \pi b_0^2 / \alpha$, где $\alpha = b_0 / b_k$, и зависимостей (14), представим в общем случае уравнения коэффициентов подушки B , измеряемого в $\text{мм}^3/\text{Н}$, а именно:

$$\begin{aligned} B &= \frac{\pi b_0^2}{\alpha} (\delta_{k1} + \delta_{k2}) = 0,93 \frac{b_0^{1,9}}{(\alpha \rho_w F_n)^{0,3}} \times \\ &\times \left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,7} \right\}. \end{aligned} \quad (15)$$

Заменив эллиптическую площадку контакта $\pi b_0 b_k$ равной ей по величине прямоугольной площадкой контакта со сторонами $2b_0$ и b_{km} , которая будет равной $4b_0 b_{km}$. Из очевидного равенства $\pi b_0 b_k = 4b_0 b_{km}$, определим параметр $b_{km} = \pi b_k / 4$. В соответствии со сказанным от функции контактных деформаций

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_k^2}\right)} = \frac{b_k^2}{2R} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)}$$

перейдем к функции

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)}. \quad (16)$$

В соответствии с уравнениями (15) и (16) запишем выражение, характеризующее напряженно-деформированное состояние рассматриваемой сопряженной пары зубьев, исходя из ранее найденных соотношений $b_{km} = \pi b_k / 4$, $b_k = b_0 / \alpha$ и поправочного коэффициента $\xi = 32/3\pi^2$ [1, 2], которое будет выглядеть так:

$$\begin{aligned} A \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sigma(x, y) dx dy &= B F_n = \\ &= \frac{0,93 b_0^{1,9} F_n}{(\alpha \rho_w F_n)^{0,3}} \left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,7} \right\} = \\ &= \frac{\xi b_0^2}{2\rho_w} \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)} dx dy = \frac{\pi b_0^4}{3\alpha \rho_w}. \end{aligned} \quad (17)$$

Уравнение (17) является основой для определения

малой полуоси b_0 эллипса, в связи с чем сначала преобразуем его к виду

$$b_0^{2,1} = 859 \times \left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,7} \right\}. \quad (18)$$

Для получения параметра b_0 в явном виде, удобном для использования, возведём левую и правую части уравнения (18) в степень, равную 10/21, в итоге получим

$$b_0 = 0,946 \times \sqrt[3]{\left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,7} \right\}^{\frac{10}{7}}}. \quad (19)$$

На основании зависимости (19) представим выражение большой полуоси эллиптической площадки контакта

$$b_k = \frac{b_0}{\alpha} = \frac{0,946}{\alpha} \times \sqrt[3]{\left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,7} \right\}^{\frac{10}{7}}}. \quad (20)$$

Максимальные контактные напряжения при точечном зацеплении зубьев определим по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{3F_n}{2\pi b_0 b_k} = \frac{3\alpha F_n}{2\pi b_0^2}. \quad (21)$$

В соответствии с уравнениями (20) и (21) представим в окончательном виде зависимость максимальных контактных напряжений

$$\sigma_{\max} = \frac{3F_n}{2\pi b_0 b_k} = 0,534 \times$$

$$\sqrt[3]{\frac{\alpha^3 F_n^3}{\left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,7} \right\}^{\frac{60}{21}}}}. \quad (22)$$

Приведем уравнения (19), (20) и (22) к виду, удобному для практического использования. С этой целью, приняв в указанных уравнениях $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и $E_1 = E_2 = E$, получим:

$$b_0 = 1,275 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha+\nu)E}}; \quad (23) \quad b_k = 1,275 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha+\nu)E}}; \quad (24)$$

$$\sigma_{\max} = 0,294 \sqrt[3]{\frac{\alpha (\alpha+\nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}. \quad (25)$$

Если решения пространственной контактной задачи осуществить, исходя из показателя степени нелинейности между деформациями и напряжениями $n = 1$, то в этом случае при $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и $E_1 = E_2 = E$ полученные выражения для определения $\sigma_{\max}$, b_0 и b_k будут идентичны выше приведенным уравнениям (23)–(25), за исключением разницы в числовых коэффициентах. При показателе степени нелинейности $n = 1$ числовой коэффициент при b_0 и b_k вместо 1,275 будет равен 1,202, а при $\sigma_{\max}$ вместо 0,294 будет иметь место числовой коэффициент 0,33.

В соответствии с приведенными величинами 0,294 и 0,33 заключаем, что максимальные контактные напряжения в зубьях с учётом вышеизложенной нелинейности возрастают по сравнению с отсутствием указанной нелинейности в 1,224 раза, что эквивалентно повышению нагрузочной способности по контактным напряжениям в $1,224^3 = 1,414$ раза.

Таким образом, сравнивая между собой повышение нагрузочной способности зубчатых передач с пространственной точечной и линейной системами зацепления зубьев, заключаем, что при наличии нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями точечное зацепление зубьев характеризуется повышением нагрузочной способности по контактным напряжениям в $1,414/1,114 = 1,269$ раза.

Выводы:

1. Впервые выполнены решения пространственной и плоской контактных задач применительно к зубчатым передачам по определению максимальных контактных напряжений и размеров площадок контакта с учётом нелинейной зависимости между деформациями зубьев и напряжениями.

2. Показано, что в случае линейного контакта зубьев (плоская задача) нелинейная зависимость между

деформациями и напряжениями приводит к снижению максимальных контактных напряжений в 1,114 раза.

3. Применительно к точечному зацеплению зубьев (пространственная задача) нелинейная взаимосвязь между деформациями и напряжениями вызывает повышение максимальных контактных напряжений зубчатых передач в 1,224 раза, что равносильно повышению нагрузочной способности зубчатого зацепления в 1,414 раза.

Список литературы

1. Попов А. П. Контактная прочность зубчатых механизмов [Текст] / А. П. Попов. – Николаев : Изд-во НУК, 2008. – 580 с.
2. Попов А. П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А. П. Попов. – Николаев : Изд-во Атолл, 2010. – 774 с.
3. Левина З. М. Контактная жесткость машин [Текст] / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1971. – 264 с.

References (transliterated)

1. Popov A. P. *Kontaktnaja prochnost' zubchatykh mekhanizmov* [Contact strength of gears]. – Nykolaev, NUK Publ., 2008. 580 p.
2. Popov A. P. *Zubchatye mekhanizmy s tochechnym kontaktom zub'ev* [Toothed gears with point contact of teeth]. Nykolaev, Atoll Publ., 2010. 774 p.
3. Levina Z. M. *Kontaktnaja zhestkost' mashyn* [Contact stiffness of machines]. Moscow, Mashynostroenye Publ., 1971. 264 p.

Поступила (received) 04.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Контактна міцність зубчастих передач з урахуванням нелінійної залежності між деформаціями та напруженнями зубців / О. П. Попов, О. І. Мироненко, М. Г. Мозговий, О. І. Савенков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 120–123. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Контактная прочность зубчатых передач с учетом нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями зубьев / А. П. Попов, А. И. Мироненко, М. Г. Мозговой, О. И. Савенков / Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 120–123. – Библиогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Contact strength of gears, taking into account the nonlinear relationship between the deformations and stresses of the teeth / A. P. Popov, M. G. Mozgovoy, A. I. Myronenko, O. I. Savenkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 120–123. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Попов Олексій Павлович – доктор технічних наук, професор, Заслужений діяч науки і техніки України, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, завідувач кафедри "Механіка та конструювання машин"; тел.: (0512) 46-44-74.

Попов Алексей Павлович – доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки и техники Украины, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, заведующий кафедрой "Механика и конструирование машин"; тел.: (0512) 46-44-74.

Popov Aleksey Pavlovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Honored Scientist of Ukraine, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Chief of the Department "Mechanics and construction of machines"; tel.: (0512) 46-44-74.

Мироненко Олександр Іванович – Державне підприємство Миколаївський виробничий комплекс газотурбобудування, начальник редукторного відділу.

Мироненко Александр Иванович – Государственное предприятие Николаевский производственный комплекс газотурбостроения, начальник редукторного отдела.

Myronenko Alexander Ivanovich – State Enterprise Nikolaev industrial complex of gas turbine, head gear department.

Мозговий Михайло Григорович – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, старший викладач кафедри "Механіка та конструювання машин".

Мозговой Михаил Григорьевич – Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, старший преподаватель кафедры "Механика и конструирование машин".

Mozgovoy Mihail Grigorevich – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, senior lecturer at the Department "Mechanics and construction of machines".

Савенков Олег Ігорович – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, асистент кафедри "Механіка та конструювання машин"; тел.: (063) 838-47-59; e-mail: rmn.nuk@gmail.com.

Савенков Олег Игоревич – Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, ассистент кафедры "Механика и конструирование машин"; тел.: (063) 838-47-59; e-mail: rmn.nuk@gmail.com.

Savenkov Oleg Igorevich – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, assistant at the Department "Mechanics and construction of machines"; tel.: (063) 838-47-59; e-mail: rmn.nuk@gmail.com.

UDC (УДК) 519.2

*J. RUSNÁK, M. KADNÁR, F. TÓTH, M. BOŠANSKÝ***THE IMPACT OF SELECTED ENVIRONMENTALLY FRIENDLY LUBRICANTS ON THE WEAR OF THE SLIDING BEARING**

В статті наведено аналіз впливу деяких екологічно чистих мастил з аналогічним класом в'язкості на зношування заданого ковзного підшипника як частини ковзної пари. Знос ковзного підшипника було оцінено по наступним параметрам: зменшення маси спряженої ковзної пари, змінення шорсткості поверхні підшипника в зоні контакту та змінення допуску циліндричності. Отримані статистичні дані були оброблені та представлені у вигляді рисунків та таблиць.

Ключові слова: зношування, шорсткість поверхні, зменшення маси.

В статье представлен анализ воздействия некоторых экологически чистых масел с аналогичным классом вязкости на износ заданного подшипника скольжения как части пары скольжения. Износ подшипника скольжения был оценен по следующим параметрам: уменьшению массы сопряженной пары скольжения, изменению шероховатости поверхности подшипника в зоне контакта и изменения допуска цилиндричности. Полученные статистические данные были обработаны и представлены в виде рисунков и таблиц.

Ключевые слова: износ, шероховатость поверхности, уменьшение массы.

The paper presents the impact analysis of the selected environmentally friendly oils of the same viscosity class on the wear of the defined sliding bearing as a part of sliding matched-pair. Sliding bearing wear was assessed by means of the following parameters: changes in mass loss of the sliding matched-pair; changes in bearing surface roughness in the contact area; and changes in cylindricity tolerance. The results are statistically processed and shown in the provided figures and tables.

Keywords: wear, surface roughness, mass loss.

Introduction. Nowadays, the usage of environmentally friendly lubricants in kinetic gear represents one of the possibilities of pollution elimination of soils, water and groundwater, etc. The expanding market with the environmentally friendly lubricants provides an opportunity to choose from the great number of products by various producers. The presented paper is focused on the comparison of the selected environmentally friendly oils impacts on the wear of sliding bearing as a part of tribological system.

Material and Methods. Tribological experiments were performed using Tribotestor M'06. This universal test device enables performing various types of tests such as limit load tests (seizing test), limit velocity tests (velocity seizing test), capacity tests for the determination of pv diagram and life (durability) tests.

The test device consists of three main parts. The test part itself is made of the drive units of samples rotational motion, vertical loading force and measuring head. Another part contains the elements of a pneumatic circuit and all of the electronic devices. The last part is a control-evaluating unit in the form of a connected desktop computer. Starting, check, control, data collection and test evaluation itself are performed on the connected computer.

Our experiment was performed through the seizing test.

The fig. 1 shows the measuring device with the detailed view on the measuring head and test sample. The couple of bodies, creating a planar contact by rotating of the test shaft against sliding bearing, forms the sliding node. The sliding bearing marked as B60 M4 was moulded into the measuring head and has the following dimensions: external diameter is of ϕ 30 mm; internal diameter is of ϕ 25 mm; and the bearing bush length is of 20 mm. The bearing shell of the test shaft with ϕ 25 mm for external diameter and with length 25 mm was made from steel 14 220 and fixed to the cylindrical part of the supporting shaft. The supporting shaft was attached to the drive unit by a shrink conic connection through tightening force over the internal thread in the cone. The sliding node was lubricated using the test ecological oil, which was gravitationally dropping through the upper part of the measuring head.

The tested lubricating mediums were the ecological oils Mogul HEES 46, Hydros 46, Fuchs Plantohyd 46 S and Shell Naturelle 46 HF-E.

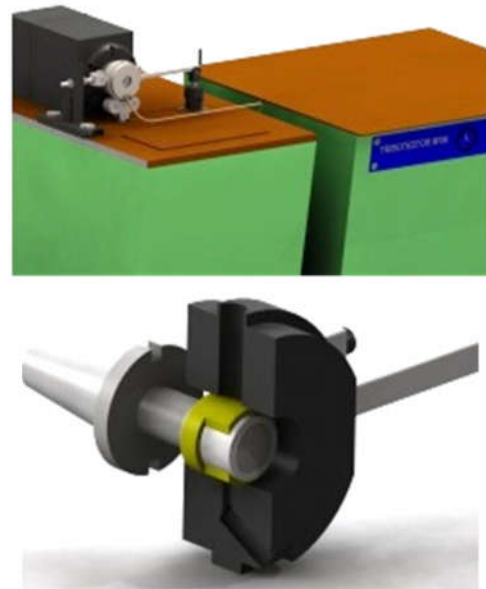


Fig. 1 – Measuring device Tribotestor M'06 and a detailed view of the measuring head and test samples

Mogul HEES 46 is an ecological oil produced on the base of synthetic esters. It is designated for extremely stressed hydrostatic systems of machines and equipment working at temperatures between -20°C and 80°C throughout a year. There is expected a lifetime similar to the lifetime of petroleum oils.

Hydros 46 is a biologically decomposable oil on the base of saturated synthetic esters. It is characterized by excellent properties under high pressure and temperature and multiple extension of exchange intervals. It is neutral for seals, preserves its properties under high frosts, and has good lubricating properties and a minimum foam ability.

Fuchs Plantohyd 46 S is environmentally friendly, rapidly biologically decomposable oil on the base of synthetic esters of HEES type, following the standard VDMA 24 568. It is usable in all of the hydraulic and circulation systems that require using the oil of the ISO VG 46 class. It is suitable for mobile and stationary hydraulic systems.

Shell Naturelle 46 HF-E is a fully synthetic, environmentally friendly hydraulic oil. It is determined for usage

in hydraulic and liquid gear systems. Shell Naturelle 46 HF-E is an easily biologically decomposable hydraulic oil with low ecotoxicity, particularly suitable for use in ecologically sensitive fields.

Experimental tests were performed under the following operating conditions:

- revolutions 180 min^{-1} , constant throughout the test duration in clockwise direction;
- test duration 70 min, of which 10 min represented running-up;
- loading ranging from 500 N to 3000 N, according to fig. 2.

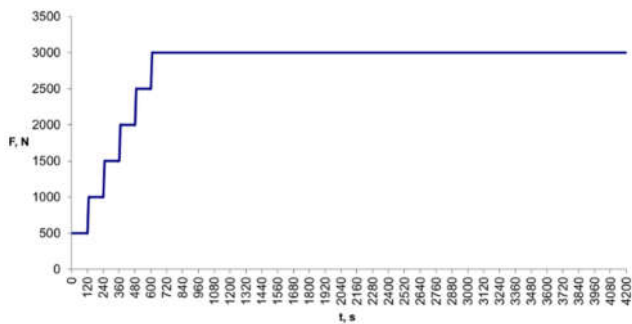


Fig. 2 – Continuance of loading force depending on time

Cylindricity measurement was done using the MUK – F 300 PC device (fig. 3). This device is designated for measuring variations of shape: roundness, cylindricity, conicity, and straightness of external and internal rotation surfaces with and without interruptions. Measured parameters were evaluated numerically in the form of figures and were simultaneously displayed on the monitor. The diagram of observed deviations was displayed automatically. Information from the screen was also archived and printed on A4 paper. Sliding bearings were weighed before and after the experiment on the accurate Voyager Pro VP 613CN scales, and surface roughness was measured with Mitutoyo SJ-201 (fig. 3). The monitored parameter was R_a . The value of R_a represents the mean arithmetic value of absolute deviations of the profile in n chosen points of the profile on the basic length.



Fig. 3 – Devices used: MUK – F 300 PC, Mitutoyo SJ-201 and Voyager Pro VP 613 CN

Results and Discussion. By using the device MUK-F 300 PC we conducted the laboratory measurements of sliding bearing cylindricity, which defined the value of absolute deviation of cylindricity ΔC . Fig. 4 shows the outputs of MUK-F 300 PC before and after the experimental tests. Measurements were carried out on all the test samples

both before and after the experimental test. On this basis, we determined the resulting value of absolute deviation of cylindricity for individual ecological oils and they were subsequently processed in graphic form (fig. 5).

The weight loss of sliding bearings was determined using the accurate Voyager Pro VP 613CN scales, by measuring the weight of samples before and after the experimental test. Fig. 6 compares the weight losses of sliding bearings depending on the ecological oil used. Mogul HEES 46 had the lowest value of weight loss, followed by Hydros 46, the third one was Plantohyd 46 S, and the highest value of weight loss was observed in Naturelle HF-E 46

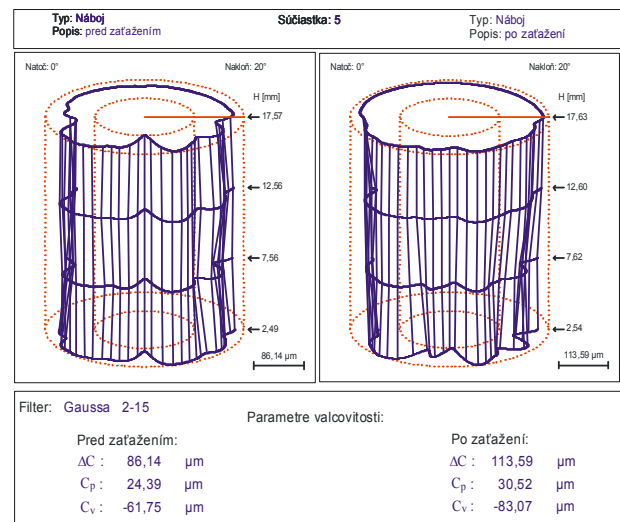


Fig. 4 – Sample output from MUK F-300 PC

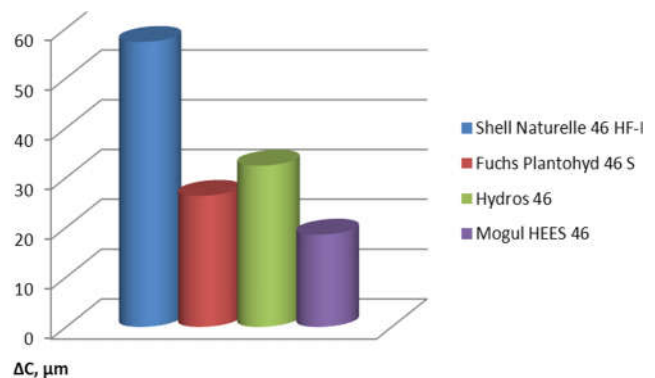


Fig. 5 – Comparison of changes in the deviation of sliding bearings cylindricity ΔC

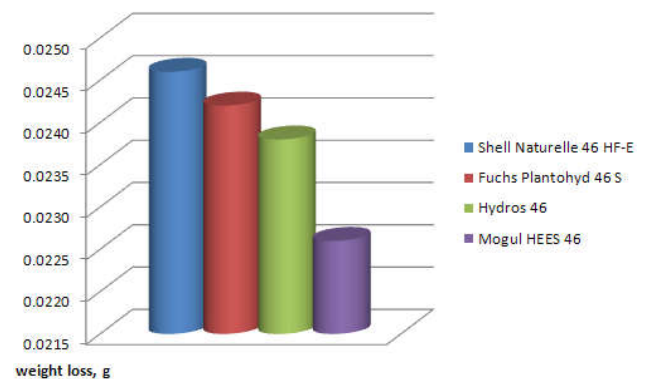


Fig. 6 – Comparison of weight losses depending on the oil used

The evaluation of roughness changes considerably illustrates the ongoing processes of wear during experimental tests in the sliding node. The roughness of sliding

bearings was measured using the Mitutoyo SJ-201 laboratory device before and after completion of experimental tests; the monitored parameter was R_a .

The change of roughness R_a for sliding bearings depending on the oil used is shown in Fig. 7. In all cases, there was a decline in roughness R_a . The highest decline was recorded in Naturelle HF-E 46 and the lowest decline in Hydros 46.

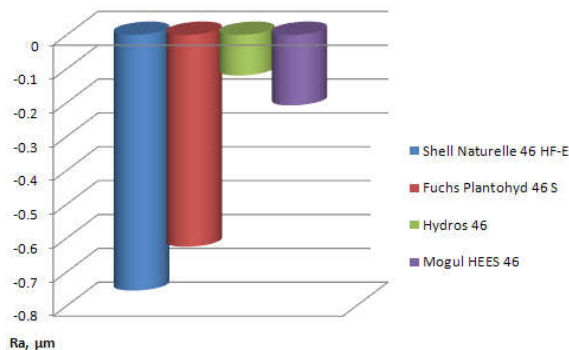


Fig. 7 – Relationship between the change of roughness R_a and the ecological oil used

Conclusion Table 1 gives a summary of the monitored parameters determining the sliding bearing wear. The obtained records also indicate that the highest value of the change of cylindricity deviation ΔC of the sliding bearing was recorded in Shell Naturelle HF-E 46, the ecological oil Hydros 46 reached the second highest value of change, followed by Fuchs Plantohyd 46 S, and the ecological oil Mogul HEES 46 reached the lowest value of change in cylindricity deviation ΔC .

The second parameter was sliding bearing weight loss. The highest value of weight loss was recorded in Shell Naturelle HF-E 46; on the contrary, Mogul HEES 46 reached the lowest value. The change of roughness R_a confirms the greatest changes of sliding bearing when using the ecological oil Shell Naturelle HF-E 46. On the contrary, the lowest changes of roughness R_a were recorded in Mogul HEES 46 and Hydros 46.

Table 1 – Summary of results of wear parameters of the defined sliding bearing, depending on the selected ecological lubricants

	Cylindrical deviation ΔC , μm	Weight loss, g	Change of roughness R_a , μm
Shell Naturelle 46 HF-E	57,256	0,0246	-0,755
Fuchs Plantohyd 46 S	26,3345	0,0242	-0,6255
Hydros 46	32,399	0,0238	-0,12
Mogul HEES 46	18,5414	0,0226	-0,208

The final summary of measured values shows that Mogul HEES 46 is the most suitable oil from the selected ecological oils for the given sliding pair and defined operating conditions.

Subsequent life tests will give a definitive answer for the usability of the examined oils in the field of slide assembly.

Acknowledgments. The research work reported here was made possible by grant projects VEGA 1/0227/15.

References

1. Tóth F. Application of technology of thermal spraying in areas of sliding notes / Tóth F., Rusnák J., Kadnár M. // In. 56th International Conference of Machine Design Departments (ICMD 2015), s. 381–388, ISBN 978-80-552-1377-4.
2. Čavojský P. Možnosti využitia ekologického oleja Hydros Uni v definovanom tribologickom systéme / Čavojský P., Rusnák J., Tóth F. // In. Medzinárodná vedecká konferencia s názvom Kvalita, technológie, diagnostika v technických systémoch. TF SPU Nitra 2015. Zborník vedeckých prác, s. 171–175, ISBN 978-80-552-1329-3.
3. Kučera M. Analýza poznatkov zo skúšania tribologických vlastností vybraných materiálov (Analysis of information from testing the tribological characteristics of selected materials) / Kučera M. // In. Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2004 : proceedings of scientific works. Nitra : Slovak University of Agriculture in Nitra, s. 75–80. ISBN 80-8069-362-5.
4. Kučera M. Analysis of the process of abrasive wear under experimental conditions / Kučera M., Chotěborský R. // In Scientia agriculturales bohemica. ISSN 1211-3174, 2013, vol. 44, No. 2, s. 102–106.

Надійшла (received) 23.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Вплив деяких екологічно нешкідливих мастильних матеріалів на зношування підшипників ковзання / Ю. Руснак, М. Каднар, Ф. Тот, М. Бошанські // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 124–127. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Влияние некоторых экологически безвредных смазочных материалов на износ подшипников скольжения / Ю. Руснак, М. Каднар, Ф. Тот, М. Бошански // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 124–127. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

The impact of selected environmentally friendly lubricants on the wear of the sliding bearing / J. Rusnák, M. Kadnár, F. Tóth, M. Bošanský // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 124–127. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Юрій Руснак – професор, доктор філософії, кафедра конструювання машин, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Нітра, Словаччина; тел. 0910212501; e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk.

Юрий Руснак – профессор, доктор философии, кафедра конструирования машин, Технический факультет, Словацкий сельскохозяйственный университет в Нитре, Нитра, Словакия; тел. 0910212501; e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk.

Juraj Rusnák – Prof. Ing., PhD., professor CSc./PhD., Department of Machine Design, The Faculty of Engineering Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia, tel. 0910212501; e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk.

Мілан Каднар – доцент, доктор філософії, кафедра конструювання машин, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Нітра, Словаччина; тел. 0903849857; e-mail: milan.kadnar@uniag.sk.

Милан Каднар – доцент, доктор философии, кафедра конструирования машин, Технический факультет, Словацкий сельскохозяйственный университет в Нитре, Нитра, Словакия; тел. 0903849857; e-mail: milan.kadnar@uniag.sk.

Milan Kadnar – Doc. Ing., associate professor CSc./PhD., Department of Machine Design, The Faculty of Engineering Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia; tel. 0903849857; e-mail: milan.kadnar@uniag.sk.

Франтішек Тот – інженер, доктор філософії, кафедра конструювання машин, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нитре, Нитра, Словаччина; e-mail: frantisek.toth@uniag.sk.

Франтішек Тот – инженер, доктор философии, кафедра конструирования машин, Технический факультет, Словацкий сельскохозяйственный университет в Нитре, Нитра, Словакия; e-mail: frantisek.toth@uniag.sk

František Tóth – Ing., PhD., Department of Machine Design, Faculty of Engineering, Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia; email: frantisek.toth@uniag.sk.

Мірослав Бошански – професор, доктор філософії, професор інституту транспортних технологій та машинобудування, факультет інженерної механіки словацького технологічного університету в Братиславі, Словакия; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk.

Мірослав Бошански – профессор, доктор философии, профессор института транспортных технологий и машиностроения, факультет инженерной механики словацкого технологического университета в Братиславе, Словакия; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk.

Miroslav Bošanský – Prof. Ing., Ph. D., professor at The Institute of Transport Technology and Designing, Faculty of Mechanical Engineering Slovak University of Technology in Bratislava, Slovakia; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk.

УДК 621.01(833)

Х. С. САМИДОВ, А. Б. АХАДОВ

ОПТИМИЗАЦИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ПО ВРЕМЕНИ ЗАТУХАНИЯ

Робота присвячена оптимізації коливальних процесів електромеханічних приводів технологічних машин під час затухання. Базуючись на методах оптимізації коливальних процесів машин, розроблена і реалізована методика оптимізації динамічних процесів технологічних машин, в тому числі металорізальних верстатів. Методика дозволяє на стадії проектування технологічних машин встановити зв'язок між конструктивними і динамічними характеристиками електромеханічних систем, побудувати машину з найшвидшими затуханнями коливань.

Ключові слова: привод, оптимізація, машина технологіческая, затухання.

Работа посвящена оптимизации колебательных процессов электромеханических приводов технологических машин во время затухания. Базируясь на методах оптимизации колебательных процессов машин, разработана и реализована методика оптимизации динамических процессов технологических машин, в том числе металлорежущих станков. Методика позволяет на стадии проектирования технологических машин установить связь между конструктивными и динамическими характеристиками электромеханических систем, построить машину с быстрыми затуханиями колебаний.

Ключевые слова: привод, оптимизация, машина технологическая, затухания.

The work is dedicated to the optimization of oscillatory processes of electromechanical drives of technological cars on the decay time. Based on methods for optimizing the oscillatory processes of machines, a technique for optimizing the dynamic processes of technological machines, including machine tools, has been developed and implemented. The technique allows at the design stage of technological machines to establish a link between the design and dynamic characteristics of electromechanical systems, to build a machine with the fastest damping of oscillations.

Keywords: drive, optimization, machine, technological machine, damping.

Актуальность проблемы. Среди требований, поставленных перед современным машиностроением, весьма важными являются повышение производительности, экономичности, точности, надежности, долговечности, ветроустойчивости машин и аппаратов.

Эффективность решения этих задач в значительной степени зависит от уровня развития машиностроения, в частности станкостроения являющегося основой развития других отраслей машиностроения.

На основе вышеизложенного можно заключить, что разработка, реализация комплексных методов динамического анализа и оптимизации конструктивных параметров машин являются актуальной проблемой и отвечает дальнейшего прогресса машиностроения.

Цель работы. Данная работа ставит своей целью определение таких оптимальных параметров электромеханической системы технологической машины, в частности, токарного станка модели 1К625, при которых упругие колебания в переходном режиме работы затихают за минимальное время.

Материалы исследований. По предложенной нами блок-схеме алгоритма упрощения многомассовых динамических систем (рис. 1), кинематическая схема

привода станка модели 1К625 (рис. 2) упрощена и приведена к трехмассовой динамической модели (рис. 3, 4).

Дифференциальные уравнения, описывающие движение электромеханической системы, представленной на рис. 3, запишем в следующем виде [1]

$$\begin{aligned} M_1 \frac{1}{2\omega_k M_k} + M_1 \frac{S_k}{2M_k} &= S; \\ J_1 \varphi_1 + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ J_2 \varphi_2 - C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + \\ &+ C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = -M_2; \\ J_3 \varphi_3 - C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) &= M_3, \end{aligned} \quad (1)$$

где M_k , S_k – критические момент и скольжение двигателя по статической механической характеристике:

$$\begin{aligned} M_k &= \lambda_m M_H; \\ S_k &= S_H \{ [\lambda_m + 5 (\lambda_m - 1) S_H] \times \\ &\times \sqrt{[\lambda_m + 5 (\lambda_m + 5 (\lambda_m - 1) S)]^2 - 1}; \end{aligned} \quad (2)$$

S_H – скольжение при номинальном моменте M_H ;

λ_m – кратность максимального момента;

S_H , λ_m – определяются из каталога двигателей;

$S = (\omega_0 - \omega_1) / \omega_0$, где $\omega_0 = \frac{\omega_a}{p}$ – скорость идеального

холостого хода ротора электродвигателя (p – число пар полюсов; $\omega_0 = 2\pi / t_0$ – частота энергосети); J_1, J_2, J_3 – приведенные значения моментов инерции масс; C_{12}, C_{23} – приведённые жесткости валопроводов, соединяющих массы; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – угловые перемещения масс; β_{12}, β_{23} – коэффициенты демпфирования колебаний; M_2, M_3 – моменты, внешних сил, приложенных к соответствующим дискретным массам.

Дифференцируя функцию $S = (\omega_0 - \omega_1) / \omega_0$ по времени t , и подставляя полученные выражения во второе уравнение (1), получим,

$$\frac{1}{J_1 \omega_0} [C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - M_1] = S. \quad (3)$$

Исключая S из уравнения "динамической характеристики", то есть из первого уравнения (1) и уравнения (3), систему уравнений (1) можно написать в виде [1]:

$$\begin{aligned} & \text{BTN } M_1 + \text{BN } M + M_1 - M_{12} - \beta_{12} M_{12} / C_{12} = 0; \\ & M_{12} + b_{12}^2 M_{12} - \frac{C_{12}}{J_1} M_1 - \frac{C_{12}}{J_2} M_{23} + \frac{\beta_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} M_{12} - \\ & - \frac{C_{12} \beta_{23}}{C_{23} J_2} M_{12} - \frac{C_{12} \beta_{23}}{C_{23} J_2} M_{23} = \frac{C_{12}}{J_2} M_2(t); \\ & M_{23} + b_{23}^2 M_{23} - \frac{C_{23}}{J_2} M_{12} + \frac{\beta_{23}(J_2 + J_3)}{J_2 J_3} M_{23} - \frac{C_{23} \beta_{12}}{C_{12} J_2} M_{12} = \\ & = -\frac{C_{23}}{J_3} M_3(t) - \frac{C_{23}}{J_2} M_2(t), \end{aligned} \quad (4)$$

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.

Если технологические сопротивления ведут постоянными ($M_2 = M_3 = \text{const}$), то они не окажут влияние на процесс затухания колебаний, а смещают положение статического равновесия масс.

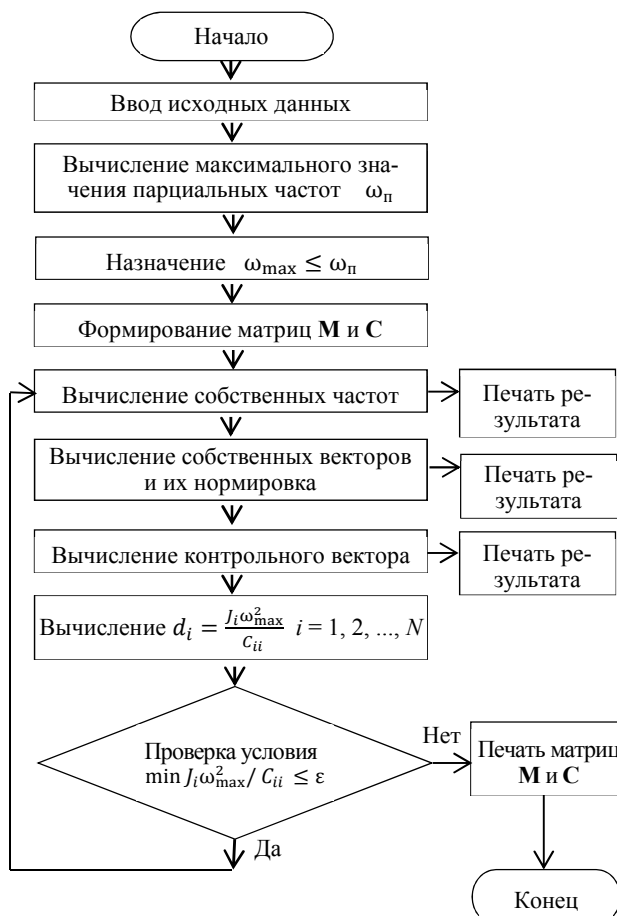


Рис. 1 – Блок-схема алгоритма упрощения динамических моделей машин

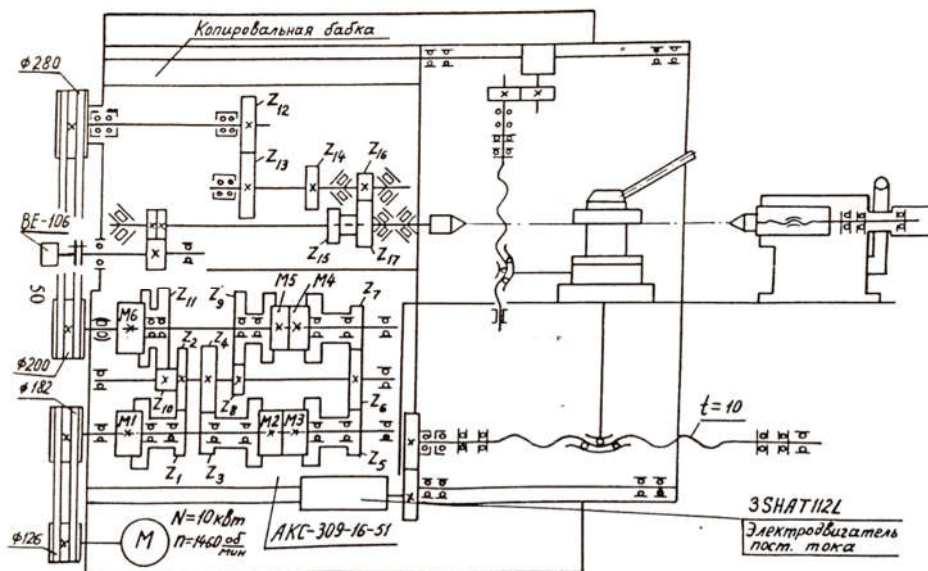


Рис. 2 – Кинематическая схема привода станка 1К625

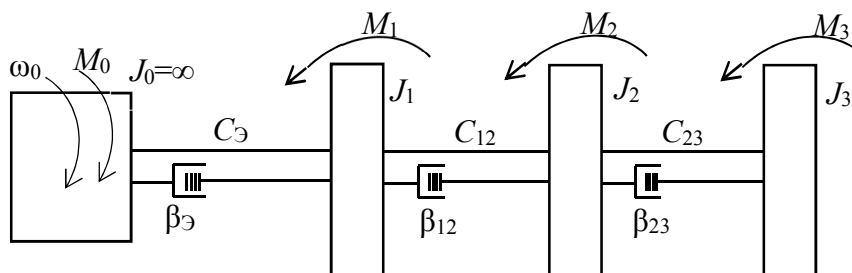


Рис. 3 – Приведенная динамическая модель электромеханической системы технологической машины – станка модели 1К625

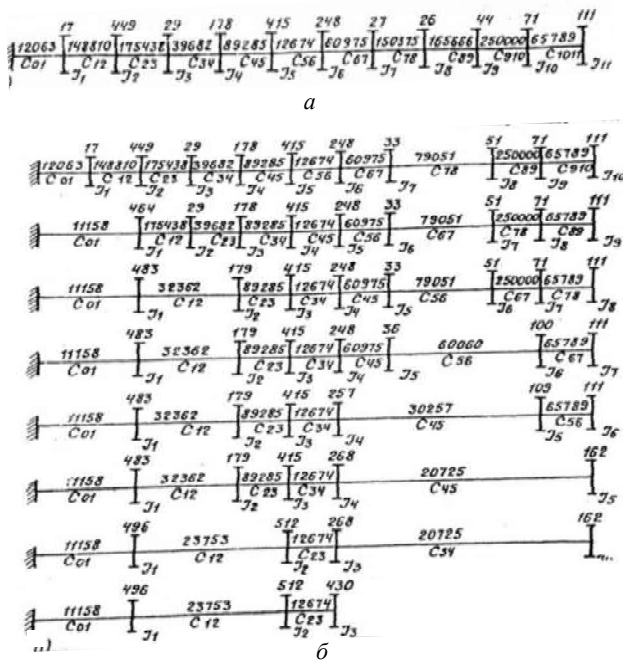


Рис. 4 – динамическая модель привода станка 1К625:
а – до упрощения; б – после упрощения. $J_i - 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$,
 $C_{ij} - \text{Н} \cdot \text{м/рад}$, $n_{\text{шт}} - 250 \text{ об/мин}$

Приведем систему уравнений (4) к одному дифференциальному уравнению высокого порядка. Для этого введем оператор дифференцирования $d/dt = p$ и составим определитель левой части системы уравнений (4),

$$(p) = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix}, \quad (5)$$

где:

$$\begin{aligned} a_{13} &= a_{31} = 0; \quad a_{11} = \text{BTNP}^2 + \text{BNP} + 1; \quad a_{12} = \frac{\beta_{12}}{c_{12}} P - 1; \\ a_{21} &= -\frac{c_{12}}{1}; \quad a_{22} = P^2 + \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right) \beta_{12} P + b_{12}^2; \\ a_{23} &= -\frac{c_{12}\beta_{23}}{c_{23} J_1} P - \frac{c_{12}}{J_1}; \quad a_{32} = -\frac{c_{23}\beta_{12}}{c_{12} J_2} P - \frac{c_{23}}{J_2}; \\ a_{33} &= P^2 + \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3}\right) \beta_{23} P + b_{23}^2. \end{aligned} \quad (6)$$

Отличие от нуля решения системы уравнения (4) без правой части получим в случае, если $(p) = 0$. Для этого, раскрыв определитель (5) и подставив вместо оператора P^k соответствующие производные M^k переменных M_{12}, M_{23} , получим следующий полином,

$$(P) = M^{\text{VI}} + a_0 M^{\text{V}} + a_1 M^{\text{IV}} + a_2 M^{\text{III}} + a_3 M^{\text{II}} + a_4 M^{\text{I}} + a_5 M, \quad (7)$$

где:

$$a_0 = \frac{(J_2 + J_3)\beta_{23}}{J_1 J_2} + \frac{(J_1 + J_2)\beta_{12}}{J_1 J_2} + \frac{1}{T}, \quad (8)$$

$$\begin{aligned} a_1 &= b_{12}^2 + b_{23}^2 + \frac{(J_1 + J_2)(J_2 + J_3)\beta_{12}\beta_{23}}{J_1 J_2^2 J_3} - \\ &- \frac{\beta_{12}\beta_{23}}{J_2^2} + \frac{(J_2 + J_3)\beta_{23}}{T J_2 J_3} + \frac{(J_1 + J_2)\beta_{12}}{T J_1 J_2} + \frac{1}{\text{BTN}}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} a_2 &= \frac{(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} \beta_{12} b_{23}^2 + \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} \beta_{23} b_{12}^2 - \frac{c_{12} + \beta_{23}}{J_2^2} - \frac{c_{23} + \beta_{12}}{J_2^2} + \\ &+ \frac{b_{12}^2}{T} + \frac{b_{23}^2}{T} + \frac{(J_1 + J_2)(J_2 + J_3)}{T J_1 J_2^2 J_3} \beta_{12} \beta_{23} - \frac{\beta_{12} \beta_{23}}{T J_2^2} + \\ &+ \frac{(J_2 + J_3)\beta_{23}}{\text{BTN} J_2 J_3} + \frac{(J_2 + J_3)\beta_{12}}{\text{BTN} J_1 J_2} - \frac{\beta_{12}}{\text{BTN}}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} a_3 &= b_{12}^2 b_{23}^2 - \frac{c_{12} c_{23}}{J_2^2} + \frac{J_1 + J_2}{T J_1 J_2} \beta_{12} b_{23}^2 + \frac{J_2 + J_3}{T J_2 J_3} \beta_{23} b_{12}^2 - \\ &- \frac{c_{12} \beta_{23}}{T J_2^2} - \frac{c_{23} \beta_{12}}{T J_2^2} + \frac{b_{12}^2 + b_{23}^2}{\text{BTN}} + \frac{(J_1 + J_2)(J_2 + J_3)\beta_{12}\beta_{23}}{\text{BTN} J_1 J_2 J_3} - \\ &- \frac{\beta_{12} \beta_{23}}{\text{BTN} J_2^2} - \frac{c_{12}}{\text{BTN} J_1} - \frac{\beta_{12} \beta_{23} (J_2 + J_3)}{\text{BTN} J_1 J_2 J_3}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$a_4 = \frac{b_{12}^2 b_{23}^2}{T} - \frac{c_{12} c_{23}}{T J_2^2} + \frac{J_1 + J_2}{\text{BTN} J_1 J_2} \beta_{12} b_{23}^2 + \frac{J_2 + J_3}{\text{BTN} J_2 J_3} \beta_{23} b_{12}^2 - \\ - \frac{c_{12} \beta_{23}}{\text{BTN} J_2^2} - \frac{c_{23} \beta_{12}}{\text{BTN} J_2^2} - \frac{\beta_{12} b_{23}^2}{\text{BTN} J_1} - \frac{J_1 + J_2}{\text{BTN} J_1 J_2 J_3} c_{12} \beta_{23}; \quad (12)$$

$$a_5 = -\frac{b_{12}^2 b_{23}^2}{\text{BTN} J_2^2} - \frac{c_{12} c_{23}}{\text{BTN} J_2^2} - \frac{c_{12} b_{23}^2}{\text{BTN} J_1}. \quad (13)$$

Выражение (7) для упругого момента, M_{23} с учетом $(p) = 0$ представим в виде.

$$M^{\text{VI}}_{23} + a_0 M^{\text{V}}_{23} + a_1 M^{\text{IV}}_{23} + a_2 M^{\text{III}}_{23} + \\ + a_3 M^{\text{II}}_{23} + a_4 M^{\text{I}}_{23} + a_5 M_{23} = 0. \quad (14)$$

Под оптимальным затуханием динамического процесса понимается такое минимальное время t за которое решение уравнения (14) войдет в трубку радиуса E (может быть сколько угодно малым числом) и для времени $T > T_1$ не будет выходить из нее [6].

Для решения данной задачи в уравнении (14) произведем замену

$$M_{23}(t) = y(t) e^{-\frac{a_0}{6} t} = [y_1(t) + y_2(t)] e^{-\frac{a_0}{6} t}. \quad (15)$$

Тогда дифференциальные уравнения (14) примет вид

$$y^{\text{VI}} + b_2 y^{\text{IV}} + b_3 y^{\text{III}} + b_4 y^{\text{II}} + b_5 y^{\text{I}} + b_6 y = 0. \quad (16)$$

где:

$$\begin{aligned} b_1 &= 0; \quad b_2 = a_1 - \frac{5}{12} a_0^2; \quad b_3 = a_2 - \frac{2}{3} a_0 a_1 + \frac{5}{27} a_0^3; \\ b_4 &= a_3 - \frac{1}{2} a_0 a_2 + \frac{1}{6} a_0^2 a_1 - \frac{5}{144} a_0^4; \\ b_5 &= a_4 - \frac{1}{3} a_0 a_3 + \frac{1}{12} a_0^2 a_2 - \frac{a_0^3 a_1}{54} + \frac{a_0^5}{324}; \\ b_6 &= a_5 - \frac{a_0 a_0^4}{6} + \frac{a_0^2 a_3}{6^2} - \frac{a_0^3 a_2}{6^3} + \frac{a_0^4 a_1}{6^4} - \frac{5a_0^6}{6^6}. \end{aligned} \quad (17)$$

Упругий момент $M_{23}^{(T)}$ будет затухать в наименьшее время при максимальном значении коэффициента a_0 , ограничению по модулю колебательной составляющей $y_1(t)$ и полным подавлением возрастающей составляющей $y_2(t)$.

Приведем конкретный пример.

Динамическая модель главного привода токарного станка с ЧПУ 1К625, приведенная к валу двигателя, характеризуется следующими параметрами (рис. 3) [1]:

$$\begin{aligned} J_1 &= 0,27 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; \quad C_{12} = 5250,3 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}; \quad T = 0,0089 \text{ с}; \\ J_2 &= 0,50 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; \quad C_{23} = 985,2 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}; \quad T = 0,0063 \text{ с}; \\ J_3 &= 0,28 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; \quad \beta_2 = 15,0 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}; \quad T = 0,0238 \text{ с}. \end{aligned} \quad (18)$$

Подставив эти значения в уравнения (8–13), получим:

$$\begin{aligned} a_0 &= 110 + 0,06\beta_{12} + 0,054\beta_{23}; \\ a_1 &= 43925 + 6,6\beta_{12} + 5,83\beta_{23} + 0,00282\beta_{12}\beta_{23}; \\ a_2 &= 4045392 + 416,836\beta_{12} + 1850,26\beta_{23} + 0,3097\beta_{12}\beta_{23}; \\ a_3 &= 26714915,12 + 30121,86\beta_{12} + 16184,74\beta_{23} + 5,002\beta_{12}\beta_{23}; \\ a_4 &= 15872265213 + 476496\beta_{12} + 2557106\beta_{23}; \\ a_5 &= 248383234813. \end{aligned} \quad (19)$$

Из совместного решения третьего и пятого равенства (19) с учетом значения a_5 найдем оптимальные значения коэффициентов $\beta_{12\text{опт}} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$; $\beta_{23\text{опт}} = 600 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$, проводящие к быстрому затуханию колебательного процесса рассматриваемой системы.

Найденные оптимальные значения коэффициентов вязкого трения $\beta_{12\text{опт}}$ и $\beta_{23\text{опт}}$ подставим в уравнение (19) и, вычислив значения a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 , а затем подставив в выражения (19), получим.

$$M^{\text{VI}}_{23} + 190M^{\text{V}}_{23} + 54058M^{\text{IV}}_{23} + 5637663M^{\text{III}}_{23} + 380319007M^{\text{II}}_{23} + \\ + 17787725885M^{\text{I}}_{23} + 248383234813M_{23} = 0. \quad (20)$$

Решение дифференциального уравнения (20) на компьютере при принятых начальных условиях дает характер изменения момента упругих сил $M_{23}(t)$ в главном приводе станка с ЧПУ 16K20T1. Решение осуществилось при следующих начальных условиях реакции системы на единичный импульс при $t = 0$:

$$M_{23}(0) = M_{23}^I(0) = M_{23}^{II}(0) = M_{23}^{III}(0) = M_{23}^{IV}(0) = 0; \\ M_{23}^{V}(0) = 1. \quad (21)$$

Выводы:

1. Базируясь на методах оптимизации колебательных процессов машин, разработана и реализована методика оптимизации динамических процессов технологических машин, в том числе металлорежущих станков.
2. Разработанная методика позволяет на стадии проектирования технологических машин установить связь между конструктивными и динамическими характеристиками электромеханических систем, и построить машину с быстрее затухающими колебаниями.
3. Практическая наполненность данной работы открывает определенные возможности для внедрения ее результатов конструкторскими и научно-исследовательскими организациями, занимающимися вопросами исследования динамики и оптимального проектирования машин и аппаратов.

Список литературы

1. Самидов Х. С., Самидов Э. Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку : "Нурлан", 2003. – 622 с.
2. Самидов Х. С., Агаев Ф. Ф. Оптимизация электромеханических систем приводов машин по коэффициенту динамичности // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Х. : НТУ "ХПИ", 2008. – № 28. – С. 70–83.
3. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах с многими критериями. – М. : Наука, 1981. – 107 с.
4. Бондаренко О. В., Устименко О. В. Оптимизация тривіальних коробок передач за критерієм мінімальної міжосьової відстані методом ЛПТ-пошуку // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Х. : НТУ "ХПИ", 2010. – № 27. – С. 31–37.
5. Матусевич В. А., Шарабан Ю. В., Шехов О. В., Абрамов В. Т. Оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции планетарного механизма типа $2 \times AI$ из условия контактной равнопрочности // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2015. – № 34 (1143). – С. 93–102.

6. Самидов Х. С., Гасымов А. Ф. Оптимизация динамических процессов электромеханических приводов машин по коэффициенту динамичности // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2015. – № 35 (1144). – С. 120–124.
7. Самидов Х. С., Алиев Б. Г. Вынужденные колебания электромеханических систем приводов машин // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Х. : НТУ "ХПИ", 2007. – № 21. – С. 132–143.

References (transliterated)

1. Samidov X. S., Samidov E. X. *Dinamika i optimal'noe konstruirovaniye mashin* [The dynamics and optimal design of machines]. Baku, Nurlan Publ., 2003. 622 p.
2. Samidov X. S., Agaev F. F. Optimizatsiya jelektromehaniicheskikh sistem privodov mashin po koefitsientu dinamichnosti [Optimization of electromechanical machines drive systems at a rate of dynamism]. *Vestnik NTU "KhPI". Tem. vyp. "Problemy mehanicheskogo privoda"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008, no. 28, pp. 70–83.
3. Sobol' I. M., Statnikov R. B. *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami* [The choice of optimal parameters in problems with many criteria]. Moscow, Nauka, 1981, 107 p.
4. Bondarenko O. V., Ustynenko O. V. Optimizatsiya tryval'nykh korobok peredach za kryterijem minimal'noi' mizhos'ovo' vidstani metodom LPT-poshuku [Optimization of three shaft gearboxes by criterion of minimum inter-axial distance by LPT-τ search method]. *Vestnik NTU "KhPI". Tem. vyp. "Problemy mehanicheskogo privoda"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2010, no. 27, pp. 31–37.
5. Matushevich V. A., Sharaban U. A., Shehov A. V., Abramov V. T. Ocenka nesushhej sposobnosti optimal'noj po masse konstrukcii planetarnogo mehanizma tipa $2 \times AI$ iz uslovija kontaktnoj ravnoпрочности [Evolution of loading ability of optimal on mass construction of planetary mechanism of type $2 \times AI$ from conditions of contact balances]. *Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Problemy mehanicheskogo privodu* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 34 (1143), pp. 93–102.
6. Samidov X. S., Gasymov A. F. Optimizatsiya dinamicheskikh processov elektromehaniicheskikh privodov mashin po koefitsientu dinamichnosti [Optimization of dynamic processes in electromechanical machines drives by dynamicity coefficient]. *Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Problemy mehanicheskogo privodu* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 35 (1144), pp. 120–124.
7. Samidov X. S., Aliev B. G. Vynuzhdenne kolebaniya elektromehaniicheskikh sistem privodov mashin [Forced oscillations of electromechanical systems of machine drives]. *Vestnik NTU "KhPI". Tem. vyp. "Problemy mehanicheskogo privoda"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2007, no. 21, pp. 132–143.

Поступила (received) 07.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Оптимізація коливальних процесів електромеханічних систем приводів технологічних машин за часом затухання / Х. С. Самідов, А. Б. Ахадов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 127–130. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Оптимизация колебательных процессов электромеханических систем приводов технологических машин по времени затухания / Х. С. Самидов, А. Б. Ахадов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 127–130. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Optimization of oscillatory processes of electromechanical drives systems of technological machines by the time of damping / X. S. Samidov, A. B. Ahadov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 127–130. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самідов Халіл Самід оглу – доктор технічних наук, професор, Азербайджанський Інженерний Архітектурний Університет, м. Баку; тел.: +994 12 561-22-02; e-mail: halilsamidov@mail.ru.

Самидов Халил Самид оглу – доктор технических наук, профессор, Азербайджанский Инженерный Архитектурный Университет, г. Баку; тел.: +994 12 561-22-02; e-mail: halilsamidov@mail.ru.

Samidov Xalil Samid – Doctor of technical sciences, Full Professor, Azerbaijan Architecture and Engineering University c. Baku; tel.: +994 12 561-22-02; e-mail: halilsamidov@mail.ru.

Ахадов Анар Бейбала оглу – інженер, докторант, технік вимірювальних приладів "BP Caspian sea exploration", м. Баку; тел.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

Ахадов Анар Бейбала оглу – инженер, докторант, техник измерительных приборов "BP Caspian sea exploration", г. Баку; тел.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

Ahadov Anar Beybala – engineer, PhD student, instrumentation technician at "BP Caspian Sea Exploration", Baku; tel.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

В. Н. СТРЕЛЬНИКОВ**ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ КРУПНОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Представлено результати експериментальних досліджень осьових сил великої хвильової зубчастої передачі. Вимір осьових сил виконувався методом тензометрії на гнучкому колесі й генераторі хвиль одночасно. При зіставленні даних експериментальних досліджень і теоретичних розрахунків, отримана задовільна збіжність результатів.

Ключові слова: осьова сила, гнучке колесо, генератор хвиль, тензорезистор.

Представлены результаты экспериментальных исследований осевых сил крупной волновой зубчатой передачи. Измерение осевых сил выполнялось методом тензометрии на гибком колесе и генераторе волн одновременно. При сопоставлении данных экспериментальных исследований и теоретических расчетов, получена удовлетворительная сходимость результатов.

Ключевые слова: осевая сила, гибкое колесо, генератор волн, тензорезистор.

Results of experimental researches of axial forces of a large wave gear are presented. Measurement of axial forces was executed by a tensometry method on a flexible gear and the generator of waves simultaneously. By comparison of the given experimental researches and theoretical calculations, satisfactory convergence of results is received. Experimental studies were conducted on industrial designs wave reducers actuators tilt the mobile mixer load capacity 600 tons of molten metal and ore mill volume 160 m³, weighing 220 tons of ore to be loaded.

Keywords: axial force, a flexible gear, the generator of waves, resistive-strain sensor.

Введение. Актуальность исследований. Внешние нагрузки через трансмиссии концентрируются на механическом приводе, который должен не только успешно их преодолевать, но и обеспечивать надёжность технических характеристик машин. Составляя 20...25 % массы, механический привод является основной причиной отказов горнорудного и металлургического оборудования (до 60 %). Резервом повышения уровня механического привода служат передовые технические решения, такие как волновые зубчатые передачи, отличающиеся высокой несущей способностью и хорошими эксплуатационными показателями. Достигнуты значительные успехи в исследовании геометрии, кинематики и прочности небольших серийно выпускаемых волновых передач, имеется существенный прогресс в области их производства [1].

Внедрение крупных волновых зубчатых передач в тяжёлом машиностроении затруднено влиянием масштабного фактора, не позволяющего переносить существующие расчётные методики на крупные образцы. В известных решениях не реализована функциональная связь силовых и энергетических процессов с упругой деформацией гибкого колеса. Не раскрыта физическая сущность явлений, происходящих в упругой кинематической паре: диск – гибкое колесо, не установлена природа осевых сил в области генератора волн под нагрузкой, что снижает технические характеристики, ограничивает несущую способность и сдерживает развитие крупных волновых зубчатых передач [2].

Исследования силовых факторов в упругих кинематических парах, направленные на повышение нагрузочной способности и повышение технического уровня крупных волновых передач – представляют научный и практический интерес для тяжёлого машиностроения, что определяет актуальность темы исследования.

Основное содержание и результаты работы. В серийно выпускаемых волновых передачах осевые силы имеют сравнительно небольшие значения [1–3] и не оказывают заметного влияния на их технические характеристики. В тяжёлом машиностроении используются крупные волновые редукторы с вращающимися моментами до 5·10⁵ Н·м и более, при этом осевые силы достигают сравнительно больших значений и их нельзя не учитывать при разработке и проектировании машин и агрегатов. Осевые силы возникают в кинематических парах, образованных дисками генератора волн и гибким колесом по причине

низкой крутильной жёсткостью гибкого колеса, асимметричной нагрузки дисков генератора волн, отклонения осей дисков от параллельности общей оси волновой передачи, естественных люфтов в сопряжениях элементов конструкции волновой передачи и кинематических парах генератора волн. Конструктивная модель исследуемого механизма, возбуждающего осевые силы в крупной волновой зубчатой передаче, представлена на рис. 1.

Гибкое колесо 1 установлено на ступице 8 выходного вала на шлицах и закреплено шайбами 9 и болтами 2, с постоянным моментом затяжки, контролируемым динамометрическим ключом. Осевые силы определялись тензометрией болтов 2 и упругих втулок 3 (рис. 1–3), расположенных по обе стороны ступицы.

Тензорезисторы 6 смонтированы на противоположных лысках болтов 2, соединены последовательно и включены в одно рабочее плечо полумоста тензоусилителя. Аналогично установлены тензорезисторы 7 на втулках 3. Тензорезисторы 6, 7 ориентированы в радиальном направлении с отклонением осей не более 1,5–2°. Нулевая отметка угловой координаты генератора волн ($\varphi = 0$) фиксируется на осциллограмме при пересечении большой оси генератора с осью болта (рис. 4).

При ресурсных испытаниях редуктора передвижного миксера МП–600АС грузоподъемностью 600 т расплавленного металла [4], при нагрузке $M_2 = 300$ кН·м, произошёл разрыв болтов М16 осевого крепления гибкого колеса, а также разрушилась бронзовая пята осевой фиксации генератора волн. Причины возникновения осевых сил, вызвавших разрушение нагруженных деталей крупной волновой передачи, были не ясны [5]. В литературных источниках нет сведений о физической природе упомянутых осевых сил возникающих в волновой передаче. Осевые силы на гибком колесе определялись тензометрией крепёжных болтов 5 и упругих втулок 6 (рис. 1–4), на генераторе волн – тензометрией упругой втулки 1, компенсирующей соответствующие осевые силы (рис. 6).

Для расшифровки осциллограмм нагрузки контрольного болта и упругой втулки выполняется деление полного угла оборота генератора волн 2π на удвоенное количество крепежных болтов n , $\Delta\varphi = 2\pi/2n$. Для каждого угла φ_k , соответствующего расположению большой оси генератора волн относительно k -го болта, определяется значение ординат y_k и y_k' (рис. 4, а, б) $\varphi_k = 2\pi/n \cdot k$, где k – порядковый номер болта.

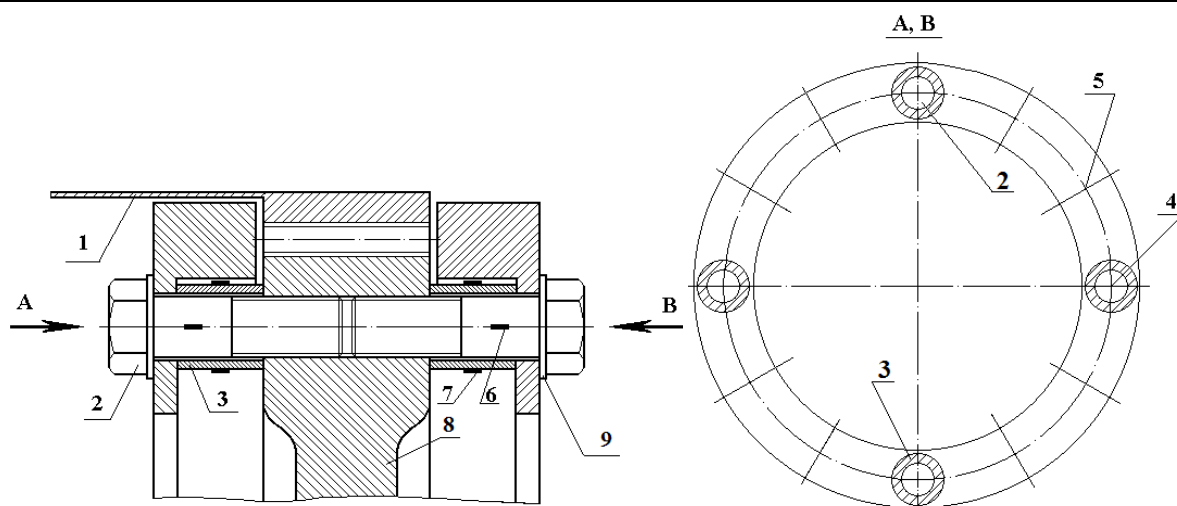


Рис. 1 – Сопряжение гибкого колеса со ступицей выходного вала редуктора:
1 – гибкое колесо; 2 – болт тензометрический; 3 – упругая втулка; 4 – отверстия с тензометрическими болтами и втулками; 5 – свободные отверстия; 6, 7 – тензорезисторы; 8 – ступица выходного вала; 9 – шайба

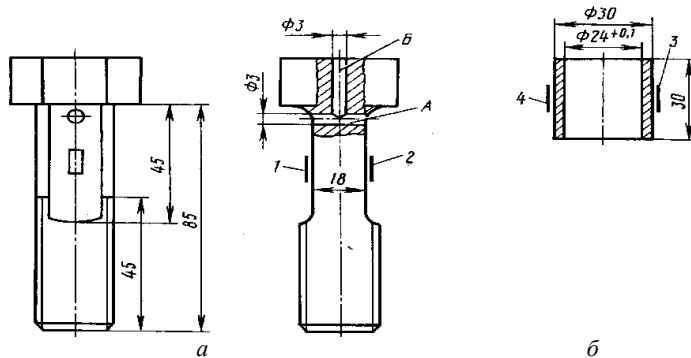


Рис. 2 – Тензометрический болт *a* и упругая втулка *б* с указанием позиционирования тензорезисторов: 1, 2, 3, 4

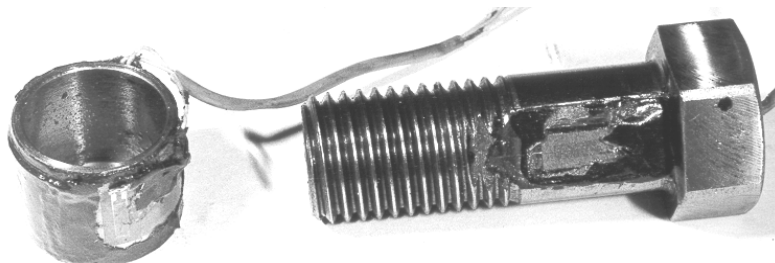


Рис. 3 – Тензометрический болт и упругая втулка с тензорезисторами изолированными маслостойким покрытием

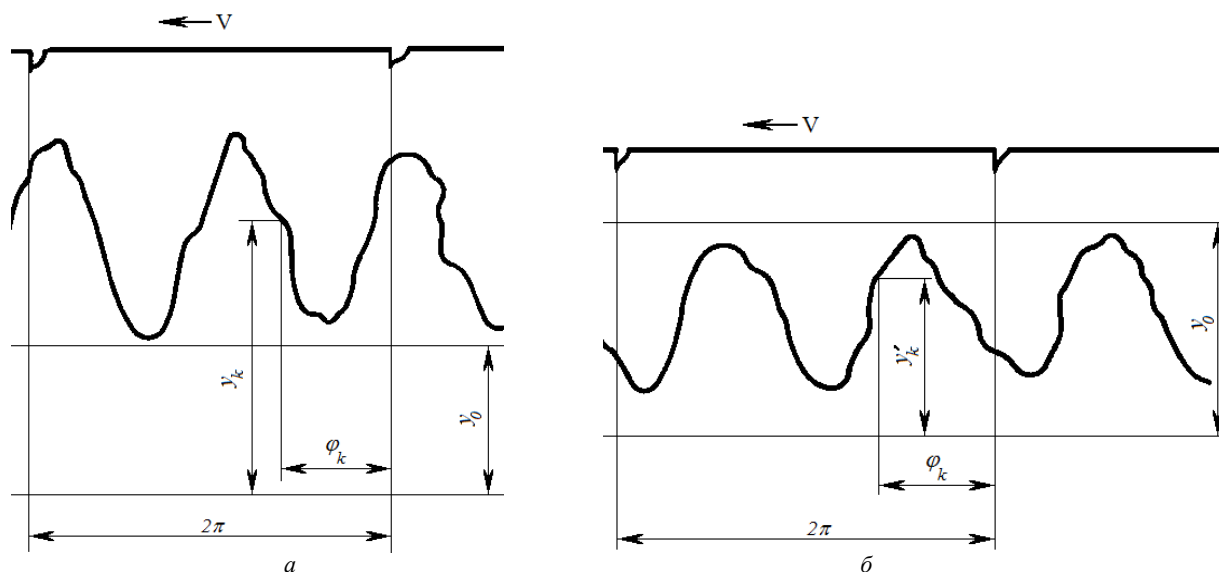


Рис. 4 – Участки осциллограмм нагрузки: *a* – тензометрических болтов; *б* – упругих втулок

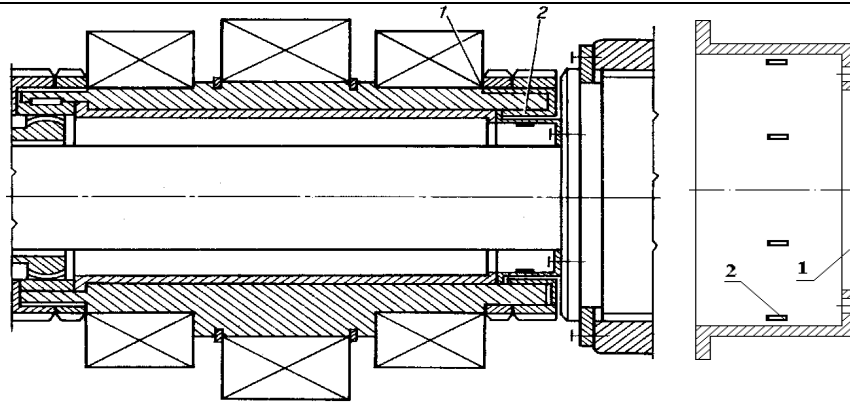


Рис. 5 – Конструктивная схема узла для измерения осевых усилий на генераторе волн: 1 – упругая втулка; 2 – тензорезистор

Результаты экспериментальных исследований осевых сил P от фазы его вращения, имеющих место в крупных волновых передачах с дисковым генератором волн, приведены на графиках (рис. 6), при фиксированной нагрузке волнового редуктора $M_2 = 500$ кН·м. Усилия на крепежных болтах и упругих втулках гибкого колеса представлены на рис. 3, а, усилия на упругой втулке генератора волн показаны на рис. 3, б.

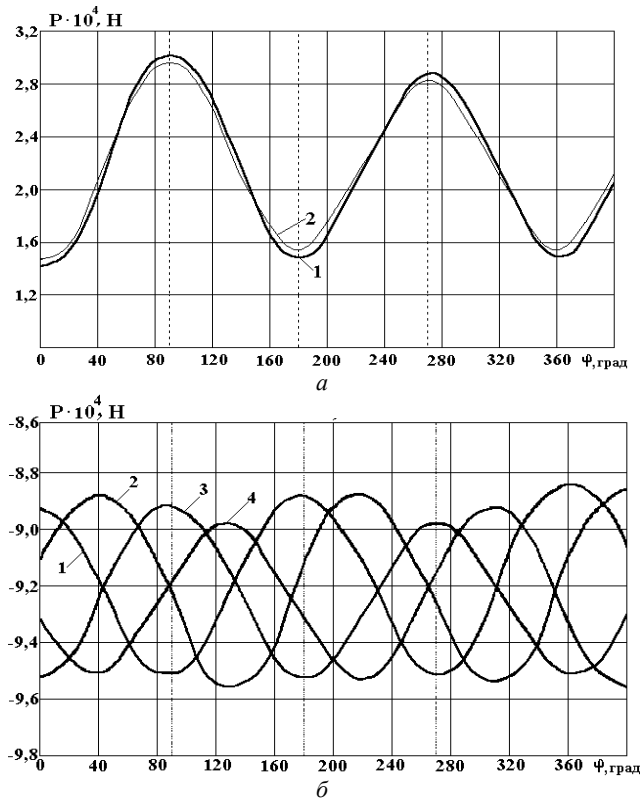


Рис. 6 – Зависимость осевой силы от угла поворота генератора φ , при нагрузке волнового редуктора $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, на: а – болте 1 и втулке 2 гибкого колеса; б – втулке генератора волн в соответствии с данными тензорезисторов 1–4

На рис. 7 представлены графики изменения осевых сил на гибком колесе и генераторе волн редукторов мельницы и миксера от нагрузочного момента M_2 . Эксперименты проводились на промышленных образцах редукторов приводов наклона передвижного миксера МП–600АС грузоподъемностью 600 т расплавленного металла и перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500 объемом 160 м³, массой загружаемой руды 220 тонн [4]. В волновом редукторе привода рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500 осевые силы больше, чем в аналогичном редукторе

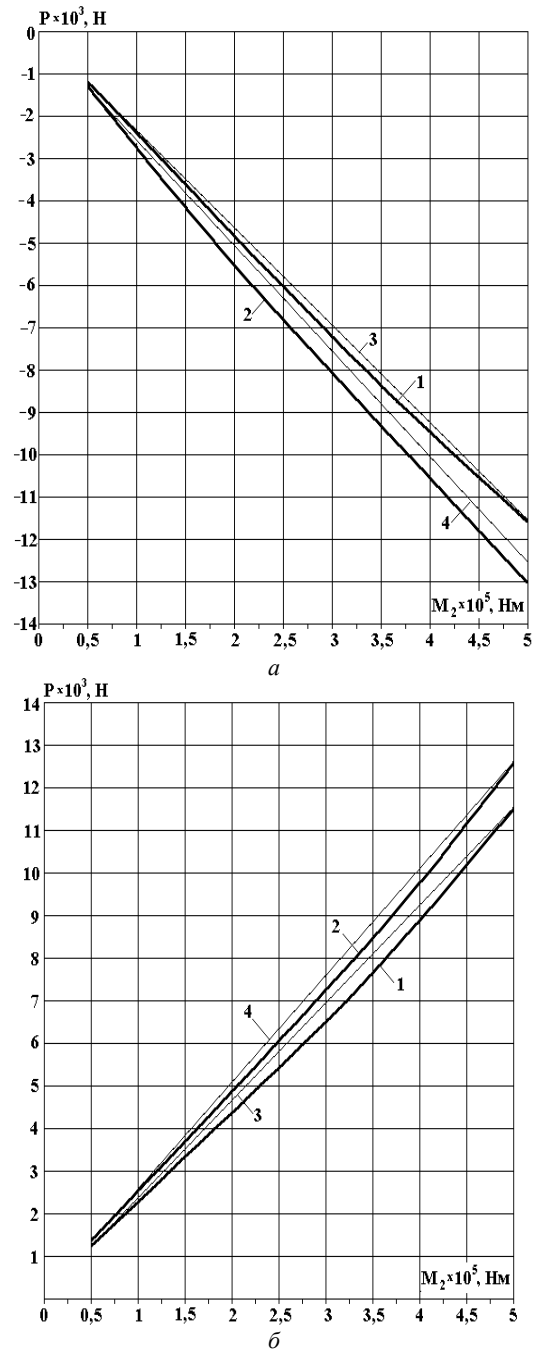


Рис. 7 – Зависимость осевой силы P от нагрузочного момента M_2 на: а – гибком колесе, б – генераторе волн 1, 3 – миксера МП 600АС, 2, 4 – рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500; кривые 1, 2 получены экспериментально, 3, 4 – теоретически

привода поворота миксера МП–600АС. Для нагрузочных вращающих моментов $M_2 = 5 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^5$ Н·м, осевая сила на гибком колесе редуктора мельницы превышает аналогичную силу редуктора миксера на 9÷10 %. При этом осевая сила на генераторе волн редуктора мельницы больше чем у редуктора миксера на 8÷11 %. Это обусловлено соотношением геометрических размеров и передаточных отношений исследуемых редукторов. При одинаковых моментах M_2 , редуктор мельницы передаёт мощность на 28 % больше, чем редуктор миксера.

Выводы. Расхождение данных теоретических и экспериментальных исследований осевых сил в волновых редукторах рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500 и миксера МП–600АС не превышает 6 %, что свидетельствует о надёжности полученных результатов.

Установлено, что осевые силы в волновой передаче имеют фрикционный характер. Источником осевых сил служат кинематические пары: диски – гибкое колесо. Не обеспечивается строгой параллельности осей дисков с осью волновой передачи. Это формирует подобие фрикционной винтовой пары: диски – гибкое колесо. Вращение ведущего вала вызывает винтовые движения генератора волн, который "ввинчивается" в гибкое колесо и создает осевую силу P , воспринимаемую гибким колесом. В серийных волновых передачах осевые силы малы и не влияют на их работу, в крупных волновых передачах осевые силы имеют большие значения, требуют измерения и учёта.

Для снижения осевых сил в крупных волновых передачах необходимо:

- исключить "плавающую" установку генератора и закрепить его на опорах;
- исключить "верчение" дисков относительно опор;
- устранить осевые люфты на генераторе волн и гибком колесе;
- установить между дисками и гибким колесом кольцо из бронзы;
- в зону контакта дисков с гибким колесом подвести принудительную смазку.

Выполнение приведенных рекомендаций позволит минимизировать перекосы дисков и амплитуду осевых перемещений, уменьшить осевые силы, которые при наличии больших эксцентрично установленных вращающихся массах, приобретают ударный характер.

Снижение сил трения в кинематических парах "диски – гибкое колесо", уменьшает осевые силы, энергетические потери и износ дисков.

Результаты исследований, полученные аналитическим и экспериментальными методами, хорошо согласуются между собой и реализованы на ПАО "НКМЗ" при производстве крупных волновых редукторов для горно-рудного и металлургического оборудования.

Список литературы

1. Александров В. А., Стрельников В. Н. Волновые зубчатые передачи для тяжёлых машин // Технология, экономика, организация производства и управления. Серия 8. Выпуск 35. – М. : ЦНИИТЭИтяжмаш. – 1989. – 50 с.
2. Александров В. А., Скударь Г. М., Панков В. А., Стрельников В. Н. Волновые зубчатые передачи в тяжёлом и металлургическом машиностроении. – М. : Машиностроение, 1991. – 166 с.
3. Стрельников В. Н. Повышение нагрузочной способности волновых передач. – Белгород: БГТУ им. Шухова, 2015. – 197 с.
4. Машины и стенды для испытания деталей / В. Л. Гадолин, Н. А. Дроздов, В. Н. Иванов и др. / Под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1979. – 343 с.
5. Стрельников В. Н., Суков Г. С., Суков М. Г. Исследование напряженно – деформированного состояния диска генератора волн крупной волновой передачи // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. трудов. – Донецк : ДонНТУ, 2013. – Вып. 1, 2 (46). – С. 283–293.

References (transliterated)

1. Aleksandrov W. A. Strelnikov V. N. Volnovye zubchatye peredachi dlya tzhazholykh mashin [Wave gears for heavy machinery]. *Tehnologija, jekonomika, organizacija proizvodstva i upravlenija*. Series 8. Issue 35. Moscow, CNITJeltjazhmash. 1989. 50 p.
2. Aleksandrov W. A., Skudar G. M., Pankov V. A., Strelnikov V. N. Volnovye zubchatye peredachi v tzhazholom i metallurgicheskom mashinostroenii [Wave gearing in heavy engineering and metallurgy]. Moscow, Mashinostroenie Publ, 1991. 166 p.
3. Strelnikov V. N. Povyshenie nagruzochnoj sposobnosti volnovykh peredach [Increase loading capacity of wave transmission]. Belgorod, BSTU them. Shukhov Publ, 2015. 197 p.
4. Gadolin V. L., Drozdov N. A., Ivanov V. N., Reshetov D. N. *Mashiny i stendy dlja ispytaniya detalej* [Machines and test benches for parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ, 1979. 343 p.
5. Strelnikov V. N., Sukov G. S., Sukov M. G. Issledovanie naprazhenno – deformirovannogo sostojaniya diska generatora voln krupnoj volnovoj peredachi [Study of stress-strain state of a disk generator waves large wave transmission]. *Progressivnye tehnologii i sistemy mashinostroeniya: Mezhdunarodnyj sb. nauchn. Trudov*. Donetsk, DonNTU, 2013. ISS. 1, 2 (46), pp. 283–293.

Поступила (received) 30.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження осьових сил великої хвильової передачі / В. М. Стрельников // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 131–134. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Исследование осевых сил крупной волновой передачи / В. Н. Стрельников // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 131–134. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Research of axial forces of large wave transmission / V. N. Strelnikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 131–134. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про автора / Сведения об авторе / About the Authors

Стрельников Віктор Микитович – доктор технічних наук, професор, Белгородський державний технологічний університет ім. В. Г. Шухова, професор кафедри "Теоретична механіка та опір матеріалів"; тел. (8-980) 520-36-84; e-mail: viktor.strelnickov2017@yandex.ru.

Стрельников Виктор Никитович – доктор технических наук, профессор, Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова, профессор кафедры "Теоретическая механика и сопротивление материалов"; тел. (8-980) 520-36-84; e-mail: viktor.strelnickov2017@yandex.ru.

Strelnikov Viktor Nikitovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov, Professor at the Department "Theoretical Mechanics and strength of materials"; tel. (8-980) 520-36-84; e-mail: viktor.strelnickov2017@yandex.ru.

П. М. ТКАЧ, П. Л. НОСКО, П. В. ФІЛЬ, О. О. РЕВЯКІНА

ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СИНУСОЇДАЛЬНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ

Представлені співвідношення для визначення якісних показників працездатності циліндричних прямозубих передач, зубці яких утворено рейковим інструментом із синусоїдальним вихідним контуром. З використанням результатів даної роботи можна проводити подальші дослідження працездатності таких передач, вибирати раціональні параметри синусоїдального вихідного контуру, виконувати порівняльну оцінку синусоїдальних передач із різними параметрами.

Ключові слова: синусоїдальний вихідний контур, рейковий інструмент, прямозуба передача, якісні показники працездатності.

Представлены соотношения для определения качественных показателей работоспособности цилиндрических прямозубых передач, зубья которых образованы реечным инструментом с синусоидальным исходным контуром. С использованием результатов данной работы можно проводить дальнейшие исследования работоспособности таких передач, выбирать рациональные параметры синусоидального исходного контура, выполнять сравнительную оценку синусоидальных передач с разными параметрами.

Ключевые слова: синусоидальный исходный контур, реечный инструмент, прямозубая передача, качественные показатели работоспособности.

Qualitative indicators of the operability of gears include contact strength, scuffing resistance, wear resistance, thickness of the oil layer, the relative work of frictional forces, loss in meshing. These indicators are related to empirical formulas with geometric and kinematic parameters, such as sliding and rolling speeds, sliding coefficient and relative curvature of tooth working surfaces. The functional relationships of all these indicators with two parameters (the profile height and the angle λ) which determine the cutting rack geometry are established. The obtained results are the basis for determining for further studies of sinusoidal transmissions which related with the choice of rational parameters of the initial loop and an assessment of the operability of such transmissions.

Keywords: sine basic rack, cutting rack, spur gear, qualitative indicators of the operability.

Вступ. Вплив працездатності зубчастих приводів на надійність машин в цілому є визначальним. Зубчасті передачі, що входять до складу приводів, активно досліджуються і напрями цих досліджень досить різноманітні. Отже завдання підвищення якості передач зачепленням є актуальним.

Аналіз літератури. Одним із шляхів підвищення працездатності передач є удосконалювання їхньої геометрії на основі узагальнених моделей. Такий спосіб застосовується для евольвентних передач починаючи з перших робіт з узагальнення геометричних параметрів [1, 2]. Аналогічний підхід використовується і до теперішнього часу [3]. Ефективність узагальнених математичних моделей при вирішенні завдань удосконалювання геометрії підтверджено також результатами робіт із синтезу геометрії за якісними показниками працездатності [4–6].

Особливістю як традиційних передач [1–3], так і синтезованих [4–6] є відокремлений підхід до перехідної поверхні, яка визначає згинальну міцність зуба. Згідно з новим підходом, що запропоновано автором роботи [7], перехідну і робочу поверхні можна розглядати у рамках розв'язку єдиної задачі.

Підходу, що описано у [7], задовольняють будь-які гладкі криві, що дозволяють описати обидві ділянки вихідного контуру однією функцією. Наприклад, застосування в якості профілю вихідного контуру кривих другого порядку (еліпсу, параболи і гіперболи) розглянуто в роботі [8]. Крім того, одночасно розглядати робочу і перехідну поверхні можна при застосуванні в якості вихідного контуру гладкої безперервної кривої – синусоїди.

Перші дослідження синусоїдальної передачі виконані у роботі [9], де визначено переваги таких передач у порівнянні з традиційними за віброактивністю. Зниження шуму і вібрацій у роботі зубчастих передач є важливим завданням і понині. Наприклад, для досягнення цієї мети у евольвентному зачепленні у роботах [10, 11] пропонується модифікація профіля зуба. Можливості такої модифікації є досить обмеженими. Натомість синусоїдальне зачеплення забезпечує значно мен-

шу віброактивність завдяки своїм властивостям створювати менші удари при вході зубців у зачеплення [9]. Такі переваги відкривають можливість для застосування синусоїдального зачеплення як альтернативи традиційному. Але для техніко-економічного обґрунтування такої можливості необхідно визначити якісні показники працездатності нового зачеплення.

Мета статті: встановити функціональний зв'язок показників працездатності з параметрами синусоїдальної виробної поверхні.

Постановка завдання. Для якісної оцінки працездатності передач зачепленням зазвичай використовуються такі показники:

- контактна міцність;
- заїдання;
- спрацювання;
- товщина масляного шару;
- питома робота сил тертя;
- утрати у зачепленні;
- згинальна міцність.

Основою виробної поверхні є синусоїдальний вихідний контур, оскільки він утворює її нормальний переріз. Внутрішню геометрію виробної поверхні досліджено у роботі [12]. Подальше визначення показників працездатності буде спиратися на результати цієї роботи.

У системі координат, що пов'язана з вихідним контуром, рівняння профілю має вид [12]

$$x_k = h \sin \lambda; \quad y_k = \lambda / 2, \quad (1)$$

де λ – параметр, що для синусоїди дорівнює куту λ , та змінюється від 0 до λ_p для робочої частини профілю h_p , від λ_p до $\pi/2$ – для перехідної кривої (рис. 1);
 h – висота профілю, що дорівнює радіусу утворюючого кола.

Отже для досягнення поставленої мети необхідно зв'язати зазначені вище показники працездатності з параметром λ та висотою h .

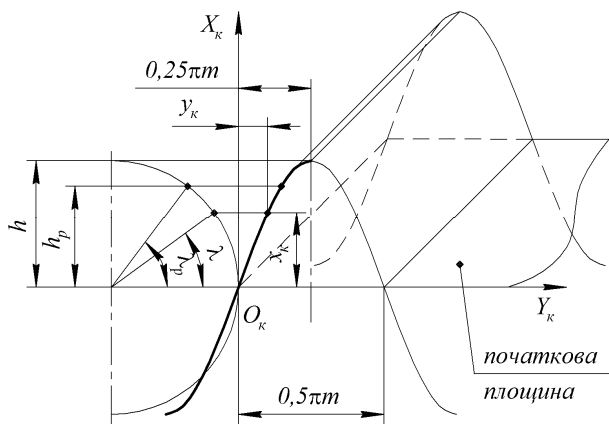


Рис. 1 – Виробна поверхня та вихідний контур синусоїдальної передачі

1. Контактна міцність. Визначається контактними напруженнями за Герцом. Будемо вважати, що після прироблення по всій довжині миттєвої контактної лінії вони приймають постійні значення [13]

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_n E_{np} \chi_{np}}, \quad (2)$$

де q_n – сила, що діє на одиницю довжини контактної лінії (спрямована по нормалі до робочих поверхонь зубців);

E_{np} – приведений модуль пружності матеріалів зубчастих коліс;

χ_{np} – приведена кривизна робочих поверхонь у напрямку, перпендикулярному до миттєвої контактної лінії.

Очевидно, що питомий тиск уздовж контактної лінії змінюється пропорційно приведеній кривизні поверхонь зубців у напрямку, перпендикулярному лінії контакту

$$q_n = \frac{k^*}{\chi_{np}}, \quad (3)$$

де $k^* = \frac{1}{E_{np}} \left(\frac{\sigma_H}{0,418} \right)$ – коефіцієнт пропорційності з (2).

Тоді, з урахуванням (3) нормальна сила, що прикладена до ділянки лінії контакту довжиною dL , визначається за формулою:

$$dF_n = \frac{k^*}{\chi_{np}} dL, \quad (4)$$

а крутний момент, створюваний силою (4) на ведучому валі [14]

$$dT_1 = \frac{k^*}{\chi_{np}} [\mathbf{r}_1 \times \mathbf{e}_1]_{Z1} dL,$$

де $[\mathbf{r}_1 \times \mathbf{e}_1]_{Z1}$ – проекція вектора $\mathbf{e}_1$ нормалі до поверхні зубця шестірни, на вісь шестірни;

$\mathbf{r}_1$ – радіус-вектор поверхні зубця шестірни.

Для синусоїдальної твірної поверхні обидва вектори описано у роботі [12].

Елемент довжини лінії можна визначити через першу квадратичну форму поверхонь зубців [15]

$$dL = \sqrt{E_1 d\lambda^2 + 2F_1 d\lambda d\phi_1 + G_1 d\phi_1^2},$$

де E_1 , F_1 і G_1 – коефіцієнти квадратичних форм поверхні зуба шестірни.

Рівняння лінії контакту ми одержимо за умови, що кут повороту шестірни $\phi_1 = \text{const}$, а отже $d\phi_1 = 0$, тому

$dL = \sqrt{E_1} d\lambda$. Співвідношення для визначення коефіцієнту першої квадратичної форми E_1 отримано у роботі [12].

Тоді крутний момент на валу шестірни з урахуванням вищезазначених результатів [12] дорівнює

$$T_1 = R_1 k^* \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \frac{h \cos \lambda}{\chi_{np}} \sqrt{\frac{h^2 \cos^2 \lambda + 4h^4 \cos^2 2\lambda}{h^2 \cos^2 \lambda + 0,25}} d\lambda, \quad (5)$$

де R_1 – радіус діляльного кола шестірни.

Відзначимо, що інтегрування (5) виконується з урахуванням всіх миттєвих контактних ліній при $\phi_1 = \text{const}$. Межами інтегрування є значення λ_1 і λ_2 параметра λ , що відповідають вершинам зубців шестірни та колеса. Співвідношення для визначення λ_1 і λ_2 отримано у роботі [12].

Введемо позначення інтеграла та позначимо його як коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями

$$\Theta_H = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \frac{h \cos \lambda}{\chi_{np}} \sqrt{\frac{h^2 \cos^2 \lambda + 4h^4 \cos^2 2\lambda}{h^2 \cos^2 \lambda + 0,25}} d\lambda. \quad (6)$$

Оскільки крутний момент із умови контактної міцності (навантажувальна здатність передачі) пропорційний коефіцієнту навантаження Θ_H , останній може служити показником контактної міцності зубчастих передач. Передача з більшим значенням Θ_H буде мати більшу навантажувальну здатність. Як впливає з (6), показник Θ_H залежить від геометрії робочих поверхонь зубців, зокрема, від приведеної кривизни. Тому при виборі геометричних параметрів синусоїдальної передачі слід забезпечувати якомога менше її значення.

Залежність (6) справедлива для однопарного зачеплення. При $\varepsilon_\alpha > 1$ значення Θ_H слід помножити на коефіцієнт торцевого перекриття ε_α .

2. Заїдання. Для визначення теплостійкості робочих поверхонь у зоні контакту необхідні значення температури поверхонь. Однак, для порівняльної оцінки різних передач у якості показника заїдання можна використати значення миттєвого підвищення температури в зоні контакту з роботи [13], що базується на теорії Блока

$$K_3^* = 1,84 f q_n^{0,15} \frac{V_k}{\sqrt{V_1 + V_2}} \chi_{np}^{0,25}, \quad (7)$$

де V_k – швидкість ковзання в зачепленні;

V_1 , V_2 – швидкості переміщення точок контакту

по поверхні зубців шестірни й колеса в напрямку, перпендикулярному до лінії миттєвого контакту; f – коефіцієнт тертя ковзання в зоні контакту зубців [16],

$$f = \frac{0,09 q_n^{0,1} \left[10 + \lg \left(\frac{HB \cdot R_a \cdot \chi_{36}}{E_{36}} \right) \right] \chi_{36}^{0,25}}{v_k^{0,07} V_{\Sigma}^{0,1} V^{0,35}}, \quad (8)$$

де q_n – у кгс/см; E_{np} – у кг/см²; χ_{np} – у 1/см;

HB – твердість менш твердого з контактуючих зубців, кг/см²;

R_a – шорсткість більш твердого з контактуючих зубців, см;
 v_k – в'язкість масла, сСт;
 V_Σ – сумарна швидкість кочення робочих поверхонь, см/с;

V – проекція швидкості ковзання V_k на перпендикуляр до лінії контакту зубців, см/с.

Формула (8) справедлива за умов $v_k = 1$ сСт;
 $q_n \geq 300$ кгс/см; $V_\Sigma \geq 100$ см/с; $HB > 5000$ кг/см²;
 $V > 20$ см/с; $1/\chi_{np} > 0,5$ см; $R_a > 10^{-5}$ см. Якщо дані умови не виконуються, коефіцієнт тертя ковзання визначається за формулою [13]

$$f = \frac{1}{0,008V\sqrt{v_k} + 0,01V_\Sigma \Phi(\sigma_H, v_k) + 13,4}, \quad (9)$$

де $\Phi(\sigma_H, v_k) = 0,47 - 0,13 \cdot 10^{-4} \sigma_H - 0,4 \cdot 10^{-3} v_k$;
 σ_H – у кг/см².

Проекція швидкості ковзання на перпендикуляр до лінії контакту зубців для прямозубої передачі дорівнює $V = V_k$. Одиниці виміру параметрів, що входять у залежності (8) і (9), наведені відповідно до [13, 16].

Питоме навантаження q_n , що входить до залежностей (7) і (8), з урахуванням співвідношень (3) і (5) дорівнює

$$q_n = \frac{T_1}{\chi_{np} R_1 \Theta_H}. \quad (10)$$

3. Спрацювання. Для оцінки спрацювання активних поверхонь зубців можна використати відносне значення товщини спрацьованого шару [16]

$$h_{ci} = I \Omega \sqrt{\frac{q_n}{\chi_{np}}} |\eta_i|, \quad (11)$$

де I – інтенсивність зношування поверхонь;
 Ω – коефіцієнт, що залежить від властивостей мастильного матеріалу і не враховує геометрію зубців;
 η_i – питомі ковзання шестірні ($i = 1$) і колеса ($i = 2$).

Інтенсивність зношування прироблених поверхонь, згідно з рекомендаціями І.В. Крагельського, оцінюється залежністю [16]

$$I = K \sigma_H f^{t_y}, \quad (12)$$

де K – коефіцієнт, що залежить від пружних властивостей і твердості матеріалу зубчастих коліс;
 t_y – параметр кривої фрикційної втоми.

Співвідношення (11) з урахуванням (10), (12) і (2) можна представити у вигляді

$$h_{ci} = \frac{0,418 K \Omega T_1 \sqrt{E_{np}}}{R_1} \cdot \frac{f^{t_y} |\eta_i|}{\chi_{np} \Theta_H}.$$

Для порівняльної оцінки зубчастих пар, що мають різні профілі зубців, але виготовлені з однакових матеріалів та працюють в однакових умовах при однаковому навантаженні, можна використовувати відносне значення спрацювання у вигляді:

$$h_{ci}^* = \frac{h_{ci} R_1}{0,418 K \Omega T_1 \sqrt{E_{np}}} = \frac{f^{t_y} |\eta_i|}{\chi_{np} \Theta_H}. \quad (13)$$

4. Товщина масляного шару. Для визначення товщини масляного шару скористаємося залежністю, наведеною в роботі [17]

$$h_m = 3,17 \mu_0^{0,75} \alpha^{0,6} V_\Sigma^{0,75} \chi_{np}^{-0,4} q_n^{-0,15}, \quad (14)$$

де μ_0 – динамічна в'язкість мастила при атмосферному тиску;

α – п'єзокоефіцієнт в'язкості мастила, що залежить від температури та контактного напруження в зоні контакту зубців.

Для порівняльної оцінки передач, що відрізняються лише профілями зубців, можна використовувати відносне значення товщини масляного шару, отримане зі співвідношення (14) у вигляді

$$h_m^* = \frac{h_m T_1^{0,15}}{3,17 R_1^{0,15} \mu_0^{0,75} \alpha^{0,6}} = V_\Sigma^{0,75} \chi_{np}^{0,375} \Theta_H^{0,15}. \quad (15)$$

5. Питоме робота сил тертя. Робота сил тертя на ділянці контактної лінії одиничної довжини визначається залежністю [13]

$$dA_{mi} = \frac{T_1 f |\eta_i|}{\chi_{np} R_1 \Theta_H}. \quad (16)$$

6. Критерій утрат у зачепленні. Для евольвентних передач цей показник досліджено у роботах [13, 16], для передач із узагальненою геометрією без урахування багатопарності зачеплення – у роботі [18]. У загальному випадку утрати у зачепленні на основі результатів [18] з урахуванням багатопарності можуть бути визначені як

$$\Psi_3 = \frac{\sum_{j=1}^n \int_{\varphi_{1j}}^{\varphi_{2j}} \frac{T_1 f V_k L}{\chi_{np} R_1 \Theta_H \omega_1} d\varphi}{\frac{2\pi T_1}{z_1}}, \quad (17)$$

де z_1 – число зубців шестірні;

ω_1 – кутова швидкість шестірні;

φ_{1j} , φ_{2j} – кути повороту шестірні, що відповідають початку та кінцю j -ї фази зачеплення (однопарного чи багатопарного);

n – кількість таких фаз;

L – довжина миттєвої контактної лінії, що для прямозубої передачі дорівнює ширині зачеплення b_w .

7. Згинальна міцність. Попередню оцінку згинальної міцності синусоїдального зуба можна виконати за співвідношенням для прямозубої рейки, що отримана у роботі [19] для визначення згинальних напружень в корені зуба

$$\sigma_F = F_n \cdot \Theta_F,$$

де F_n – нормальна сила в зачепленні;

Θ_F – геометрична характеристика форми зуба, що визначена у роботі [19], де позначена як коефіцієнт навантаження за згинальними напруженнями

$$\Theta_F = \frac{6(h \sin 2\lambda_p + 0,25\lambda_p - 0,125\pi)}{(0,5\pi + \lambda_p) \sqrt{h^2 \cos^2 \lambda_p + 0,25}}.$$

Результати дослідження. З аналізу співвідношень (5)–(7), (10), (13), (15)–(17) випливає, що критерії працездатності зубчастих передач залежать від показників, що

згідно з [20] відносяться до геометро-кінематичних, та прийняті для оцінки якості зубчатих зацеплень

- швидкість ковзання робочих поверхонь V_k ;
- швидкості переміщення точок контакту в напрямку, що перпендикулярний лінії миттєвого контакту на зубцях шестірни й колеса (швидкості кочення) V_1 і V_2 ;
- сумарна швидкість переміщення точок контакту в напрямку, перпендикулярному лінії миттєвого контакту (сумарна швидкість кочення) V_Σ ;
- коефіцієнти питомих ковзань η_1 і η_2 ;
- приведена кривизна поверхонь зубців у напрямку, перпендикулярному до лінії контакту χ_{np} .

Одержимо співвідношення, що визначають зазначені показники для циліндричних синусоїдальних передач, утворених рейковим інструментом з синусоїдальним профілем (1) у залежності від його параметрів з використанням результатів [12]

$$V_k = \omega_1 \left(\frac{u+1}{u} \right) h \sin \lambda \sqrt{4h^2 \cos^2 \lambda + 1}; \quad (18)$$

$$V_i = \omega_i \left(\frac{R_i}{4h^2 \cos 2\lambda + 1} \pm h \sin \lambda \right) \times \sqrt{4h^2 \cos^2 \lambda + 1}; \quad (19)$$

$$V_\Sigma = \omega_1 \left(\frac{2R_i}{4h^2 \cos 2\lambda + 1} + \left(1 - \frac{1}{u} \right) h \sin \lambda \right) \times \sqrt{4h^2 \cos^2 \lambda + 1}; \quad (20)$$

$$\chi_{np} = \frac{(R_1 + R_2) \left(4h^2 \cos 2\lambda + 1 \right)^2}{\left[R_1 + h \sin \lambda \left(4h^2 \cos 2\lambda + 1 \right) \right]} \times \frac{\left(4h^2 \cos^2 \lambda + 1 \right)^{-1.5}}{\left[R_2 - h \sin \lambda \left(4h^2 \cos 2\lambda + 1 \right) \right]}; \quad (21)$$

$$\eta_i = \pm \frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{h \sin \lambda \left(4h^2 \cos 2\lambda + 1 \right)}{R_i \pm h \sin \lambda \left(4h^2 \cos 2\lambda + 1 \right)}, \quad (22)$$

де u – передатне число передачі.

Висновки:

1. Встановлено функціональний зв'язок якісних показників, які прийнято використовувати для оцінки працездатності зубчатих передач, з параметрами синусоїдального вихідного контуру для утворення прямих зубців.

2. Отримані співвідношення (18)–(22) є основою для подальших досліджень працездатності синусоїдальних передач, зокрема порівняльної оцінки синусоїдальних передач із різними параметрами, за результатами якої можна визначати раціональні параметри синусоїдального вихідного контуру.

Список літератури

1. Вулгаков Э. Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование / Э. Б. Вулгаков. М.: "Машиностроение", 1974. – 264 с.
2. Вулгаков Э. Б. Общий случай синтеза эвольвентного зацепления / Э. Б. Вулгаков // Труды Рижского института инженеров гражданской авиации. Сб.: "Исследование механических передач приводов агрегатов", 1970. – Вып. 148. – С. 55–68.
3. Amani A. Generalised non-dimensional multi-parametric involute spur gear design model considering manufacturability and geometrical compatibility / A. Amani, C. Spitas, V. Spitas // Mechanism and Machine Theory, 2017. – № 109. – P. 250–277.
4. Шишов В. П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением / В. П. Шишов, П. Л. Носко, П. В. Филь. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – 408 с.
5. Павлов А. И. Современная теория зубчатых зацеплений. Монография / А. И. Павлов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с.

6. Tököly P. Effect of tooth shape to size of contact stress noninvolute gearing / P. Tököly, M. Gajdoš, M. Bošanský // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – № 19. – С. 10–20.
7. Бабичев Д. Т. Оптимизационный синтез профиля зуба как отрезка кривой, заданной натуральным уравнением / Д. Т. Бабичев, Д. А. Бабичев // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума (21–23 января, 2014 г., Россия, Ижевск). – Ижевск: изд-во ИжГТУ, 2013. – 580 с. – С. 301–308.
8. Ткач П. М. Визначення можливості профілювання вихідних контурів циліндричних прямозубих передач кривими другого порядку / П. М. Ткач // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – № 34. – С. 135–144.
9. Аникин Ю. В. Синусоидальное зацепление: основы геометро-кинематической теории / Ю. В. Аникин. – Воронеж: Изд-во Воронежского ун-та, 1975. – 63 с.
10. Ghosh S. S. On optimal tooth profile modification for reduction of vibration and noise in spur gear pairs / S. S. Ghosh, G. Chakraborty // Mechanism and Machine Theory, 2016. – № 105. – P. 145–163.
11. Liu Hui. Tooth profile modification based on lateral-torsional-rocking coupled nonlinear dynamic model of gear system / Hui Liu, Chen Zhang, Chang L. Xiang, et al. // Mechanism and Machine Theory, 2016. – № 105. – P. 606–619.
12. Ткач П. М. Виробна поверхня та верстатне зацеплення циліндричних прямозубих синусоїдальних передач / П. М. Ткач // Вісник НТУУ "КПІ". Серія: Машинобудування. – К.: НТУУ "КПІ", 2014. – № 1 (70). – С. 112–121.
13. Кудрявцев В. Н. Конструкции и расчет зубчатых редукторов / В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, Е. Г. Глухарев. Л.: Машиностроение, 1971. – 328 с.
14. Бутенин Н. В. Курс теоретической механики: Учеб. пособ.: В 2 т. – Т. 1: Статика и кинематика. 5-е изд. исправл. / Н. В. Бутенин, Я. Л. Луиц, Д. Р. Меркин. М.: Наука, 1998. – 234 с.
15. Погорелов А. В. Дифференциальная геометрия / А. В. Погорелов. – М.: Наука, 1974. – 176 с.
16. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алипина. – М.: Машиностроение, 1978. – 400 с.
17. Коднир Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. М.: Машиностроение, 1976. – 303 с.
18. Удосконалення циліндричних передач із арковими зубцями синтезом за критеріями працездатності: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.02.02 / О. А. Ревякіна. – Луганськ, 2003. – 25 с.
19. Ткач П. М. Попередня оцінка згинальної міцності прямого зуба з синусоїдальним профілем / Ткач П. М. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2014. – № 4(211). – Ч. 1. – С. 236–241.
20. Коростелев Л. В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений / Л. В. Коростелев // Изв. вузов. Машиностроение, 1961. – № 10. – С. 5–15.

References (transliterated)

1. Vulgakov Eh. B. Zubchatie peredachi s uluchshennimi svoystvami. Obobshchennaya teoriya i proektirovaniye [Gears with improved properties. Generalized theory and design]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974, 264 p.
2. Vulgakov Eh. B. Obshchiy sluchay sinteza ehvolventnogo zacepleniya. Trudih Rzhskogo instituta inzhenerov grazhdanskoy aviacii. Sb.: "Issledovanie mekhanicheskikh peredach privodov agregatov" [The general case of the synthesis of involute gearing "The study of the mechanical transmissions of drive units"]. 1970, vol. 148, pp. 55–68.
3. A. Amani, C. Spitas, V. Spitas. Generalised non-dimensional multi-parametric involute spur gear design model considering manufacturability and geometrical compatibility. Mechanism and Machine Theory, 109 (2017), pp. 250–277.
4. V. P. Shishov, P. L. Nosko, P. V. Fil'. Teoreticheskie osnovy sinteza peredach zacepleniem [Theoretical basis for the synthesis of gears]. Lugansk, SNU im. V. Dalya Publ., 2006, 408 p.
5. Pavlov A. I. Sovremennaya teoriya zubchatikh zacepleniyy. Monografiya [The modern theory of gearing. Monography]. Khar'kov, KhNADU Publ., 2005, 100 p.
6. P. Tököly, M. Gajdoš, M. Bošanský. Effect of tooth shape to size of contact stress noninvolute gearing. Visnik Nacional'noho Tekhnichnogo universitetu "KhPI" [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2009, no. 19, pp. 10–20.
7. Babichev D. T. Babichev D. A. Optimizatsionniy sintez profilya zuba kak otrezka krivoy, zadannoy natural'nim uravneniem [Optimization synthesis of the tooth profile as a segment of the curve given by the natural equation]. Teoriya i praktika zubchatikh peredach: Sbornik trudov Mezhdunarodnogo simpoziuma (21–23 yanvarya, 2014 g., Rossiya, Izhevsk) [Theory and Practice of Gears: Proceedings of the International Symposium (January 21–23, 2014, Russia, Izhevsk)]. Izhevsk, IzhGTU Publ., 2013, pp. 301–308.

8. Tkach P. M. Vyznachennya mozhyvosti profilyuvannya vykhidnykh konturiv tsylindrychnykh pryamozubykh peredach kryvymy druhoho porядku [Determining of opportunity of the cylindrical spur transmissions basic rack's profiling by curves of the second order]. *Visnik Nacional'nogo Tekhnichnogo universitetu "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 34, pp. 135–144.
9. Anikin Ju. V. *Sinusoidal'noe zaceplenie: osnovy geometro-kinematicheskoy teorii* [Sine meshing: the foundations of the geometric-kinematic theory]. Voronezh, Voronezh University Publ., 1975. 63 p.
10. S. S. Ghosh, G. Chakraborty. On optimal tooth profile modification for reduction of vibration and noise in spur gear pairs. *Mechanism and Machine Theory*, 105 (2016), pp. 145–163.
11. Hui Liu, Chen Zhang, Chang L. Xiang et al. Tooth profile modification based on lateral-torsional-rocking coupled nonlinear dynamic model of gear system. *Mechanism and Machine Theory*, 105 (2016), pp. 606–619.
12. Tkach P. M. Vyrobnna poverkhnya ta verstatne zacheplennya tsylindrychnykh pryamozubykh sinusoidal'nykh peredach [Producing surface and producing gearing of cylindrical spur sine transmissions]. *Visnyk NTUU "KPI". Seriya: Mashynobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University of Ukraine "KPI". Series: Engineering.]. Kyiv, NTUU "KPI" Publ., 2014, no. 1, pp. 112–121.
13. Kudryavtsev V. N., Derzhavets Ju. A., Gluharev E. G. *Konstruktsii i raschet zubchatykh reduktorov* [Design and calculation of gear reducers]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1971, 328 p.
14. Butenin N. V., Lunc Ja. L., Merkin D. R. *Kurs teoreticheskoy mehaniki: Ucheb. posob. V 2 t. – T. 1: Statika i kinematika* [Course of Theoretical Mechanics: Textbook in 2 volumes, vol. 1: Statics and Kinematics]. – 5th ed. Moscow, Nauka Publ., 1998, 234 p.
15. Pogorelov A. V. *Differentsial'naya geometriya* [Differential geometry]. Moscow, Nauka Publ., 1974, 176 p.
16. I. V. Kragel'sky, V. V. Alisin ed. *Trenie, iznashivanie i smazka. Spravochnik. V 2-h kn.* [Friction, wear and lubrication. Handbook. In 2 books]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978, 400 p.
17. Kodnir D. S. *Kontaktnaya gidrodinamika smazki detalej mashin* [Contact hydrodynamics of lubrication of machines' parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1976, 303 p.
18. Revyakina O. A. *Udoskonalyuvannya tsylindrychnykh peredach iz arkovymy zubitsyamy syntezom za kryteriyamy pratsездатnosti: Avtoref. dys. ... kand. tekhn. nauk* [Improvement of the cylindrical gear with arched teeth by synthesis according to the criteria of efficiency: PhD thesis]. Luhans'k, 2003, 25 p.
19. Tkach P. M. Poperednya otsinka zhyval'noyi mitsnosti pryamoho zuba z sinusoidal'nym profilem [Tentative estimation of bending strength of a straight tooth with sine shape]. *Visnyk Shkhidnoukrayins'koho natsional'nogo universitetu imeni Volodymyra Dalya* [Bulletin of the Volodymyr Dahl East Ukrainian National University]. Luhans'k, SNU im. V. Dalya Publ., 2014, no. 4(211), vol. 1, pp. 236–241.
20. Korostelev L. V. Kinematicheskie pokazateli nesushchey sposobnosti prostanstvennykh zacepleniyy [Kinematic indicators of the loading capacity of spacial gearings]. *Izvestiya vuzov* [News of universities]. Mashinostroenie Publ., 1961, no. 10, pp. 5–15.

Надійшла (received) 09.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Якісні показники працездатності синусоїдальних циліндричних прямозубих передач / П. М. Ткач, П. Л. Носко, П. В. Філь, О. О. Ревякіна // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 135–139. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2079-0791.

Качественные показатели работоспособности синусоидальных прямозубых передач / П. М. Ткач, П. Л. Носко, П. В. Филь, О. А. Ревякина // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 135–139. – Библиогр.: 20 назв. – ISSN 2079-0791.

Qualitative indicators of the operability of sine spur gears / P. M. Tkach, P. L. Nosko, P. V. Fil', O. O. Revyakina // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 135–139. – Bibliogr.: 20. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткач Павло Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України, старший науковий співробітник відділу міцності зварних конструкцій, м. Київ; тел.: (050) 223-89-94; e-mail: pavlotkach78@gmail.com.

Ткач Павел Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Институт электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины, старший научный сотрудник отдела прочности сварных конструкций, г. Киев; тел.: (050) 223-89-94; e-mail: pavlotkach78@gmail.com.

Tkach Pavlo Mykolayovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, E.O. Paton Electric Welding Institute of NAS of Ukraine, Senior Scientist at the Department of Strength of Welded Structures, Kyiv; tel.: (050) 223-89-94; e-mail: pavlotkach78@gmail.com.

Носко Павло Леонідович – доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, професор кафедри машинознавства, м. Київ; тел.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Носко Павел Леонидович – доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет Украины, профессор кафедры машиноведения, г. Киев; тел.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Nosko Pavlo Leonidovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Aviation University, Professor at the Department of Theory of Machines, Kyiv; tel.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Філь Павло Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, Національний авіаційний університет, доцент кафедри машинознавства, м. Київ; тел.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

Филь Павел Владимирович – кандидат технических наук, доцент, Национальный авиационный университет, доцент кафедры машиноведения, г. Киев; тел.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

Fil' Pavlo Volodymyrovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Aviation University, Associate Professor at the Department of Theory of Machines, Kyiv; tel.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

Ревякіна Ольга Олександрівна – кандидат технічних наук, доцент, Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка, доцент кафедри технологій виробництва і професійної освіти, м. Старобільськ; тел.: (050) 923-97-77; e-mail: olga.0509239777@gmail.com.

Ревякина Ольга Александровна – кандидат технических наук, доцент, Луганский национальный университет им. Тараса Шевченко, доцент кафедры технологий производства и профессионального образования, г. Старобильск; тел.: (050) 923-97-77; e-mail: olga.0509239777@gmail.com.

Revyakina Ol'ha Oleksandrivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Lugansk Taras Shevchenko National University, Associate Professor at the Department of Manufacturing Technology and Vocational Education, Starobil'sk; tel.: (050) 923-97-77; e-mail: olga.0509239777@gmail.com.

В. Н. ТКАЧЕНКО, А. В. УСТИНЕНКО, С. В. БОРИСЕНКО

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТОГО ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Експериментальне дослідження напружено-деформованого стану хвильової передачі. Для оцінки впливу змінної згинальної жорсткості і концентрації напружень на згинальну витривалість гнучкого зубчастого колеса хвильової передачі при різних геометричних параметрах зубчастого вінця були проведені порівняльні випробування гнучких коліс на згинальну витривалість. Для визначення впливу змінної згинальної жорсткості на напруги вигину випробувалися моделі зубчастого вінця різної геометрії. Аналіз результатів випробувань з наведеної методики теоретичних розрахунків дозволяє визначити напруги з урахуванням впливу змінної згинальної жорсткості і концентрації напруги при всіляких варіаціях геометрії зубчастого вінця.

Ключові слова: хвильова зубчаста передача, напруження згину, гнучке колесо, згинна витривалість.

Для оценки влияния переменной изгибной жесткости и концентрации напряжений на изгибную выносливость гибкого зубчатого колеса волновой передачи при различных геометрических параметрах зубчатого венца были проведены сравнительные испытания гибких колес на изгибную выносливость. Для определения влияния переменной изгибной жесткости на напряжения изгиба испытывались модели зубчатого венца различной геометрии. Анализ результатов испытаний с приведенной методикой теоретических расчетов позволяет определять напряжения с учетом влияния переменной изгибной жесткости и концентрации напряжений при всевозможных вариациях геометрии зубчатого венца.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, напряжение изгиба, гибкое колесо, изгибная выносливость.

Experimental study of stress-strain state of the wave transfer. To evaluate the effect of the variable flexural stiffness and stress concentration on flexural endurance of a flexible gear wheel of a wave gear at different geometrical parameters of a gear ring, comparative tests of flexible wheels on flexural endurance were carried out. To determine the influence of the variable flexural stiffness on the bending stress, the model of the ring gear of various geometries was tested. Analysis of the test results with the above method of theoretical calculations allows to determine the stresses taking into account the influence of the variable flexural stiffness and stress concentration with all possible variations in the geometry of the ring gear.

Keywords: wave transmission, flexible wheel, tension, bending endurance.

Введение. Ресурс работы волновой зубчатой передачи ВЗП определяется изгибной выносливостью гибкого зубчатого колеса ГЗК. Напряжения, возникающие при изгибе ГЗК генератором волн упругой деформации во впадинах между зубьями, обычно превышают напряжения в остальных местах ГЗК. Переменная жесткость зубчатого венца и малый переходной радиус в области ножки зуба являются основными факторами дополнительного роста напряжений изгиба.

Для оценки изгибной выносливости необходима методика, позволяющая учитывать влияние переменной изгибной жесткости и концентрации напряжений по отдельности. Она может базироваться только на результатах анализа сравнительных испытаний ГЗК на изгибную выносливость. Влияние переменной изгибной жесткости также можно оценить экспериментально.

Основная часть. В силу многогранности зацепления в ВЗП напряжения от изгиба зуба, как консольной балки, в его основании значительно меньше, чем вышеупомянутые.

Методика определение от изгиба генератором напряжений гладкого венца известна [1]. Увеличение их из-за вышеперечисленных факторов можно учитывать коэффициентом влияния переменной изгибной жесткости $K_{ж}$ и эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_{σ} . Коэффициент возрастания напряжений

$$K_0 = K_{ж} \cdot K_{\sigma}. \quad (1)$$

Коэффициент $K_{ж}$ показывает, во сколько раз отличаются напряжения во впадинах между зубьями в зубчатом и гладком венцах с одинаковыми толщинами, при условии одинаковых деформаций, например, одним и тем же генератором. Так как присоединение гладкой оболочки колеса к зубчатому или к гладкому венцу увеличивает радиальную жесткость на одинаковую величину, то $K_{ж}$ находится как отношение радиальных жесткостей зубчатого и гладкого венцов, отличающихся друг от друга только лишь наличием зубьев. Методика теоретического определения $K_{ж}$ для профиля

произвольной формы известна [2]. Однако в ней принимается в расчет вся высота зуба, хотя, очевидно, что при изгибе венца вершина зуба в деформации практически не участвует.

Для определения той части полной высоты зуба, которая существенно влияет на изгибную жесткость был проведен следующий эксперимент. Исходя из известной зависимости между изгибающим моментом и осевым моментом инерции поперечного сечения балки можно записать

$$\frac{M_3}{M_{\Gamma}} = \frac{I_3}{I_{\Gamma}} = K_{ж}. \quad (2)$$

Здесь под I_3 подразумевается некоторый условный (эквивалентный) момент инерции сечения, постоянный по длине балки, в отличие от действительного переменного I_3 . Так как $K_{ж}$ не зависит от схемы нагружения, а лишь от геометрии балки, то для экспериментального определения его были испытаны пять зубчатых реек с одинаковыми зубьями, но с разной толщиной самих реек. При испытаниях каждая из них с одной стороны жестко закреплялась (консоль), а со свободного конца рейки при её изгибе перемещения регистрировались микрометрической головкой часового типа. Для рассматриваемого случая нагружения соотношение 1 имеет вид

$$K_{ж} = \frac{P_3}{P_{\Gamma}}, \quad (3)$$

где P_3 и P_{Γ} – изгибающие силы, сообщающие одинаковые перемещения зубчатой рейке и такой же, но с сошлифованными зубьями.

Испытывались пять стальных реек длиной 205 мм с зубьями модуля $m = 1$, нарезанные по длине 102 мм стандартной червячной фрезой (ГОСТ 13755–68). Длина реек от места их защемления до точки приложения изгибающей силы равнялась 100 мм. Ширина всех реек 10 мм, а толщины во впадинах между зубьями $H_0 = 1,12; 1,55; 2,06; 2,5$ и 4 мм.

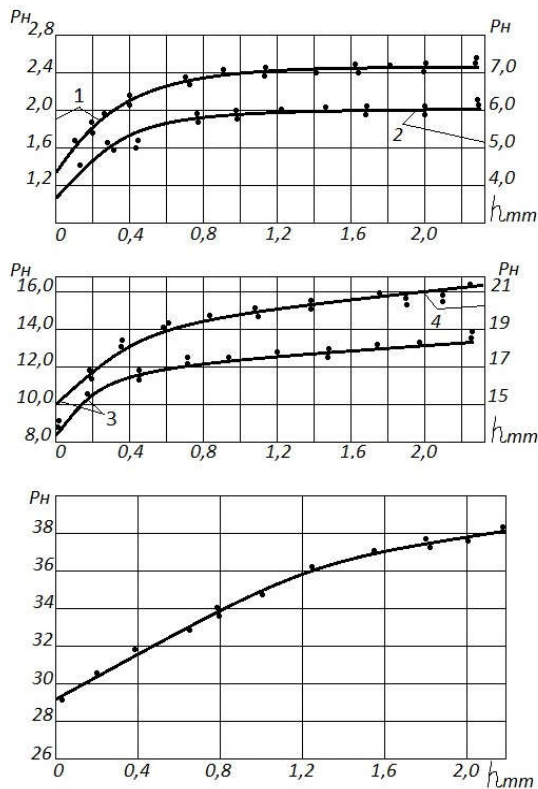


Рис. 1 – Зависимость силы P от высоты зуба: кривые 1, 2, 3 и 4 для толщины H_0 1,55; 1,12; 2,06 и 2,5 мм соответственно; отдельно для рейки с $H_0 = 4$ мм

Первые четыре рейки нагружались до перемещения свободного конца на 1,8 мм, а пятая до 1 мм.

Результатом опыта была изгибающая сила, сообщаемая балкам указанные перемещения.

После каждого измерения рейки со стороны зубьев шлифовались на 0,1–0,2 мм, и опыт повторялся, пока зубья полностью не шлифовались. Измерения проводились при положении реек зубьями вверх и зубьями вниз. При этом разницы в изгибной жесткости обнаружено не было. Анализ полученных результатов позволил сделать следующие выводы. Прежде всего следует отметить незначительное уменьшение изгибающей силы при снятии первых трёх, четырёх слоёв, то есть вершины зубьев в деформации изгиба практически не участвуют. Жесткость снижалась на 5–9% от первоначальной.

С целью обобщения полученных результатов, для возможности оценки изгибной жесткости реек (зубчатых венцов ВЗП) с зубьями всевозможных профилей коэффициент $K_{жс}$ вычисляется теоретически. В работе [2] было показано, что $K_{жс} = 1/a_0$, где a_0 – нулевой коэффициент тригонометрического соотношения I_{Γ} / I_3 .

Таким образом

$$K_{жс} = \frac{1}{a_0} = \frac{I_3}{I_{\Gamma}}. \quad (4)$$

Коэффициент a_0 для произвольного профиля – рис. 2, вычисляется по формуле

$$a_0 = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{n-1} \left[\frac{H_0}{H_0 + h_k(x)} \right]^3. \quad (5)$$

где $h_{k(x)} = h_x$ – ординаты профиля зуба.

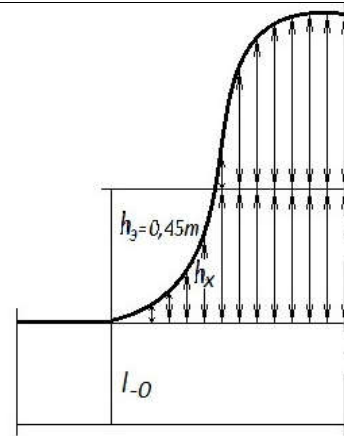


Рис. 2 – К теоретическому определению $K_{жс}$

Сравнивая $K_{жс}$, полученные экспериментально с $K_{жс}$, вычисленными теоретически, но при различных высотах зуба, было установлено, что, независимо от соотношения H_0 / m , они совпадают, если в расчётах высоту зуба выбирать равной 0,45 m .

Следовательно, коэффициент $K_{жс}$ для рабочего профиля зуба можно вычислить теоретически, если учитывать не всю высоту зуба, а некоторую её часть $h_3 = 0,45 m$.

Авторы [3] определяли h_3 методом фотоупругости и получили для пластмассовых реек $h_3 = 0,35 m$.

На рис 3 показаны зависимости $\alpha_h = a_{0h} / a_0$ при изменении соотношения расчётной высоты профиля зуба h к модулю. Здесь a_0 – коэффициент при $h = 2,25 m$, а a_{0h} – при произвольном значении $h \leq 2,25 m$. Некоторый рост коэффициента a_{0h} при $h > 0,5 m$ наблюдается только при $H_0 / m > 2$, то есть для реек 4 и 5.

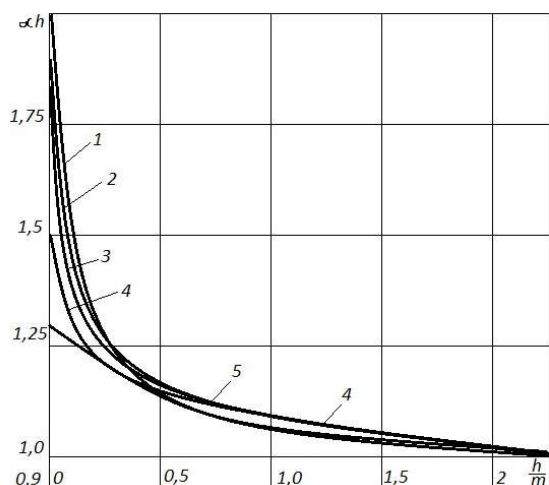


Рис. 3 – Коэффициент α_h для реек с H_0 1,12; 1,55; 2,06; 2,5 и 4 мм (кривые 1, 2, 3, 4 и 5 соответственно)

Изменение коэффициента смещения исходного контура приводит к изменению ординат h_x , что в свою очередь вызывает изменение величины a_0 . Изменения эти невелики, но их можно учесть введением поправочного коэффициента α_z , приняв

$$a_{0h} = a_0 \cdot \alpha_h \cdot \alpha_z. \quad (6)$$

В настоящее время известны две рекомендации по определению коэффициента смещения при нарезании зубьев ГК ВЗП

$$X = 2,15 + 0,009 Z_{\Gamma} \quad (7) \quad \text{и} \quad X = 0,022 Z_{\Gamma} \quad (8)$$

При $H_0/m \leq 4$ для зависимости (7)

$$\alpha_z = 1 + 4,6 \cdot 10^{-5} Z_{\Gamma} \frac{6-\nu}{5}, \quad (9)$$

а для (8)

$$\alpha_z = 1 + (3 \cdot 10^{-4} \cdot Z_{\Gamma} - 0,04) \frac{6-\nu}{5}. \quad (10)$$

Для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений были проведены сравнительные испытания на изгибную выносливость (без нагружения ВЗП вращающим моментом на выходе) 285 гибких колёс с зубчатым венцом и с венцом без зубьев. ГК изготавливались из одинаковой стали ШХ-15. Испытывались ГК с различными соотношениями H_0/m .

Коэффициент возрастания напряжений K_0 находился, как отношение предела изгибной выносливости ГК с венцом без зубьев к пределу изгибной выносливости ГК с зубчатым венцом при одинаковых H_0 – график на рис 4. Полученные результаты позволили вычислить эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$K_{\sigma} = K_0 / K_{\sigma_{жс}}. \quad (11)$$

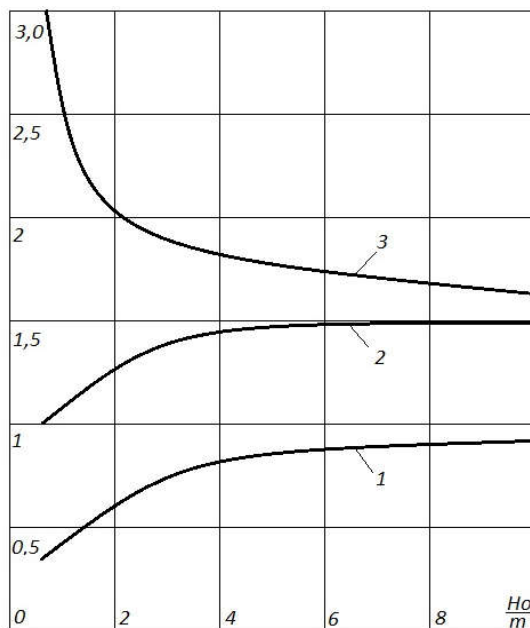


Рис. 4 – Зависимости K_0 , K_{σ} и α_{0h} от соотношения H_0/m (кривые 1, 2 и 3 соответственно)

Для ГК с $H_0/m < 2...3$ увеличение напряжений происходит, в основном, из-за роста K_{σ} (уменьшение

α_{0h}). Концентрация напряжений возрастает с увеличением H_0/m , приближаясь при $H_0/m > 4...6$ к величинам, которые наблюдаются в обычных зубчатых колёсах с числом зубьев $z > 100$.

Исследования влияния изменения соотношения H_0/m на теоретический коэффициент концентрации напряжений, проведенное методом фотоупругости [3] также подтвердило, полученную по вышеприведенной методике, зависимость $K_{\sigma} = K_{\sigma}(H_0/m)$.

С учётом прямой зависимости между теоретическим и эффективным коэффициентами концентрации напряжений. При заданной форме деформации ГК генератором волн, напряжения изгиба пропорциональны толщине H_0 , однако её уменьшение, а следовательно и уменьшение H_0/m (так как радиальные перемещения в вершине $W \equiv m$) приводит к возрастанию коэффициента K_0 .

Выводы. Из графика 3 на рис 4 видно, что при уменьшении $H_0/m \leq 3...2,5$ коэффициент K_0 начинает быстро увеличиваться. Следовательно, выбирать это соотношение надо в указанных пределах, как это и делается для ГК ВЗП, выпускаемых фирмами USM и Haseq.

Список литературы

1. Ткаченко В. Н. Анализ напряженно-деформированного состояния гибкого колеса волновой зубчатой передачи // Високі технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць. – Харків : НТУ "ХПІ", 2011. – С 238–242.
2. Рудницький В. И., Лучников А. Ф. Определение напряжений в зубчатом кольце от действия двухволнового генератора свободной деформации // Проблемы прочности. – Киев, 1983. – № 6. – С. 89–93.
3. Косова Н. В., Синкевич Ю. Б., Шоломов Н. М. Влияние зубьев на напряженное состояние венца гибкого колеса волновой передачи // Прочность и надёжность деталей и узлов машин. Сборник научных трудов. – Красноярск, 1987. – С55–60.

References (transliterated)

1. Tkachenko V. N. Analiz napryajenno deformirivanogo sostoyaniya gibkogo kola volnovoy zubchatoy peredachi [Analysis of the stress-strain state of a flexible wheel for wave gear]. *Visoki tekhnologii v mashinobuduvanni. Zbirnik naukovikh prac'* [High technology in mechanical engineering. Collection of scientific works]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2011, pp. 238–242.
2. Rudnickiy V. I., Luchnikov A. F. Opredelenie napryajeniy v zubchatom kolce ot deystviya dvukhvolnovogo generatora svobodnoy deformatsii [Determination of stresses in the ring gear from the action of a two-wave free strain generator]. *Problemy prochnosti*. Kiev, 1983, no. 6, pp. 89–93.
3. Kosova N. V., Sinkevich Y. B., Sholomov N. M. Vliyanie zubyev na napryajennoe sostoyanie vena gibkogo kola volnovoy peredachi [Influence of teeth on the stressed state of the crown of a flexible wave wheel]. *Prochnost' i nadejnost' detaley i uzlov mashin. Sbornik nauchnykh trudov* [The strength and reliability of parts and units of machines. Collection of scientific papers]. Krasnoyarsk, 1987, pp. 55–60.

Поступила (received) 26.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Експериментальне дослідження напружено-деформованого стану зубчастого гнучкого колеса хвильової передачі / В. М. Ткаченко, О. В. Устиненко, С. В. Борисенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 140–143. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния зубчатого гибкого колеса волновой передачи / В. Н. Ткаченко, А. В. Устиненко, С. В. Борисенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 140–143. – Библиогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Experimental study of the stress-strain state of a flexible wheel for wave gear / V. N. Tkachenko, A. V. Ustinenko, S. V. Borisenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 140–143. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2079-0791.

Ткаченко Віталій Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри "Деталі машин та мехатронні системи"; тел.: (057) 707-64-55.

Ткаченко Виталий Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры "Детали машин и мехатронные системы"; тел.: (057) 707-64-55.

Tkachenko Vitaliy Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Machine elements and Mechatronic systems"; tel.: (057) 707-64-55.

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Борисенко Сергій Вікторович – бакалавр комп'ютерних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент; тел.: (063) 891-35-67; e-mail: s203@tmm-sapr.org.

Борисенко Сергей Викторович – бакалавр компьютерных наук, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", студент; тел.: (063) 891-35-67; e-mail: s203@tmm-sapr.org.

Borisenko Sergej Viktorovich – Bachelor of Computer Science, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.: (063) 891-35-67; e-mail: s203@tmm-sapr.org.

УДК 539.3: 621.9: 004.94

**Н. А. ТКАЧУК, А. В. ХЛАНЬ, А. В. НАБОКОВ, А. В. ГРАБОВСКИЙ,
Д. В. БИБИК, А. В. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСКАЯ**

СИНТЕЗ ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО КРИТЕРИЯМ ПРОЧНОСТНЫХ И ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Описано загальний підхід до синтезу проектно-технологічних рішень при проектуванні та технологічній підготовці виробництва виробів на машинобудівних підприємствах України. Основою прийняття рішень є критерії міцності та жорсткості елементів цих виробів. На прикладі низки машинобудівних конструкцій проілюстровані етапи та результати досліджень.

Ключові слова: проектно-технологічне рішення, міцність, жорсткість, легкоброньована машина, тактико-технічна характеристика, елемент штампової оснащення

Описан общий подход к синтезу проектно-технологических решений при проектировании и технологической подготовке производства изделий на машиностроительных производствах Украины. Основой принятия решений является критерий прочности и жесткости элементов этих изделий. На примере ряда машиностроительных конструкций проиллюстрированы этапы и результаты исследований.

Ключевые слова: проектно-технологическое решение, прочность, жесткость, легкобронированная машина, тактико-техническая характеристика, элемент штамповой оснастки.

A general approach to the design and technological solutions synthesis in the design and technological preparation of products at machine-building plants in Ukraine is described. The basis for decision-making is the criterion of strength and rigidity of these products elements. Stages and results of studies are illustrated using the example of a number of machine-building designs. In particular, the stress-strain state of the elements of separation stamps, devices for welding, base plates for machine tools has been studied. Also, the deformed state of assemblies from a set of universal collection devices, adjustable vices and molds was investigated. The developed approaches, models, methods and means of research are applicable to a wide range of engineering structures.

Keywords: design and technological solution, strength, rigidity, lightly armored vehicle, tactical and technical characteristics, die tooling element.

Введение. Анализ состояния вопроса проектирования, изготовления и эксплуатации различных машиностроительных конструкций отечественных и зарубежных боевых бронированных машин (ББМ) [1–5] позволяет сделать вывод о том, что для современного бронетанкостроения характерны высокие требования к техническим (особенно рельефно выделяются данные тенденции в сфере производства вооружения и военной техники) и тактико-техническим характеристикам (ТТХ) этих машин, а также их систем и агрегатов. В частности, среди тенденций современного бронетанкостроения можно выделить следующие:

– концептуальная проработка проектов новых боевых машин XXI века, в том числе на основе использования новых физических процессов, специальных конструкционных материалов и компоновок (интенсивно разрабатывается целый ряд доктрин новой боевой машины будущего);

– глубокая модернизация состоящих на вооружении танков и легких бронированных машин (ЛБМ) с целью повышения их тактико-технических характеристик с ограниченными затратами на проектные работы, испытания и технологическую подготовку производства (ТПП);

– бурное развитие легкобронированных колесных и гусеничных машин (как вновь проектируемых, так и модернизируемых) с приданием им некоторых ТТХ, характерных для тяжелых бронированных машин;

– резкое повышение требований к точности и мощности вооружений, к удельной мощности, экономичности и экологичности силовой установки, к автоматизации управления процессами функционирования всех систем и агрегатов на базе бортовых компьютеров, к улучшению маневренности, комфортности обитания экипажа и десанта, а также к высокой степени защиты от действия поражающих факторов разнообразной природы;

– создание современных технологий сквозного проектирования, испытаний, технологической подготовки производства ББМ, которые позволяют оперативно откликаться на современные тенденции в развитии вооружений и проводить изменение конструкций, а также обеспечивать изготовление деталей и узлов новых изделий в предельно сжатые сроки с высокой точностью.

Таким образом, проблема создания принципиально новой машины или глубокой модернизации существующих образцов представляет собой в современных условиях масштабную задачу. В этой проблеме наряду с проектными работами, испытаниями и исследованиями большое место занимает процесс ТПП и, соответственно, изготовление изделия.

В данном случае необходимо выделить 2 аспекта проблемы, связанные с производством тяжелых боевых машин и легкобронированных машин.

С одной стороны, для отечественного производства специальных транспортных средств на современном этапе наряду с созданием новых представляет интерес вариант модернизации существующих легкобронированных машин, поскольку при этом обеспечивается: экономия на стадии проектных работ; экономия на этапе технологической подготовки; конкурентоспособность на мировом рынке вооружений модернизированных машин, имеющих удовлетворительный уровень ТТХ и в то же время – относительно низкую стоимость. Этому способствует также большое распространение в мире ЛБМ советского производства и, соответственно, сформировавшийся рынок заказчиков.

Кроме того, в условиях ведения боевых действий в восточных областях Украины ремонт и восстановление техники можно совмещать с мероприятиями по модернизации.

С другой стороны, при этом для производства танков характерна высокая степень проработанности конструкций новых машин, освоенных в серийном производстве, вариантов модернизации устаревших машин, а также интенсивная проработка конструкций новых машин. В данном случае сдерживающим фактором является не отсутствие проектных наработок, а проблемы технологической подготовки производства.

Стремительность процесса повышения тактико-технических характеристик отечественных и зарубежных образцов бронетанковой техники обеспечивается ускорением и качественным изменением самого характера процессов проектирования, исследования и ТПП. В частности, данные процессы приобретают вид замкнутого автоматизированного взаимодействия разработчиков, исследователей, испытателей и технологов в рамках единой базы данных с возможностью взаимобмена информацией и сквозной ассоциативной связью. Несомненно, что этот путь является магистральным как в общемировом масштабе, так и в плане долгосрочной перспективы. Эти черты присущи и предприятиям отечественного бронетанкостроения.

В результате приходим к ситуации, когда объективно необходимо решение задачи синтеза проектно-технологических решений по критериям прочностных и жесткостных характеристик машиностроительных конструкций, а инструменты для ее решения несовершенны. В то же время необходимы методы обоснования технических решений, которые обеспечивают высокие ТТХ создаваемых изделий. Однако на сегодня достаточно общего подхода разработанных методов, моделей и средств решения данной проблемы не существует. Это обуславливает актуальность задачи разработки методов синтеза таких решений.

Состояние вопроса. Критериальные требования к техническим и тактико-техническим характеристикам ББМ [1–3] предполагают удовлетворению комплексу уровней компонент ТТХ за счет соответствующих технических решений. При этом требуется создание математического аппарата для оперирования с различной информацией: проектные модели, технологические режимы, эксплуатационные требования, характеристики средств поражения и т.п. Для этих целей естественным образом необходим метод обобщенного параметрического моделирования [6–10]. Этот метод, развитый и адаптированный для сформулированного выше круга задач, был принят в качестве базового на этапе исследования и обоснования проектно-технологических решений для машиностроительных конструкций по критериям прочности и жесткости (на примере элементов объектов бронетанковой техники (ЭОБТТ) и технологических систем для их изготовления).

Системный подход к автоматизации процесса проектирования, исследования и изготовления деталей объектов бронетанковой техники. При рассмотрении проблемы автоматизации процесса проектирования, исследования и изготовления деталей объектов бронетанковой техники плодотворно использовать системный подход [7, 11, 12]. Сами боевые машины, представляющие собой сложные системы, с точки зрения системного подхода имеют специфические исходные источники создания. Изменяющиеся во времени потребности конкретизируются в тактико-технических характеристиках. Боевые бронированные машины на протяжении всего цикла жизни описываются целым рядом параметров (конструктивных, технологических, эксплуатационных, а также режимов боевого применения). При этом сама машина, представляющая собой сложную разнокомпонентную систему, в процессе создания требует проведения целого ряда исследований, в том числе определения напряженно-деформированного состояния (НДС) наиболее нагруженных и ответственных элементов для обоснованного выбора основных конструктивных параметров. Необходимо проведение многовариантных исследований для определения реакции элементов транспортного средства на внешние воздействия. Аналогичные исследования проводятся и при проектировании и исследовании элементов технологической оснастки (ЭТО) для производства деталей транспортных средств специального назначения (рис. 1). Речь в данном случае идет о повышении точности изготовления деталей и обеспечении, соответственно, высоких ТТХ боевых машин.

Таким образом, процесс создания боевых бронированных машин представляет собой (см. рис. 1) единый цикл взаимосвязанных этапов. При этом на всех этапах производится интенсивный обмен информацией. Важной особенностью этой информации является ее двунаправленность и итерационный многоша-



Рис. 1 – Этапы создания боевых бронированных машин и элементов технологической оснастки для их изготовления

говый характер уточнения на основе решения глобальных и локальных задач анализа, синтеза, оптимизации и компромиссов. Например, изменение конструкции того или иного узла или детали проектируемого объекта бронетанковой техники на любом из этапов проектирования влечет необходимость изменения соответствующего элемента технологической оснастки или технологических режимов обработки. И наоборот, любые технологические ограничения на любом из этапов ТПП предполагают изменение конструкторской документации на детали проектируемого основного изделия. Для оперативного обеспечения такого типа связей в системах автоматизированного проектирования высокого уровня используются принципы **параметричности** и **ассоциативности**.

В современных условиях процессы проектирования, конструирования, изготовления и исследования элементов бронетанковой техники представляются совокупностью CAD/CAM/CAE/PDM – систем, интегрированных в той или иной степени в составе единой системы (рис. 2).

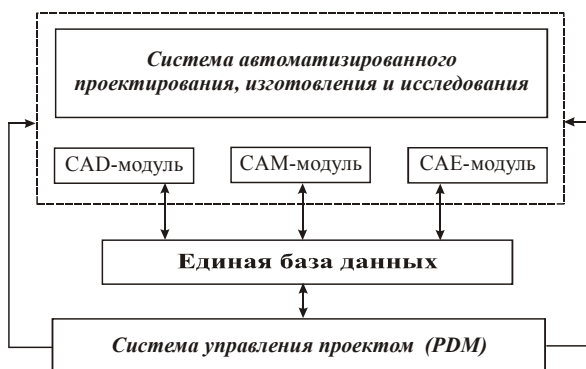


Рис. 2 – Схема обмена информацией в единой интегрированной CAD/CAM/CAE/PDM-системе

Для современных компьютерных систем характерно соединение функций CAD, CAE, CAM, PDM – систем в интегрированных CAD/CAE/CAM/PDM – системах с единой базой данных (см. рис. 2). При этом тенденция эта является ведущей (примеры: ProENGINEER (Creo), CATIA, SolidWorks). Данное соединение приносит очевидные преимущества: беспроблемный обмен данными; оперативность; сквозная параметричность; ассоциативность; возможность создания внутренних оптимизационных процедур, включая математическое моделирование физических процессов; расширение базы параметров (наряду с геомет-

рической частью появляется часть, содержащая негеометрическую: температуру, нагрузки, напряжения, технологические параметры и т.д.); возможность комплексного решения проблемы создания сквозной автоматизированной системы в цепи "проектирование – конструирование – исследование – изготовление – управление проектом – управление документооборотом"; возможность создания (с учетом блочно-модульной структуры и наличия средств интеграции) системы автоматизированного проектирования, исследования, изготовления (САПИИ) с учетом специфических потребностей того или иного предприятия (т.е. "закрытие" потребностей предприятия с поставкой САПИИ "под ключ").

Основным недостатком универсальных систем автоматизированного проектирования высокого уровня является *неучет специфики* конструкций отечественных боевых бронированных машин, свойств специальных конструкционных материалов для изготовления деталей объектов бронетанковой техники (ДОБТ), технологического оснащения предприятий отечественного бронетанкостроения, а также отсутствие в этих системах средств описания *трудноформализуемой специальной информации*. Это относится в первую очередь к этапу технологической подготовки производства (см. рис. 1), который в силу исторически сложившихся причин является наименее автоматизированным этапом в процессе создания боевых бронированных машин.

В связи с этим возникают следующие задачи:

- 1) формирование критериев для автоматизированного проектирования элементов ДОБТТ и технологической оснастки для их изготовления;
- 2) разработка технологий автоматизированного проектирования, исследования и изготовления, которые позволяют использовать широкие возможности и инструментарий современных систем автоматизированного проектирования высокого уровня и в то же время избавленных от их основных недостатков;
- 3) разработка технологии описания трудноформализуемых данных, встраиваемой в существующую технологию проектирования;
- 4) создание единой технологии и системы автоматизированного анализа и синтеза деталей объектов бронетанковой техники и элементов технологической оснастки для их изготовления.

В работах [4–8] этому вопросу уделено значительное внимание. Определены пути создания специализированных интегрированных систем проектирования, исследования и технологической подготовки деталей объектов бронетанковой техники и элементов технологической оснастки для их производства. Созданные программные средства были использованы для решения задач анализа напряженно-деформированного состояния и синтеза по критериям прочностных и жесткостных характеристик некоторых машиностроительных конструкций.

Результаты исследований. Для иллюстрации эффективности работы предложенных подходов, моделей и методов рассмотрим решение задач оперативного анализа и синтеза структуры и параметров расчетных моделей и элементов технологической оснастки.

1. Система автоматизированного анализа и синтеза параметров переналаживаемых штампов в системе "САПР-ШТАМП". Для современного машиностроительного производства характерна тенденция интенсификации процессов проектирования, ТПП и изготовления. Это приводит к необходимости интенсификации также и процессов исследования прочностных и

жесткостных характеристик элементов технологических систем, используемых для изготовления продукции. В частности, актуальной является задача построения специализированных систем, сопряженных с существующими и разрабатываемыми САПР штампов для листовой штамповки. При этом их важнейшим свойством должен быть более полный учет специфики условий эксплуатации, нагружения и взаимодействия элементов исследуемых объектов.

При разработке комплекса методов, алгоритмов и программного обеспечения необходимо удовлетворить следующим требованиям: непосредственная связь с CAD/CAM системами; работа в режиме реального времени; автоматизация всех этапов исследований и учет контактного взаимодействия в технологических системах.

При этом схема решения задач в рамках систем автоматизированного анализа и синтеза (СААС) элементов технологических систем листовой штамповки (ЭТС-ЛС) предполагает решение следующего комплекса проблем: классификация объектов исследования; определение условий нагружения; распределение условий сопряжения; идентификация расчетных моделей; расчет напряженно-деформированного состояния ЭТС-ЛС; обеспечение наглядности отображения; организация обратной связи в САПР. Данные этапы являются предметами самостоятельных исследований и оказывают существенное влияние на результаты исследований в целом.

Технологические системы листовой штамповки представляют собой замкнутые цепочки взаимосвязанных, взаимодействующих и взаимовлияющих элементов. Данные системы штамповки включают: прессы, штампы (включая формообразующие и режущие части) и заготовку (штампующий материал). На рис. 3, 4 представлены этапы создания и примеры моделей штампов, полученные в САПР "Харьков-штамп" разработки ХНИИТМ [13].

Наибольший интерес в качестве объекта исследований с точки зрения обеспечения прочности, жесткости, долговечности представляют: режущие элементы штампов (пуансоны, матрицы, пуансон-матрицы); плиты штампов (верхняя, нижняя). Данные элементы представляют собой сложные конструкции, в состав которых входят тела вращения, пластины, стержневые конструкции и массивные тела. Соответственно выделяются 2 типа задач: расчет напряженно-деформированного состояния пуансонов, матриц и пуансон-матриц с целью обоснованного выбора технологических параметров процесса штамповки и прогнозирования ресурса инструмента; расчет НДС плит с целью обоснованного выбора их конструктивных параметров.

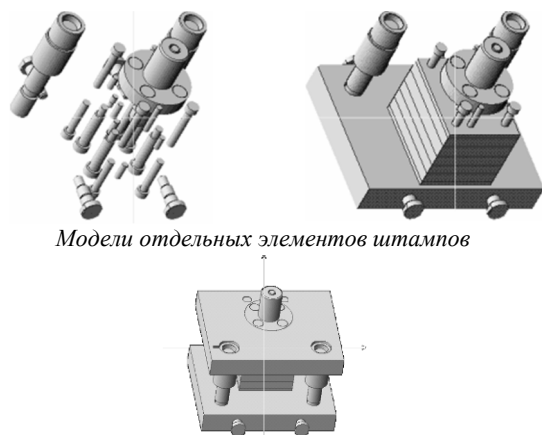


Рис. 3 – Этапы моделирования и анализа в САПР "Харьков-штамп"

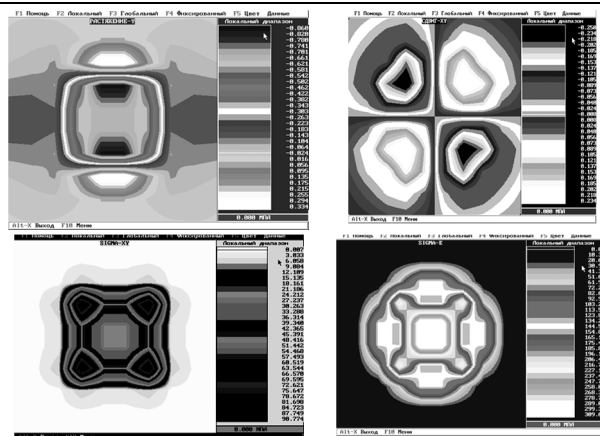


Рис. 4 – Визуализация полей напряжений штампов

Исследование функционирования разработанных систем автоматизированного анализа прочности и жесткости ЭТС в САПР штампов показало высокую их эффективность для снижения металлоемкости оснастки, рационального подбора ее параметров и сокращения сроков и стоимости проектирования.

Определение характера физического процесса и значимых параметров на примере базовых плит для сварочных работ. Речь идет об уточнении типа оператора начально-краевой задачи и констант, описывающих характеристики материалов. Например, для густоперфорированных плит с подкрепляющими ребрами (рис. 5) важно определить характер напряженно-деформированного состояния (или существенно 3-мерное, или комбинация плоского НДС и НДС изгиба пластин; если верно последнее, то возможно ли моделирование густоперфорированных областей анизотропными пластинчатыми элементами с эквивалентными в некотором смысле параметрами; если указанная замена возможна, то каковы характеристики "эквивалентная толщина – эквивалентные свойства материала").

На рис. 6 представлена модель базовой плиты для универсально-сборных приспособлений для сварочных



Рис. 5 – Плита УСПС

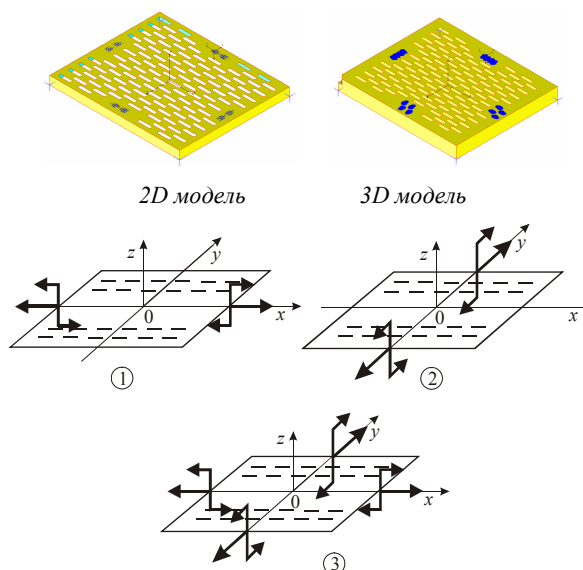


Рис. 6 – Модель плиты УСПС и схемы ее нагружения

работ (УСПС) и схемы ее нагружения (силы и моменты вдоль двух осей, прикладываемые симметричным образом к зонам в районе отверстий). Размеры базового варианта конструкции плиты в плане 272x320 мм, толщина – 9 мм, высота с ребром жесткости – 40 мм. Угловые точки плиты закреплены от смещений.

Поскольку базовая плита представляет собой тонкостенную густоперфорированную конструкцию, то закономерно возникает вопрос о конечно-элементном моделировании напряженно-деформированного состояния: применима ли в данном случае Shell-модель и какова погрешность расчета по сравнению с Solid-моделью?

Для расчета плиты УСПС были построены 2 параметрические модели: трехмерная объемная (Solid-элементы) и пластинчато-оболочечная (Shell-элементы). Построение моделей производилось в программном

комплексе COSMOS/M. В качестве параметров выступают геометрические размеры бортов (высота и толщина) и размер конечных элементов.

На рис. 7 приведены иллюстрации этапов и результатов исследования НДС базовой плиты УСПС методом спекл-голографической интерферометрии и методом конечных элементов (Shell-элементы и Solid-элементы). Анализ полученных результатов позволил сделать следующие выводы.

1) Как показывает картина интерференционных полос, на базовой поверхности плиты отсутствуют резкие перепады градиентов нормальных перемещений.

2) Сравнение результатов Shell- и Solid-моделирования подтверждает качественное совпадение распределения нормальных перемещений. Количественно полученные результаты отличаются менее чем на 3%.

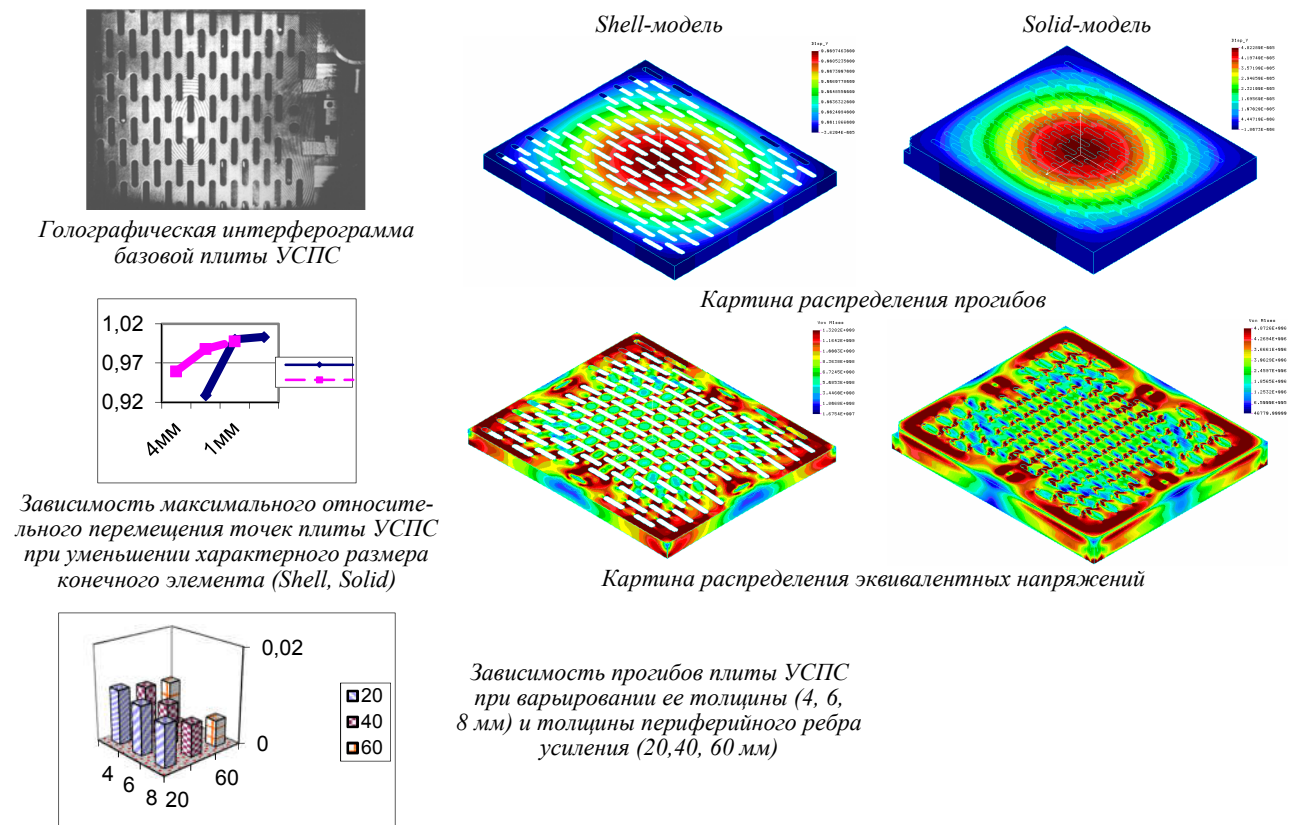


Рис. 7 – Результаты экспериментального и численного исследования НДС базовой плиты УСПС

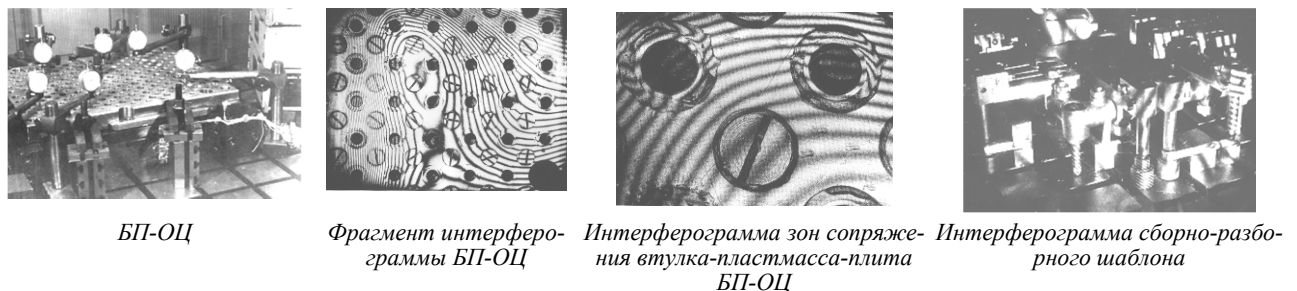


Рис. 8 – Базовая плита для оснащения приспособлений для станков типа "ОЦ" (БП-ОЦ), фрагменты интерферограмм БП-ОЦ и сборно-разборного шаблона для установки приварок в боевом отделении бронированных машин

Таким образом, в принципе подтверждена возможность моделирования конструкций элементов технологической оснастки подобного типа (например, базовых плит приспособлений для оснащения станков типа "ОЦ", рис. 8) Shell-элементами. При этом достигается высокая точность в определении перемещений. Учитывая, что уровень напряженного состояния данных элементов не является определяющим фактором,

оправданным шагом является применение Shell-элементов при многовариантном исследовании жесткостных характеристик данных плит. Однако для уточнения картины напряженного состояния перфорированных плит, а также особенностей картины деформирования в зоне отверстий и сопряжений различных материалов требуется полная пространственная модель. Картина деформирования элементов сборно-разборных шабло-

нов для расположения приварок для установки приварок в боевом отделении бронированных машин (см. рис. 8) свидетельствует об отсутствии элементов, в которых бы уровень перемещений был намного выше, чем в остальных, а распределение перемещений в пределах каждого элемента достаточно плавное, поэтому для этих систем применима стержневая конечно-элементная модель.

Примеры применения предложенного подхода для уточнения граничных условий. Использование предложенной технологии уточнения граничных условий может быть проиллюстрировано на примерах исследования элементов технологических систем. В частности, одной из важных проблем в области проектирования элементов технологической оснастки для производства деталей бронетанковой техники является обоснованный выбор способов ее крепления и базирования. Действительно, при наличии большого количества стыков именно перемещения в сопряжениях ЭТО могут оказывать существенное влияние на баланс перемещений в технологической системе. В то же время расчетное определение жесткости сопряжений во многих случаях затруднено в силу большого количества трудноучитываемых факторов. В связи с этим решающее значение приобретают экспериментальные исследования типовых схем сопряжения. В частности, представляет интерес определение жесткости в сопряжениях сборок универсально-сборных приспособлений (УСП). Та или иная конструктивная реализация сопряжений в универсальных сборных приспособлениях оказывает, в конечном счете, влияние на точность базирования и обработки деталей на металлорежущих станках.

В качестве примера в соответствии с методикой спекл-голографических измерений были проведены исследования двух компоновок, показанных на рис. 9, 10.

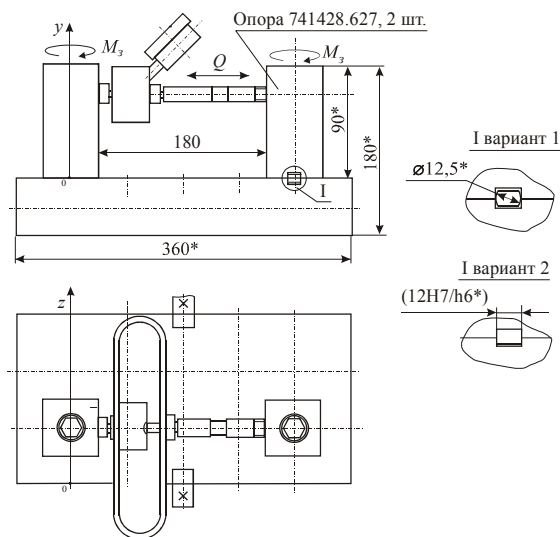


Рис. 9 – Компоновка УСП (вариант I)

Первая компоновка состоит из базовой плиты и опорного элемента, закрепленного на ней с помощью болтового соединения. Компоновка была выполнена в двух вариантах: с фиксацией опоры цилиндрической шпонкой (рис. 11) и с фиксацией опоры обычной призматической шпонкой (рис. 12).

Голографическое исследование двух указанных вариантов были проведены при перепаде моментов затяжки $\Delta M_z = 100 \div 10$ (Н·м). На рис. 13, 14 представлены голографические интерферограммы, характеризующие геометрические изменения, произошедшие с компоновками в процессе затяжки. Голографирование проводилось при освещении объекта вдоль оси z .

По голографическим интерферограммам, представленным на рис. 13–16, построены графические зависимости (рис. 17, 18) перемещений точек поверхности компоновок, показанных на рис. 11, 12, вдоль осей x и y . На графических зависимостях введены обозначения $x_{цил}$, $y_{цил}$ и $x_{пр}$, $y_{пр}$ – координаты точек на компоновках с фиксацией опор цилиндрической шпонкой и с фиксацией призматической шпонкой соответственно.

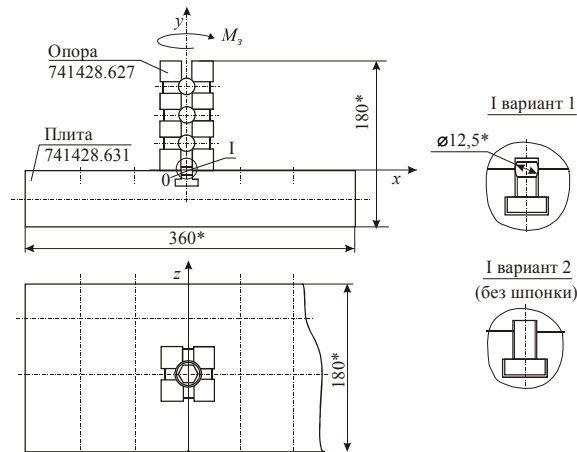


Рис. 10 – Компоновка УСП (вариант II)

Вторая компоновка состоит из базовой плиты и двух опорных элементов, закрепленных с помощью болтового соединения моментом затяжки 150 Н. Исследуемый опорный элемент фиксируется в одном варианте цилиндрической шпонкой (рис. 19), в другом – обычной призматической (рис. 20). Внешней нагрузкой служит распирающая сила Q . Голографические исследования этих двух вариантов были проведены при перепаде распирающего усилия $\Delta P = (7,5 \text{ кН} - 6,3 \text{ кН}) = 1,2 \text{ кН}$ (рис. 21, 22). По голографическим интерферограммам построены графические зависимости (рис. 23, 24) перемещений точек поверхности компоновок, показанных на рис. 19, 20, вдоль осей x и y соответственно.

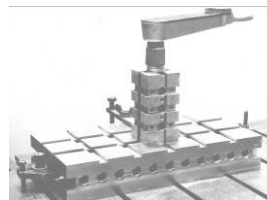


Рис. 11 – Компоновка УСП с фиксацией опоры цилиндрической шпонкой



Рис. 12 – Компоновка УСП с фиксацией опоры обычной призматической шпонкой

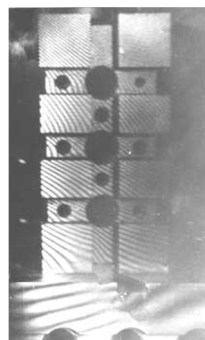


Рис. 13 – Голографическая интерферограмма компоновки с фиксацией опоры цилиндрической шпонкой (вид сбоку)

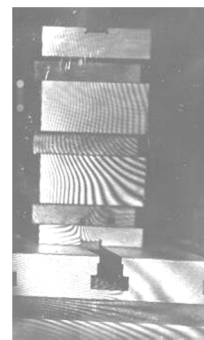


Рис. 14 – Голографическая интерферограмма компоновки с фиксацией опоры обычной призматической шпонкой (вид сбоку)

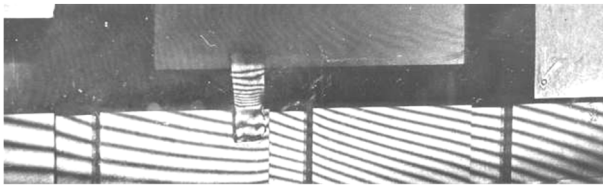


Рис. 15 – Голографическая интерферограмма базовой плиты при перепаде моментов затяжки $\Delta M_z = 100 \div 10$ (Н·м) с фиксацией опоры цилиндрической шпонкой

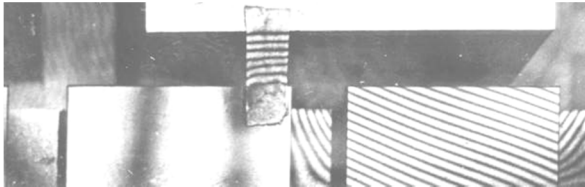


Рис. 16 – Голографическая интерферограмма базовой плиты при перепаде моментов затяжки $\Delta M_z = 100 \div 10$ (Н·м) с фиксацией опоры обычной призматической шпонкой

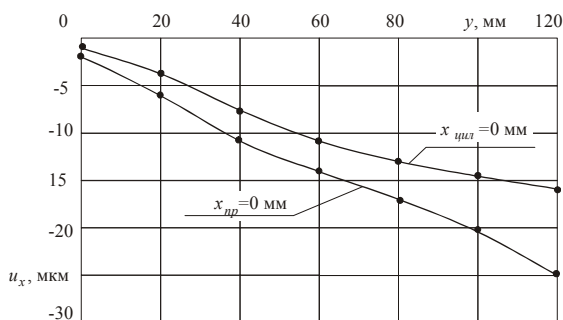


Рис. 17 – Графические зависимости перемещений точек по поверхности компонентов (рис. 11, 12) вдоль оси x

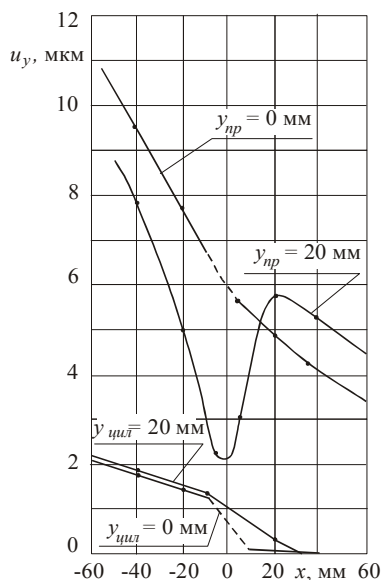


Рис. 18 – Графические зависимости перемещений точек по поверхности компонентов (рис. 11, 12) вдоль оси y

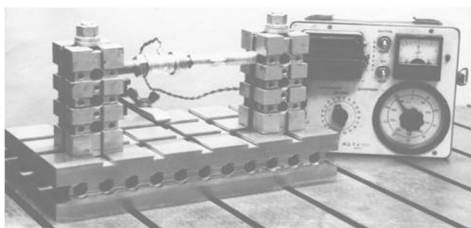


Рис. 19 – Компонновка, состоящая из базовой плиты и двух опорных элементов с фиксацией опор цилиндрическими шпонками

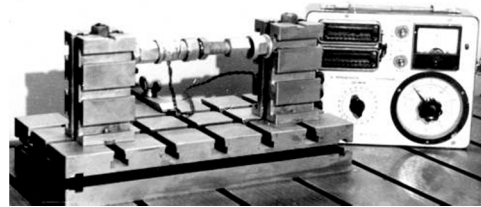


Рис. 20 – Компонновка, состоящая из базовой плиты и двух опорных элементов с фиксацией опор призматическими шпонками

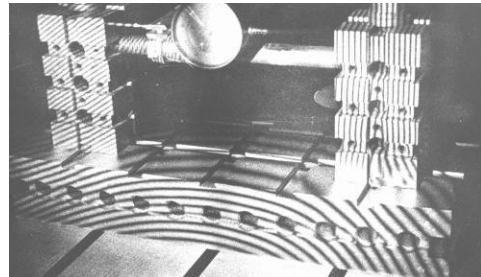


Рис. 21 – Голографическая интерферограмма компоновки с фиксацией опор цилиндрическими шпонками при перепаде усилия 1,2 кН

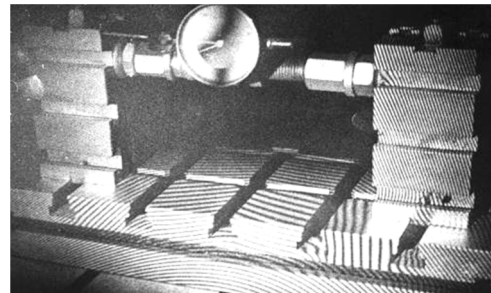


Рис. 22 – Голографическая интерферограмма компоновки с фиксацией опор обычными призматическими шпонками при перепаде усилия 1,2 кН

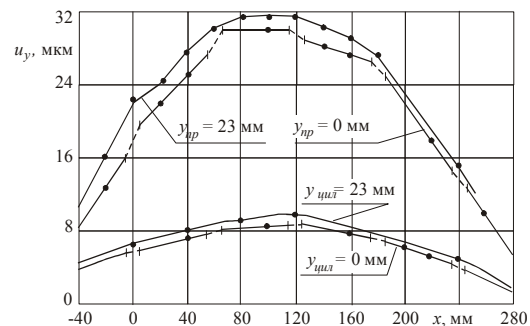


Рис. 23 – Графические зависимости перемещений точек базовых плит компоновок рис. 11, 12 вдоль оси x

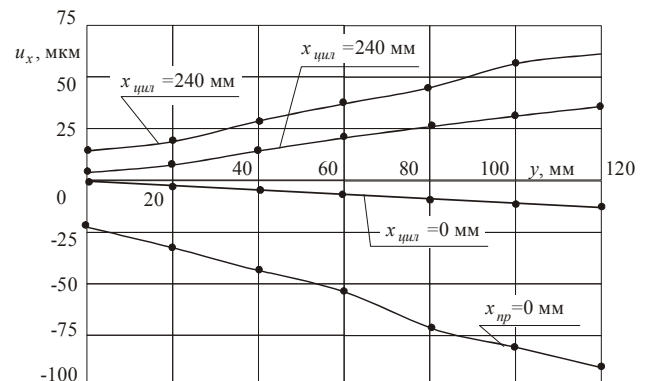


Рис. 24 – Графические зависимости перемещений точек по поверхности компонентов рис. 11, 12 вдоль оси x

В результате выполнения спекл-голографических исследований компоновок УСП было показано, что:

- диапазон величин измеряемых перемещений любых точек, лежащих на поверхности конструкции, составляет $0,5 \div 100$ (мкм);

- величины перемещений точек, лежащих на поверхности исследуемых компоновок, имеют практически линейную зависимость от величины момента затяжки в интервале $0 \div 15$ (кГ·м) для компоновок, показанных на рис. 10, 11, и от величины распирающего усилия в интервале $0 \div 2,0$ (кН) для компоновок, показанных на рис. 20, 21. Это было проверено для выбранных точек с помощью микрометрических индикаторов часового типа, и подтверждено голографическими исследованиями;

- максимальные перемещения верхней части опоры при перепаде момента затяжки от $0 \div 100$ (Н·м) составляют 24 мкм для опоры с фиксацией призматическими шпонками и 16 мкм для опоры с фиксацией цилиндрическими шпонками;

- максимальные перемещения верхней части опоры при перепаде распирающего усилия $\Delta P = 7,50 \div 6,3$ (кН) = 1,20 кН составляют 90 мкм для опоры с фиксацией призматическими шпонками и 30 мкм для опоры с фиксацией цилиндрическими шпонками;

- максимальные прогибы базовых плит при перепаде распирающего усилия $\Delta P = 7,50 \div 6,3$ (кН) = 1,20 кН составляют 32 мкм для опоры с фиксацией призматическими шпонками и 10 мкм для опоры с фиксацией цилиндрическими шпонками.

Проведенные экспериментальные исследования позволяют сделать вывод, что при фиксации опор цилиндрическими шпонками жесткость компоновок в 2–3 раза больше, чем при фиксации компоновок обычными призматическими шпонками. Оба вида рассмотренных компоновок работоспособны в широком диапазоне прикладываемых нагрузок, обеспечивая при этом необходимую жесткость собираемых конструкций. Проведенные исследования позволяют вычислять жесткость сборок как функцию того или иного конструктивного решения и вида организации сопряжения призма-плита.

Отдельным вопросом при этом является характер условий сопряжения по границам призма-плита и плита-основание (см. рис. 12–15). Несовпадение картин полос в этих сопряжениях свидетельствует об их относительном смещении, а наклейка резиновых "мостиков" позволяет количественно оценить данные смещения.

На рис. 25 показаны фрагменты интерферограмм, полученных при исследовании переналаживаемых станочных приспособлений тисочного типа. Видно, что в зонах сопряжения направляющих с подвижными губками наблюдается разрыв картин перемещений, что свидетельствует об отрыве губки от корпуса. В то же время в сопряжении подошвы корпуса со столом станка (в данном случае – базовой плитой) перемещения практически отсутствуют.

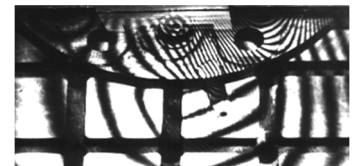
То же уточнение можно провести для сопряжений элементов пресс-форм (рис. 26). Таким образом, для определения граничных условий сопряжения в элементах технологической оснастки можно использовать или сравнение полей распределений искомым функций, полученных численным и экспериментальным путем, или прямое определение перемещений в зонах закрепления и сопряжения по голографическим интерферограммам.



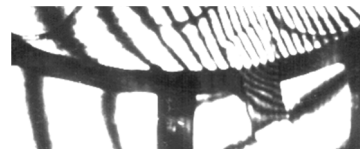
сопряжение корпус – подвижная губка



сопряжение неподвижная губка – деталь



сопряжение подошва корпуса – базовая плита



"мостик" в сопряжении основание – подошва

Рис. 25 – Фрагменты спекл-интерферограмм переналаживаемых тисков

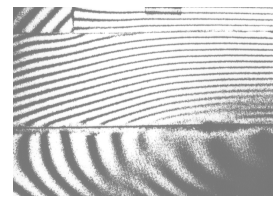
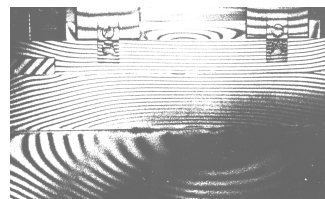
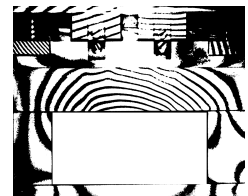
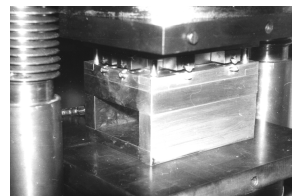


Рис. 26 – Модель пресс-формы на столе пресса и фрагменты интерферограмм в зонах сопряжения элементов пресс-формы

Выводы. По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Преимущество предложенной технологии на основе использования обобщенного параметрического подхода, создания специализированных подсистем моделирования и анализа элементов технологической оснастки для изготовления деталей объектов бронетанковой техники и применения сокращенного цикла исследований – в повышенной оперативности, сбалансированности по критериям точности модели и временных затрат на решение возникающих задач анализа и синтеза, а также в возможности работы в автоматизированном режиме без участия исследователя. Таким образом, создается мощный и высокоэффективный инструмент для конструктора, технолога, исследователя.

2. Как показала практика использования, применение "экспресс-моделей" и "экспресс-систем" позволяет рельефно показать влияние значимых факторов на прочностные и жесткостные параметры элементов технологической оснастки. При этом определяются как качественные стороны данных зависимостей, так и количественные характеристики, определяющие точность изготовления деталей объектов бронетанковой техники.

3. Предложенная технология "экспресс-моделей" и "экспресс-систем" органически встраивается как в универсальные CAD/CAM/CAE-системы, так и в специализированные системы средней мощности.

4. Разработанные "экспресс-модели" и "экспресс-системы" могут работать в автономном режиме, выступая в качестве мини-экспертных на ранних этапах проектирования элементов технологической оснастки для изготовления деталей объектов бронетанковой техники.

5. Предложенные технологии ускоренных исследований элементов технологической оснастки позволяют определять качественные стороны моделей, процессов, явлений, а также количественные характеристики внешних воздействий и граничных условий. Это дает возможность повысить достоверность расчетных моделей и точность результатов исследований.

6. Особую ценность предложенные в работе подходы демонстрируют при исследовании классов конструкций. В отличие от традиционных подходов, в которых в качестве результата выступает число, осциллограмма процесса или пространственное поле искомых величин, в разработанном методе основным результатом является достоверная (с точки зрения качественных особенностей и количественных значений параметров) расчетная модель.

7. Разработанные методы и построенные подсистемы позволяют организовывать базы данных по отдельным классам и типам конструкций технологической оснастки для изготовления объектов бронетанковой техники, что в соединении с базами данных по оборудованию спецпроизводств и по специальным материалам для изготовления деталей транспортных средств специального назначения дает возможность создать отраслевую специализированную базу данных по технологической подготовке производства. Кроме того, возможно создание соответствующих элементов баз знаний, позволяющих решать задачи определения вариантов проектных решений ЭТО, которые обеспечивают необходимую точность обработки деталей объектов бронетанковой техники.

Разработанные подходы, модели, методы и средства исследований применимы для широкого круга машиностроительных конструкций.

Список литературы

1. Методология исследования сложных систем военного назначения / [С. В. Латицкий и др.]; под ред. С. В. Латицкого. – 2013. – 477 с.
2. Чепков І. Б. Загальні тенденції розвитку озброєння та військової техніки / Чепков І. Б., Нор П. І. // Озброєння та військова техніка. – 2014. – № 1. – С. 4–13.
3. Чепков І. Б. Основні напрями розвитку озброєння і військової техніки. / Чепков І. Б. // Перспективи науково-технологічного забезпечення ОПК України: Інформ.-комунік. захід (Київ, 22–23 вересня 2015). – К.: ТОВ "Міжн. вист. центр", 2015. – С. 8–13.
4. Литвиненко А. В. Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей / А. Д. Чепурной, Г. П. Глинин, А. В. Литвиненко [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – № 2. – С. 103–108.
5. Литвиненко А. В. Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов транспортных средств специального назначения / А. В. Литвиненко, Н. А. Ткачук, Б. Я. Литвин [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – № 2. – С. 221–229.
6. Ткачук Н. А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Ткачук Н. А., Бруль С. Т., Малакей А. Н., Гриценко Г. Д., Орлов Е. А. // Механіка та машинобудування. – 2005. – № 1. – С. 184–194.
7. Ткачук Н. А. Конечные-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Чепурной А. Д., Орлов Е. А., Ткачук Н. Н. // Механіка та машинобудування. – 2006. – № 1. – С. 57–79.
8. Ткачук М. А. Теоретичні основи та практика проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин / М. А. Ткачук // Доп. на Інформаційно-комунікативному заході "Наука: безпека країни та розвиток війсь-

- ково-промислового комплексу" XIII Міжнародної спеціалізованої виставки "Зброя та безпека-2016" 12–13 жовтня 2016 р., м. Київ. – С. 3 прог.
9. Васильєв А. Ю. Обґрунтування структури та параметрів бронекорпусів легкоброньованих машин за критеріями захищеності / А. Ю. Васильєв // Доп. на Інформаційно-комунікативному заході "Наука: безпека країни та розвиток військово-промислового комплексу" XIII Міжнародної спеціалізованої виставки "Зброя та безпека-2016" 12–13 жовтня 2016 р., м. Київ. – С. 3 прог.
 10. Веретельник О. В. Динамічні процеси в елементах військових колісних та гусеничних машин при бойовому застосуванні / О. В. Веретельник // Доп. на Інформаційно-комунікативному заході "Наука: безпека країни та розвиток військово-промислового комплексу" XIII Міжнародної спеціалізованої виставки "Зброя та безпека-2016" 12–13 жовтня 2016 р., м. Київ. – С. 4 прог.
 11. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. Пер. с польск. – М.: Мир, 1981. – 456 с.
 12. Литвиненко О. В. Проектно-технологічні засоби забезпечення легкоброньованих машин шляхом обґрунтування параметрів конструкції та технологічних процесів виготовлення бронекорпусів / Литвиненко О. В., Федосов В. Є., Степанов М. М. [и др.] // Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ. Зб. тез. – Львів: Друкарня АСВ ім. гетьмана П. Сагайдачного, 2013. – С. 59–60.
 13. Кохановский В. И. Моделирование и анализ напряженно-деформированного состояния пространственных элементов технологических систем / Кохановский В. И., Милованов Ю. Б., Ткачук Н. А. // В сб.: Труды междунар. научно-техн. конф. MicroCAD'97. В 5 ч. Ч.3. – Харьков: ХГПУ, 1997. – С. 300.

Bibliography (transliterated)

1. Lapickij S. V., ed. *Metodologija issledovanija slozhnyh sistem voennogo naznachenija* [Methodology for the study of complex military systems]. 2013, 477 p.
2. Chepkov I. B., Nor P. I. *Zahal'ni tendentsiyi rozvytku ozbroynennya ta viys'kovoyi tekhniki* [General trends in the development of weapons and military equipment]. *Ozbroynennya ta viys'kova tekhnika*. 2014, no. 1, pp. 4–13.
3. Chepkov I. B. *Osnovni napryamy rozvytku ozbroynennya i viys'kovoyi tekhniki*. [Main directions of development of armament and military equipment]. *Perspektyvy naukovo-tehnolohichnoho zabezpechennya OPK Ukrainy*, Inform., komunik. Zakhid, Kyiv, 22–23 veresnya 2015, Kyiv, TOV "Mizhn. vyst. tsentr", 2015, pp. 8–13.
4. Litvinenko A. V., Chepurnoj A. D., Glinin G. P., *Obshhij podhod k obosnovaniju parametrov projektiruemymykh mashin na osnove gibridnykh raschetno-jekspyimental'nykh modelej* [A general approach to substantiating the parameters of projected machines based on hybrid computational and experimental models]. *Mehanika ta mashinobuduvannja*. Kharkiv, NTU "KhPI", 2009, no. 2, pp. 103–108.
5. Litvinenko A. V., Tkachuk N. A., Litvin B. Ja. [i dr.] *Obshhij podhod k projektno-tehnologicheskomu obespecheniju zashishhemosti bronekorpusov transportnykh sredstv special'nogo naznachenija* [General approach to design and technological security of special purpose vehicles armored carcasses]. *Mehanika ta mashinobuduvannja*. Kharkiv, NTU "KhPI", 2012, no. 2, pp. 221–229.
6. Tkachuk N. A., Brul' S. T., Malakej A. N., Gricenko G. D., Orlov E. A., *Struktura specializirovannykh integririrovannykh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza jelementov trans-portnykh sredstv special'nogo naznachenija* [Structure of specialized integrated systems of automated analysis and synthesis of special purpose vehicles elements]. *Mehanika ta mashinobuduvannja*, 2005, no. 1, pp. 184–194.
7. Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Chepurnoj A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. *Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnykh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisaniya* [Finite-element models of complex mechanical systems elements: automated generation technology and parametrized description]. *Mehanika ta mashinobuduvannja*. Kharkiv, NTU "KhPI", 2006, no. 1, pp. 57–79.
8. Tkachuk M. A. *Teoretichni osnovy ta praktyka projektno-tehnolohichnoho zabezpechennya taktyko-tehnichnykh kharakterystyk bojovykh bron'ovanykh mashyn* [Theoretical basis and practice of design and technological support of tactical and technical characteristics of armored combat vehicles]. *Dop. na Informatsiyno-komunikativnomu zakhodi "Nauka: bezpeka krayiny ta rozvytok viys'kovopromyslovoho kompleksu" XIII Mizhnarodnoyi spetsializovanoyi vystavky "Zbroja ta bezpeka-2016"*, 12–13 zhovtnya 2016 r. [Proc. of the informational and communicational event "Science: security of the country and development of the military-industrial complex" of the XIII International specialized exhibition "Weapons and security-2016", October 12–13, 2016]. Kyiv, p. 3.
9. Vasylyev A. Yu. *Obgruntuvannya struktury ta parametriv bronekorpusiv lehkobron'ovanykh mashyn za kryteriyamy zakhyschenosti* [Armored corps of lightly armored cars structure and parameters justification according to the criteria of protection]. *Dop. na Informatsiyno-komunikativnomu zakhodi "Nauka: bezpeka krayiny ta*

- rozvytok viys'kovo-promyslovoho kompleksu" XIII Mizhnarodnoyi spetsializovanoi vystavky "Zbroya ta bezpeka-2016", 12–13 zhovtnya 2016 r. [Proc. of the informational and communicational event "Science: security of the country and development of the military-industrial complex" of the XIII International specialized exhibition "Weapons and security-2016", october 12–13, 2016]. Kyiv, p. 3 proh.
10. Veretel'nyk O. V. *Dynamichni protsesy v elementakh viys'kovykh kolisnykh ta husenychnykh mashyn pry boyovomu zastosuvanni* [Dynamic processes in the elements of military wheeled and crawler machines in combat use]. Dop. na Informatsiyno-komunikatyvnomu zakhodi "Nauka: bezpeka krayiny ta rozvytok viys'kovo-promyslovoho kompleksu" XIII Mizhnarodnoyi spetsializovanoi vystavky "Zbroya ta bezpeka-2016", 12–13 zhovtnya 2016 r. [Proc. of the informational and communicational event "Science: security of the country and development of the military-industrial complex" of the XIII International specialized exhibition "Weapons and security-2016", october 12–13, 2016]. Kyiv, p. 4 proh.
 11. Ditrh Ja. *Proektirovaniye i konstruirovaniye: Sistemyy podhod*. [Design and construction: A system approach.]. Moscow, Mir, 1981, 456 p.
 12. Lytvynenko O. V., Fedosov V. Ye., Stepanov M. M. [i dr.] *Proektno-tehnologichni zasoby zabezpechennya lehkobron'ovanykh mashyn shlyakhom obgruntuvannya pa-rametriv konstruktivnoy ta tekhnologichnykh protsesiv vyhotovleniya bronekor-pusiv* [Design and technological means of providing easy-armored cars by substantiating parameters of design and manufacturing processes of armored carcasses.]. *Perspektyvy rozvytku ozbroynennya ta viys'kovoyi tekhniki Sukhoputnykh viys'k*. Zb. tez. [Proc. Of the Conf Perspectives for the development of armaments and military equipment of the Land Forces]. L'viv, Drukarnya ASV im. het'mana P. Sahaydachnoho, 2013, pp. 59–60.
 13. Kohanovskiy V. I., Milovanov Ju. B., Tkachuk N. A. *Modelirovaniye i analiz napriyazhenno-deformirovannogo sostoyaniya prostorstvennykh jelementov tekhnologicheskikh sistem* [Modeling and analysis of the strained-deformed state of spatial elements of technological systems]. *V sb. Trudy mezhdun. nauchno-tehn. konf. MicroCAD'97*. [Proc. Of the Int. Conf. MicroCAD'97 vol 5, ch.3.]. Kharkiv, HGPU, 1997, 300 p.

Поступила (received) 30.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Синтез проектно-технологічних рішень за критеріями міцнісних та жорсткісних характеристик машинобудівних конструкцій / М. А. Ткачук, О. В. Хлань, А. В. Набоков, А. В. Грабовський, Д. В. Бібик, Г. В. Ткачук, М. С. Саверська // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 143–153. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0791.

Синтез проектно-технологических решений по критериям прочностных и жесткостных характеристик машиностроительных конструкций / Н. А. Ткачук, А. В. Хлань, А. В. Набоков, А. В. Грабовский, Д. В. Бибик, А. В. Ткачук, М. С. Саверская // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 143–153. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0791.

Synthesis of design and technological solutions for the strength and rigidity characteristics of engineering structures / M. A. Tkachuk, A. V. Khlан, A. V. Nabokov, A. V. Grabovsky, D. V. Bibik, M. S. Saverska // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 143–153. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Ткачук Николай Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", заведующий кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola – doctor of technical sciences, professor, National Technical University "Kharkiv polytechnic institute", Chief of the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Хлань Олександр Володимирович – генеральний директор ДП "Завод ім. В.О. Малишева", Харків.

Хлань Александр Владимирович – генеральный директор ГП "Завод им. В.А. Малышева", Харьков.

Khlан Oleksandr – General Director at SE "Malyshev Plant", Kharkov.

Набоков Анатолій Володимирович – НТУ "ХПІ", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01.

Набоков Анатолий Владимирович – НТУ "ХПІ", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01.

Nabokov Anatoliy – NTU "KhPI", post-graduate student at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01

Грабовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, НТУ "ХПІ", старший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-61-66; e-mail: andrej8383@gmail.com

Грабовский Андрей Владимирович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, НТУ "ХПІ", старший научный сотрудник кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-61-66; e-mail: andrej8383@gmail.com

Grabovskiy Andrey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, NTU "KhPI", Senior Researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-61-66; e-mail: andrej8383@gmail.com

Бібик Дмитро Вікторович – начальник відділу ДК "УкрОборонПром".

Бибик Дмитрий Викторович – начальник отдела ГК "УкрОборонПром".

Bibik Dmiro – head of department of state Concern "Ukroboronprom".

Ткачук Ганна Володимирівна – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри "Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин ім. О. О. Морозова", тел.: (057) 707-63-35.

Ткачук Анна Владимировна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший научный сотрудник кафедры "Информационные технологии и системы колесных и гусеничных машин им. А. А. Морозова", тел.: (057) 707-63-35.

Tkachuk Ganna – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher at Information Technology and Systems of Wheeled and Tracked Machines behalf of A. A. Morozov Department; tel.: (057) 707-63-35

Саверська Марія Сергіївна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", викладач-стажист кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01.

Саверская Мария Сергеевна – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", преподаватель-стажер кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01.

Saverska Marija – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", trainee teacher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.

УДК 539.3:629.463

Н. А. ТКАЧУК, А. Д. ЧЕПУРНОЙ, Р. И. ШЕЙЧЕНКО, Р. В. ГРАБОРОВ, М. А. БОНДАРЕНКО, М. С. САВЕРСКАЯ, Е. О. ЛУНЕВ

ИННОВАЦИОННЫЕ ИЗДЕЛИЯ: РАЗРАБОТКА, ИССЛЕДОВАНИЯ, ОПТИМИЗАЦИЯ

У статті описані методи обґрунтування проектних рішень при створенні інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій за критеріями забезпечення міцності з одночасним підвищенням рівня їх технічних характеристик на прикладі вагона-цистерни для перевезення метанолу. За підсумками багатоваріантних досліджень рекомендований набір параметрів, що відповідають комплексу діючих норм і критеріїв за показниками міцності. Запропонований в роботі підхід адаптований до проектних досліджень інноваційних виробів і поєднує в собі, з одного боку, новаторські методи, моделі та засоби синтезу проектних рішень, а з іншого – націленість на дотримання всіх чинних жорстких норм і стандартів.

Ключові слова: напружено-деформований стан, тонкостінна машинобудівна конструкція, інноваційний виріб, міцність, вагон-цистерна.

В статье описаны методы обоснования проектных решений при создании инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций по критериям обеспечения прочности с одновременным повышением уровня их технических характеристик на примере вагона-цистерны для перевозки метанола. По итогам многовариантных исследований рекомендован набор параметров, соответствующих комплексу действующих норм и критериев по показателям прочности. Предложенный в работе подход адаптирован к проектным исследованиям инновационных изделий и соединяет в себе, с одной стороны, новаторские методы, модели и средства синтеза проектных решений, а с другой – нацеленность на соблюдение всех действующих жестких норм и стандартов.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, тонкостенная машиностроительная конструкция, инновационное изделие, прочность, вагон-цистерна.

The article describes methods of design solutions justification for creating of innovative thin-walled machine-building structures by strength criteria with the level of their technical characteristics increased on the example of tank-wagon for methanol transportation. Based on the results of multivariate studies, a set of parameters is recommended which correspond to the set of norms and strength criteria. Equivalent stresses for the wagon structure are obtained. They don't exceed the allowable stresses for all load modes, and the calculated service life is 32 years. Approach proposed in the work is adapted to design studies of innovative products. On the one hand, it combines innovative methods, models and means of synthesizing of project solutions. On the other hand, it is aimed at complying of all strict norms and standards.

Keywords: stress-strain state, thin-walled machine engineering structure, innovative product, strength, tank-wagon.

Введение. Для современного машиностроения на фоне бурного развития отдельных отраслей наблюдается одна из очень важных тенденций. Она заключается в том, что в широком классе машиностроительных конструкций усиливается направление к повышению производительности, нагрузочной способности и долговечности.

Однако, учитывая, что во многих отраслях промышленности проектные решения устоялись десятилетиями сроками их создания, это приводит к необходимости радикальных альтернативных решений, поскольку ресурсы традиционных технических решений исчерпаны. Но это – только одна сторона проблемы. Другая состоит в том, что для широкого класса машиностроительных конструкций действуют достаточно жесткие нормы по прочности, устойчивости, деформируемости. Кроме того, существуют традиционные методики расчета. Таким образом, все эти устоявшиеся факторы тормозят создание инновационных изделий с резко возросшими техническими характеристиками. Ярким примером подобных конструкций являются морские, речные и воздушные суда, грузовые и пассажирские вагоны, автомобили, технологическое оборудование, емкости и сооружения, которые применяются в нефтехимической,

горно-шахтной промышленности, в строительстве и агроиндустрии. Во многих случаях это тонкостенные машиностроительные конструкции (ТСМК).

Это обусловлено тем, что существующие методики расчета ориентированы на традиционные технические решения для перечисленных конструкций. И, наоборот, сами традиционные решения как раз консервируют устоявшиеся нормы и правила. В то же время это не избавляет от многочисленных аварий по техническим причинам. Особенно это заметно, например, на состоянии безопасности железнодорожных грузовых перевозок, которая заметно ухудшилась в последнее время на железных дорогах с шириной колеи 1520 мм. Таким образом, требуется повысить технические характеристики новых изделий при существующих нормах и правилах по безопасности. Это создает проблемную ситуацию, обусловленную противоречием между возможностями существующих традиционных методик, с одной стороны, и потребностями современного машиностроения, – с другой. Данное обстоятельство определяет актуальность проблемы разработки новых подходов, моделей и методов обоснования технических решений для инновационных изделий. Это определило направление исследований, описанных в работе.

Цель работы – разработка методов обоснования проектных решений при создании инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций по критериям обеспечения прочности с одновременным повышением уровня их технических характеристик.

Анализ состояния вопроса. Побудительными мотивами для разработки инновационных изделий во многих отраслях промышленности, как уже частично отмечалось выше, являются: исчерпание возможностей интенсивного роста, т.е. за счет расширения количества изделий с традиционными техническими решениями; исчерпание возможностей совершенствования конструкций на основе раздельного достижения различных требуемых уровней компонент технических характеристик без увязки с другими компонентами; увеличение количества аварий традиционных изделий в связи с интенсификацией эксплуатационных режимов; наличие естественных ограничений на некоторые характеристики, которые усложняют повышение нагрузочных характеристики изделия; экономические соображения, которые в условиях профицита тех или иных изделий требуют не увеличения количества выпускаемых изделий, а роста их функциональных свойств, т.е. создание новых конструкций на базе усовершенствованных решений.

Рассмотрим данные мотивы на примере грузовых вагонов. Железнодорожное пространство с шириной колеи 1520 мм (в основном – страны СНГ и бывшего СССР), является, с одной стороны, достаточно разветвленной сетью с высоким объемом грузоперевозок, а, с другой, – ограниченным с точки зрения поставщиков грузовых вагонов. Эти обстоятельства объясняются тем, что рыночные отношения, сложившиеся в железнодорожных перевозках за последние четверть века, накладываются на постсоветскую инфраструктуру (как производственную, так и эксплуатационную).

С точки зрения объемов производства наблюдается годовое потребление с максимум около 100 тыс. грузовых вагонов в странах СНГ и со значительным снижением в последние годы. При этом преобладающая тенденция – снижение спроса на продукцию.

В то же время внутри рынка железнодорожных вагонов наблюдаются разнонаправленные тенденции.

Перераспределение долей разных типов грузовых вагонов соответствует перераспределению спроса на рынке. Так, в сегменте полувагонов отмечается профицит предложения, а цистерны остаются востребованными.

На фоне отмеченных тенденций в России появились новые производители, в первую очередь, – Новозыбковский машиностроительный завод УК "Рейлтрансхолдинг". Также важным обстоятельством является упор, сделанный новыми производителями, на освоение инновационных изделий – ТСМСК [1–3].

Таким образом, конкуренция на рынке грузовых вагонов переместилась из общего вала в отдельные его сегменты, при этом общими тенденциями является крен в сторону инновационных изделий. В частности, как одно из направлений – переход на вагоны с нагрузкой на ось 26 тонн (вместо традиционных 23,5 тонн). Если при этом у одних производителей добавленная масса уйдет в основном в тару, то это – и технический, и экономический проигрыш. В то же время требования безопасности остаются действующими и приоритетными. Отсюда и резкое увеличение внимания к комплексным исследованиям, центральное место среди которых занимает анализ напряженно-деформированного состояния элементов конструкции и обоснование рациональных технических решений по критерию прочности, долговечности,

нагрузочной способности, экономичности.

Это вызывает, в свою очередь, повышенный интерес к исследованиям физико-механических процессов и состояний в инновационных изделиях.

В ряде работ [4, 5] разработаны общие подходы, методы и модели напряженно-деформированного состояния инновационных вагонов. В работе, опираясь на данный задел, описаны исследования напряженно-деформированного состояния вагона-цистерны для метанола грузоподъемностью 74,5 тонн конструкции и производства УК "РТХ".

Цель исследований – создание вагона с улучшенными технико-экономическими характеристиками, отвечающими современным техническим требованиям и требованиям безопасности и экологии, предназначенного для перевозки метанола.

Исследуемый объект. Исследовалось напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны для перевозки метанола модели 15-6899. Технические характеристики вагона-цистерны (рис. 1) представлены в табл. 1.



Рис. 1 – Вагон-цистерна для метанола

Таблица 1 – Технические характеристики вагона-цистерны

Грузоподъемность, т	74,5
Объем котла, м ³	95,0
Диаметр котла, мм	3500
Масса тары, т	25,0
Коэффициент тары	0,33
Расчетная осевая нагрузка, т/ось	25
Габарит по ГОСТ 9238-2013	Тц
База вагона, мм	7800
Длина по осям автосцепок, мм	12020
Конструкционная скорость, км/ч	120
Материал котла	09Г2С

Главным исполнителем НИОКР является "Научно-инженерный центр Управляющей Компании "РейлТрансХолдинг".

Изготовитель вагона – АО "Новозыбковский машиностроительный завод".

Методика исследований. При исследованиях напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов вагона-цистерны применялся метод конечных элементов (МКЭ). Нагрузки и режимы эксплуатации вагона соответствуют [6]. Конечно-элементная модель (рис. 2) строится по методикам, описанным в [4, 5]. Исследованы различные варианты нагружения (статика и динамика, движение в кривых, удары и т.п.) [6]. Требования к характеристикам напряженно-деформированного состояния – согласно [7].

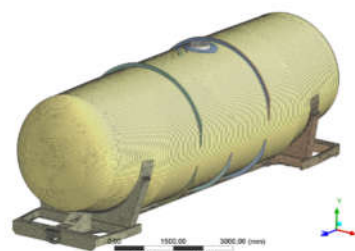


Рис. 2 – Расчетная модель с сеткой конечных элементов

Важно отметить, что при проектных исследованиях требуется решать два типа задач: анализа и синтеза. При этом естественным требованием является вариативность и управляемость изменяемыми в ходе исследований моделями. Для этих целей был развит и адаптирован метод обобщенного параметрического моделирования сложных механических систем, предложенный в работе [8].

На основе этого метода создавались, варьировались модели исследуемых конструкций, а в итоге – определялись такие технические решения, которые удовлетворяют и существующим нормативам [6, 7], и требованиям высоких технических и экономических характеристик, а также всему комплексу требований инновационности.

Именно такой подход отличает предложенную в работе методологию от традиционных методик. Также именно благодаря этой новизне удалось обосновать прогрессивные технические решения при соблюдении всех действующих нормативов, достигнув одновременно с этим положительных технико-экономических характеристик.

Далее в работе проиллюстрированы отдельные этапы проведенных исследований.

Результаты исследований. Как отмечалось выше, структура, параметры вагона-цистерны, а также применяемые технические решения для производства этого изделия обосновывались путем поэтапного осуществления стратегии поиска рациональных технических решений на базе обобщенного параметрического моделирования. Для целенаправленного продвижения к искомому решению в параметрическом пространстве применялись различные оптимизационные процедуры. На рис. 3–6 представлены картины НДС элементов вагона-цистерны с рекомендованными проектными параметрами. Максимальные значения напряжений – в табл. 2.

Допускаемые напряжения для испытательного режима вычисляются по формуле:

$$[\sigma^U] = \frac{\sigma_m}{n}, \text{ МПа}, \quad (1)$$

где n – коэффициент запаса прочности по ГОСТ 14249, $n = 1,1$;

$$\sigma^U = 313,6 \text{ МПа}.$$

Максимальные значения напряжений в элементах рамы вагона представлены в табл. 2 и на рис. 7, где номера элементов – согласно табл. 2.

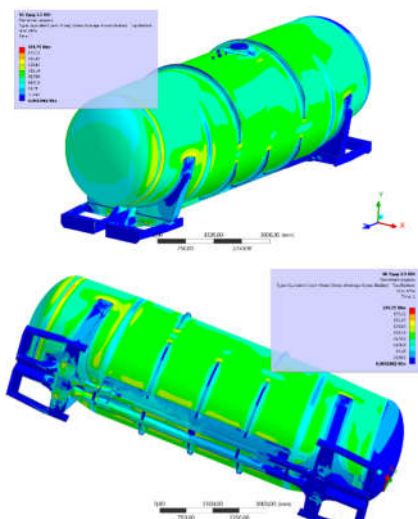


Рис. 3 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме – удар 2,5 МН

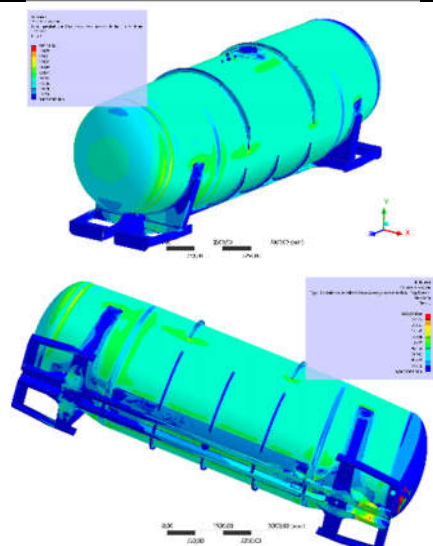


Рис. 4 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме – рывок 2,5 МН

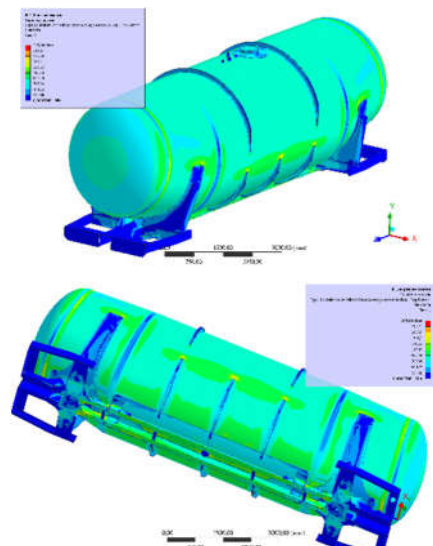


Рис. 5 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме – сжатие 2,5 МН

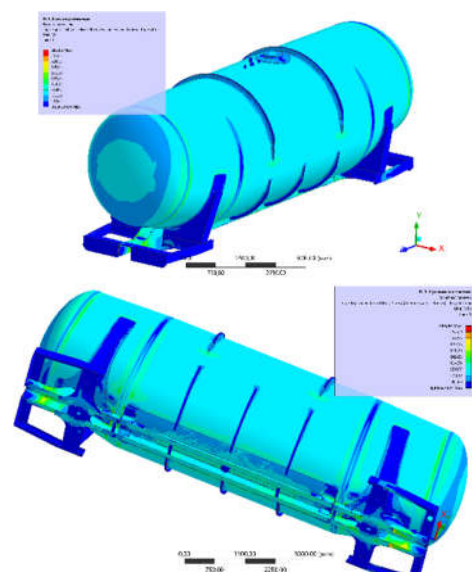


Рис. 6 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме – растяжение 2,0 МН

Таблица 2 – Максимальные значения напряжений в элементах рамы вагона, МПа

№ зоны	Наименование элементов	I расчетный режим		III расчетный режим		Удар 3,0 МН	Рывок 2,5 МН	Удар 1,0 МН	Рывок 1,0 МН	Подъем одним домкратом	Подъем двумя домкратами	Подъем двумя домкр. по диаг.
		растяжение 2,0 МН	сжатие 2,5 МН	растяжение 1,0 МН	сжатие 1,0 МН							
1	Балка хребтовая	266	180	127	81	146	219	47	87	33	15	5
2	Шкворневые диафрагмы	61	112	82	98	165	126	113	136	95	84	32
3	Нижний шкворневой лист	212	236	98	118	228	164	141	123	134	62	18
4	Зона перехода хребтовой балки в стрингера	174	202	77	89	176	135	77	63	19	10	3
5	Стрингера	130	152	65	55	155	92	48	41	8	4	2
6	Швеллер боковой в зоне стыковки со шкворневой балкой	96	21	54	31	57	54	42	44	135	112	22
7	Балка передняя	62	34	29	21	46	76	27	24	16	12	3
8	Опора цистерны	286	139	98	74	191	249	85	69	176	105	31
9	Обечайка цистерны в зоне опор	108	155	56	96	177	141	96	89	57	36	10
10	Обечайка цистерны в зоне сливного поддона	124	157	74	85	168	133	83	79	11	11	2
11	Обечайка цистерны в зоне соединения консольной и средней частей	275	194	139	123	218	198	134	129	68	48	9
12	Обечайка цистерны в зоне люка лаза	94	110	65	59	169	151	87	87	23	24	3
13	Днище цистерны	147	166	114	110	222	196	121	121	47	35	7

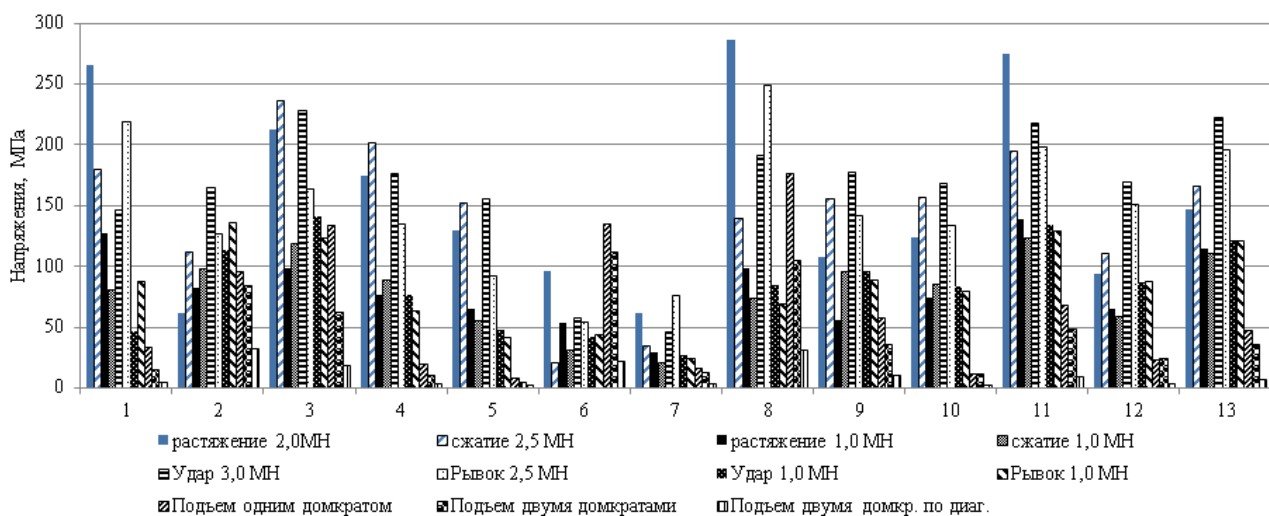


Рис. 7 – Максимальные эквивалентные напряжения в элементах рамы вагона

Материалы элементов вагона, их механические характеристики и соответствующие допускаемые напряжения приведены в табл. 3.

Был проведен также расчет НДС вагона-цистерны для метанола модели 15-6899 с целью определения ко-

эффициента запаса усталостной прочности [7] исходя из данных, представленных в табл. 4.

Механические характеристики материалов, из которых изготовлены основные элементы конструкции вагона, представлены в табл. 5.

Таблица 3 – Материалы элементов вагона, их механические характеристики и соответствующие допускаемые напряжения

Наименование узлов и элементов, материал	Предел текучести σ_t , МПа	Допускаемые напряжения $[\sigma]$, МПа	
		I расчетный режим	III расчетный режим
Хребтовая балка полурамы, стрингера, элементы опоры цистерны, элементы шкворневых балок, шпангоуты – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	345	$0,9\sigma_t$ 310,5	210
Элементы рамы – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	345	$0,95\sigma_t$ 327,7	220
Обечайка цистерны, днища, внутренние стрингера, накладка горловины, накладка шкворневая – сталь 09Г2С ГОСТ 5520	345	$0,9 \cdot 0,95\sigma_t$ 295,0	210
Обечайка горловины, накладка нижняя – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	325	$0,9 \cdot 0,95\sigma_t$ 277,9	195

Таблица 4 – Исходные данные для расчета коэффициента запаса усталостной прочности

Наименование параметра	Значение
Срок службы вагона (назначенный) T_k , лет	32
Грузоподъемность, т	74,5
Максимальная масса тары вагона, т	25,5

Таблица 5 – Механические характеристики материалов

Марка стали	Класс прочности материала	Значение предела выносливости материала при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$ и односторонней доверительной вероятности 95%, σ_M , МПа
09Г2С ГОСТ 19281	345	47
09Г2С ГОСТ 5520	345	47

Оценка сопротивления усталости производилась согласно [7] по коэффициенту запаса сопротивления усталости n , определяемому по формуле:

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,\varepsilon}} \geq [n], \text{ МПа}, \quad (2)$$

где $\sigma_{a,N}$ – предел выносливости по амплитуде, Па, для контрольной зоны при симметричном цикле и установившемся режиме нагружения, при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$;

$\sigma_{a,\varepsilon}$ – приведенная амплитуда динамического напряжения условного симметричного цикла, Па, приведенная к базовому числу циклов N_0 , эквивалентная по повреждающему воздействию реальному режиму эксплуатационных напряжений за проектный срок службы;

$[n]$ – минимально допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости за выбранный срок службы. Значение $\sigma_{a,N}$ определялось по формуле:

$$\sigma_{a,N} = \frac{\sigma_M}{K_\sigma}, \text{ МПа}, \quad (3)$$

где σ_M – значение предела выносливости базового материала (листа, проката) при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$ и односторонней доверительной вероятности 95%, принимают $\sigma_M = 47$ МПа для стали;

K_σ – коэффициент снижения предела выносливости, определяемый для различных типов сварных соединений согласно [7].

При оценке сопротивления усталости были рассмотрены следующие наиболее опасные зоны вагона, приведенные в табл. 6.

Принятые значения коэффициентов снижения предела выносливости K_σ согласно [7] для наиболее напряженных зон кузова вагона и соответствующие им расчетные значения пределов выносливости $\sigma_{a,N}$ приведены в табл. 6.

Таблица 6 – Значения коэффициентов снижения предела выносливости и расчетные значения пределов выносливости

№ зоны	Наименование узлов и элементов	Коэффициент снижения предела выносливости K_σ	Предел выносливости $\sigma_{a,N}$, МПа
1	Сварные швы соединения передней балки с хребтовой балкой	3,20	14,69
2	Сварные швы соединения нижнего шкворневого листа с хребтовой балкой (перед шкворневой балкой)	2,86	16,43
3	Сварные швы соединения верхнего шкворневого листа с опорой цистерны	2,86	16,43
4	Сварные швы соединения шкворневых диафрагм с хребтовой балкой	2,25	20,89
5	Сварные швы соединения нижнего шкворневого листа со стрингерами	2,86	16,43
6	Сварные швы в зоне соединения шкворневой балки с боковым швеллером	2,25	20,89
7	Сварные швы соединения сливного поддона и обечайки котла	2,0	23,50
8	Нижний шкворневой лист в зоне изгиба возле скользуна	2,0	23,50
9	Опора, соединяющая цистерну со стрингерами	1,0	47,0
10	Сварные швы соединения консольной и средней обечайки	1,78	26,40
11	Обечайка цистерны в зоне окончания шкворневых накладок	2,54	18,5
12	Обечайка цистерны в зоне шпангоутов	1,0	47,0
13	Днище цистерны	1,0	47,0
14	Сварные швы в зоне соединения обечайки люка лаза и обечайки котла	2,86	16,43

При определении $\sigma_{a,\varepsilon}$ использовалась формула:

$$\sigma_{a,\varepsilon} = \sqrt[m_1]{\frac{1}{N_0} \left(\sum n_i \sigma_{a,i}^{m_1} + \sigma_{a,N}^{(m_1-m_2)} \sum n_j \sigma_{a,j}^{m_2} \right)}, \text{ МПа}, \quad (4)$$

где m_1 – показатель степени первой ветви кривой выносливости (для сварных соединений принимают $m_1 = 3$);

$\sigma_{a,i}$ – амплитуда динамического напряжения, Па,

$\sigma_{a,i} \geq \sigma_{a,N}$; $\sigma_{a,N}$ см. табл. 6;

m_2 – показатель степени второй ветви кривой выносливости, для сварных соединений принимают

$m_2 = 5$ (для основного металла принимают $m_2 = 9$);

n_j – количество циклов амплитуд динамического напряжения $\sigma_{a,j}$;

$\sigma_{a,j}$ – амплитуда динамического напряжения, Па,

$\sigma_{a,i} \geq \sigma_{a,N}$.

Уровень амплитуд напряжений $\sigma_{a,k}$ определялся при действии вертикальных динамических нагрузок, действии продольных ударных и рывковых сил, а также действии продольных сжимающих и растягивающих сил. Полученные напряжения приведены на диаграмме (рис. 8), где номера элементов – согласно табл. 6.

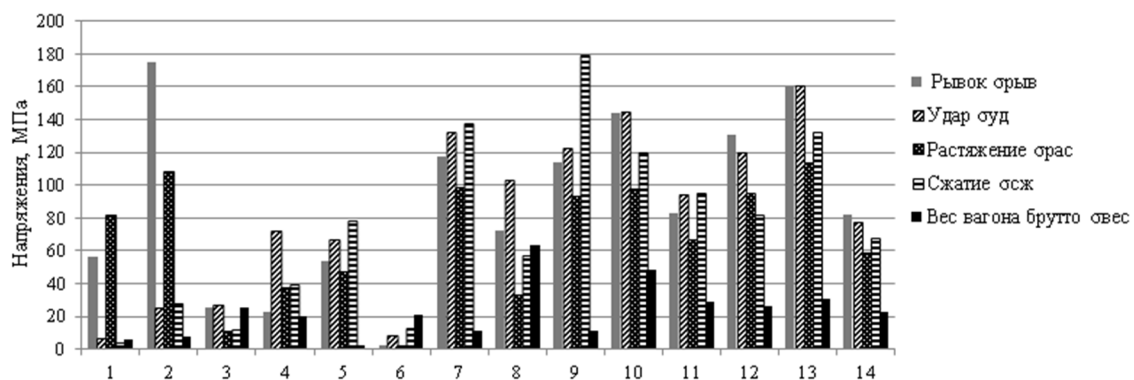


Рис. 8 – Уровень напряжений при действии разных видах нагружения

Эквивалентные амплитуды напряжений $\sigma_{a,z}$ и коэффициенты запаса сопротивления усталости n приведены на диаграммах (см. рис. 9, 10), номера элементов – см. табл. 6.

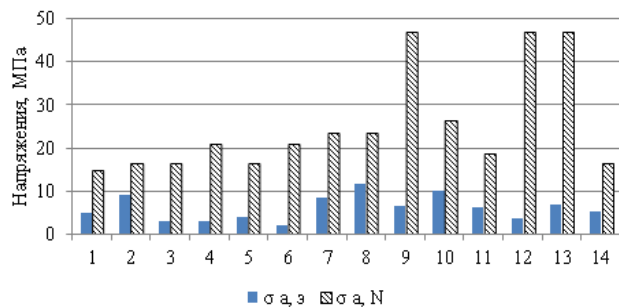


Рис. 9 – Эквивалентные амплитуды напряжений для разных элементов конструкции вагона

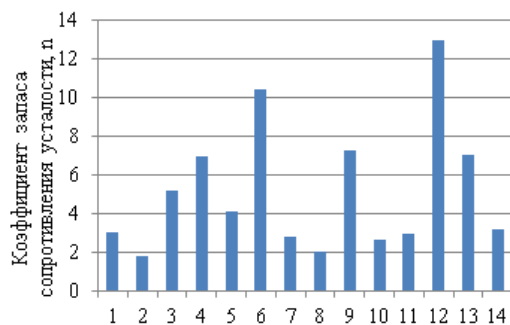


Рис. 10 – Коэффициенты запаса сопротивления усталости

Расчеты по оценке сопротивления усталости показали, что коэффициенты запаса сопротивления усталости n каждой из наиболее нагруженных зон кузова вагона при всех схемах его нагружения больше допускаемого согласно требованиям [7] коэффициента запаса сопротивления усталости $[n] = 1,5$.

Усталостная прочность вагона обеспечена на срок службы, равный 32 года.

Заключение. Из результатов расчета следует, что напряжения во всех элементах вагона-цистерны модели 15-6899, при всех расчетных режимах не превышают допускаемые [7].

Конструкция вагона по нормируемым параметрам прочности соответствует требованиям [7].

Итоговые выводы по результатам исследований состоят в следующем:

1. По итогам многовариантных исследований рекомендован набор параметров, соответствующих комплексу действующих норм и критериев по показателям прочности.

2. В результате расчета прочности и выносливости получены эквивалентные напряжения для конструкции вагона, анализ которых позволил сделать вывод, что максимальные расчетные эквивалентные напряжения во всех элементах конструкции вагона не превышают допускаемые [6, 7] для всех расчетных режимов, а расчетный срок службы – 32 года.

3. Предложенный в работе подход адаптирован к проектным исследованиям инновационных изделий и соединяет в себе, с одной стороны, новаторские методы, модели и средства синтеза проектных решений, а с другой – нацеленность на соблюдение всех действующих жестких норм и стандартов.

В дальнейшем предложенные разработки планируются применить к различным инновационным изделиям.

Список литературы

1. Carolan M. Crippling Test of a Budd M-1 Passenger Railcar: Test and Analysis Results / M. Carolan, B. Perlman, D. Tyrell, J. Gordon // Proceedings of the 2014 Joint Rail Conference, JRC2014-3824, April 2014. – 11 p.
2. Baykasoglu C. Numerical static and dynamic stress analysis on railway passenger and freight car models / C. Baykasoglu // International Iron & Steel Symposium, 02-04 April 2012, Karabük, Türkiye – P. 579–586.
3. Liana P. Finite Element Analysis and Full-Scale Testing of Locomotive Crashworthy Components / P. Liana, R. Stringfellow, R. Mayville // American Society of Mechanical Engineers, Paper No. JRC2013-2546, April 2013. – 51 p.
4. Сенько В. И. Методологические основы расширенных прочностных и динамических исследований при испытаниях длиннобазных платформ / В. И. Сенько, С. В. Макеев, А. Д. Чепурной, А. В. Литвиненко, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, Н. А. Ткачук, М. А. Чубань // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків : НТУ "ХПІ", 2015. – № 1. – С. 67–81.
5. Чепурной А. Д. Решение задач анализа и синтеза сложных пространственных тонкостенных конструкций / А. Д. Чепурной В. И. Сенько, С. В. Макеев, А. В. Литвиненко, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, Н. А. Ткачук, М. А. Бондаренко // Вестник БелГУТа: Наука и Транспорт. – 2017. – в печати.
6. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ВНИИЖТ-ГосНИИВ, 1996. – 319 с.
7. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам: ГОСТ 33211-2014. – [Действует от 01-07-2016]. – М.: Стандартинформ, 2016. – 53 с. – (Межгосударственный стандарт).
8. Ткачук Н. А. Конечные-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н. А. Ткачук, Г. Д. Грищенко, А. Д. Чепурной, Е. А. Орлов, Н. Н. Ткачук // Механіка та машинобудування. – 2006. – № 1. – С. 57–79.

References (transliterated)

1. Carolan M., Perlman B., Tyrell D., Gordon J. Crippling Test of a Budd M-1 Passenger Railcar: Test and Analysis Results. *Proceedings of the 2014 Joint Rail Conference*, JRC2014-3824, April 2014, 11 p.
2. Baykasoglu C. Numerical static and dynamic stress analysis on railway passenger and freight car models. *International Iron & Steel Symposium*, 02-04 April 2012, Karabük, Türkiye, pp. 579–586.
3. Liana P., Stringfellow R., Mayville R., Finite Element Analysis and Full-Scale Testing of Locomotive Crashworthy Components *American Society of Mechanical Engineers*, Paper No. JRC2013-2546, April 2013, 51 p.
4. Senko V. I., Makeev S. V., Chepurnoy A. D., Litvinenko A. V., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Tkachuk N. A., Chuban M. A. *Metodologicheskie osnovy i rasshirennykh prochnostnykh i dinamicheskikh issledovaniy pri ispytaniyakh dlinnobaznykh platform mehanika ta mashinobuduvannya* [Methodological basis of extended strength and dynamic studies in tests long wheelbase platforms] *Mehanika ta mashinobuduvannya*. [Mechanics and Mechanical Engineering]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 1, pp. 67–81.
5. Chepurnoy A. D., Senko V. I., Makeev S. V., Litvinenko A. V., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Tkachuk N. A., Bondarenko, M. A. *Resheniye zadach analiza i sinteza slozhnykh prostanstvennykh tonkostennykh konstruktsey* [Solving the problems of analysis and synthesis of complex spatial thin-walled structures]. *Vestnik BelGUTa: Nauka i Transport* [Bulletin of the Belarusian State University of Transport: Science and transport]. 2017. v pechati.
6. *Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnykh)* [Norms for analysis and design of MRW wagons for 1520 mm gauge railways]. Moscow, VNIIZhT-GosNIIV Publ., 1996. 319 p.
7. *GOST 33211-2014* [Deystvuet ot 01-07-2016] *Vagonyi gruzovyye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam* [Developing from 01-07-2016. Freight cars. Requirements for strength and dynamic qualities]. Moscow, Standartinform Publ., 2016.
8. Tkachuk N. A., Gritsenko G. D., Chepurnoy A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. *Konechno-elementnyye modeli elementov slozhnykh mehanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya* [Finite element models of complex mechanical systems elements: technology of automated generation and parameterized descriptions] *Mehanika ta mashinobuduvannya*. [Mechanics and Mechanical Engineering]. Kharkov NTU "KhPI" Publ., 2006, no.1, pp. 57–79.

Поступила (received) 05.06.2017

Інноваційні вироби: розробка, дослідження, оптимізація / М. А. Ткачук, А. Д. Чепурний, Р. І. Шейченко, Р. В. Граборов, М. О. Бондаренко, М. С. Саверська, Є. О. Луньов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 153–159. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Инновационные изделия: разработка, исследования, оптимизация / Н. А. Ткачук, А. Д. Чепурной, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, М. А. Бондаренко, М. С. Саверская, Е. А. Лунев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 153–159. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Innovative products: development, research, optimization / М. А. Tkachuk, А. D. Chepurnoy, R. I. Sheychenko, R. V. Graborov, М. О. Bondarenko, М. Saverska, Е. Lunyov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 153–159. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Ткачук Николай Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", заведующий кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola – doctor of technical sciences, professor, National Technical University "Kharkiv polytechnic institute", Chief of the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Чепурний Анатолій Данилович – доктор технічних наук, професор, директор з науково-технічного розвитку "КК "РейлТрансХолдинг", Москва;

Чепурной Анатолий Данилович – доктор технических наук, профессор, директор по научно-техническому развитию "УК "РэйлТрансХолдинг", Москва;

Chepurnoy Anatoly – Doctor of Technical Sciences, professor, Director of Scientific and Technological Development "UK "RailTransHolding", Moscow.

Шейченко Роман Ігорович – головний конструктор проекту вагонів-цистерн ТОВ Науково-інженерний центр КК "РейлТрансХолдинг", Маріуполь.

Шейченко Роман Игоревич – главный конструктор проекта вагонов-цистерн ООО Научно-инженерный центр УК "РэйлТрансХолдинг", Мариуполь.

Sheychenko Roman – chief designer of the tank-car project at the JSC "Science Engineering Center UK" RailTransHolding", Mariupol.

Граборов Роман Вікторович – начальник групи технічних розрахунків ТОВ Науково-інженерний центр КК "РейлТрансХолдинг", Маріуполь.

Граборов Роман Викторович – начальник группы технических расчетов ООО Научно-инженерный центр УК "РэйлТрансХолдинг", Мариуполь.

Graborov Roman – chief of technical calculations group of the JSC "Science Engineering Center UK" RailTransHolding", Mariupol.

Бондаренко Марина Олександрівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Бондаренко Марина Александровна – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", аспирант теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Bondarenko Maryna – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", postgraduate student at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", викладач-стажист кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01.

Саверская Мария Сергеевна – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", преподаватель-стажер кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01.

Saverska Marija – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", trainee teacher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.

Луньов Євген Олександрович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", здобувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01.

Лунев Евгений Александрович – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", соискатель кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01.

Lunyov Eugene – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", applicant at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.

А. В. УСТИНЕНКО, Р. В. ПРОТАСОВ, С. В. АНДРИЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПО ВЫСОТЕ ЗУБА В ПЕРЕДАЧАХ С ЭВОЛЮТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

У статті розглядається процес зацеплення зубів в евольвентній передачі і зміна контактної тиску, що виникає при цьому, по висоті зуба з урахуванням однопарного та двопарного зацеплення. За отриманими раніше геометричними та твердотільними моделями побудовано скінченно-елементну модель зубчастого сектора. Побудовано графіки контактних тисків по висоті зуба з урахуванням пересопряження. Також отримані напруження по Мізесу, що виникають в глибині зуба. Аналіз результатів розрахунку показав, що зона однопарного зацеплення з високими контактними тисками у евольвентній передачі вище, ніж у евольвентної. Однак на периферії головки і ніжки зуба контактні тиски істотно нижче, ніж у евольвентної передачі.

Ключові слова: контактний тиск, евольвентне зацеплення, приведений радіус кривизни, метод скінченних елементів.

В статье рассматривается процесс зацепления зубьев в эвольвентной передаче и изменение возникающих при этом контактных давлений по высоте зуба с учетом однопарного и двупарного зацепления. По полученным ранее геометрическим и твердотельным моделям построена конечно-элементная модель зубчатого сектора. Построены графики контактных давлений по высоте зуба с учетом пересопряжения. Также получены напряжения по Мизесу, возникающие в глубине зуба. Анализ результатов расчета показал, что зона однопарного зацепления с высокими контактными давлениями у эвольвентной передачи выше, чем у эвольвентной. Однако на периферии головки и ножки зуба контактные давления существенно ниже, чем у эвольвентной передачи.

Ключевые слова: контактные давления, эвольвентное зацепление, приведенный радиус кривизны, метод конечных элементов.

The article discusses the process of teeth meshing in the involute gear and the resulting contact pressures on the height of the tooth, taking into account one-pair and two-pair gearing. Based on the previously obtained geometric and solid models, a finite-element model of the tooth sector is constructed. The graphs of contact pressures on the height of the tooth are constructed with allowance for over-coupling. Also, stresses along the von Mises formed in the depth of the tooth were obtained. Analysis of the calculation results showed that the zone of single-pair meshing with high contact pressures in the involute gear is higher than in the involute gear. However, at the periphery of the tooth addendum and dedendum, the contact pressures are significantly lower than in involute gear.

Keywords: contact pressure, involute meshing, reduced radius of curvature, finite element method.

Введение. Актуальность задачи. Повышения контактной прочности зубчатой передачи можно достичь путем увеличения ее размеров либо повышением приведенного радиуса кривизны, то есть применяя выпукло-вогнутый контакт зубьев (ВВК).

Очевидно, что первый путь приводит к негативным последствиям – увеличению массы и габаритов приводов машин. В тоже время применение ВВК является весьма перспективным. Поэтому последние 70 лет ведутся интенсивные работы по созданию новых видов зацеплений с выпукло-вогнутым контактом зубьев, в частности эвольвентное зацепление, предложенное А. И. Павловым. В монографии [1] и работах [2, 3] подробно рассмотрены методы синтеза исходных контуров и геометрии эвольвентных зацеплений, однако оценка их качественных показателей и нагрузочной способности выполнена только ориентировочно. Поэтому их подробное исследование является важной научно-практической задачей.

1. Моделирование процесса работы эвольвентного зацепления. Контактная прочность в зубчатом зацеплении является одним из факторов, определяющим работоспособность передачи. На возникающее в процессе работы контактное выкрашивание зуба влияет несколько параметров: приведенный радиус кривизны, относительная скорость скольжения, смазка и т.д. В традиционных эвольвентных передачах контактное выкрашивание происходит в зоне ниже полюса зацепления [4]. Новые перспективные зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением, имеющие выпукло-вогнутый контакт, позволяют снизить контактные давления в полюсе зацепления. Однако рассматриваемые передачи в приполюсной зоне имеют двояковыпуклый контакт (ДВК), а на ножке и головке зуба – выпукло-вогнутый. Очевидно, что пересопряжение зубьев в процессе работы передачи существенно влияет на значение контактных давлений на каждом из зубьев [6–8].

Для подробного исследования данной задачи необходимо построить трехмерную твердотельную модель пары зубчатых колес. Затем, опираясь на возможности современных САЕ-систем, провести анализ напряженно-деформированного состояния (НДС), что позво-

лит: 1) определить контактные давления по высоте зуба с учетом многопарности зацепления; 2) определить напряжения по Мизесу в глубине зуба; 3) построить график зависимости контактных давлений от высоты зуба.

2. Подготовка модели к расчету. Для моделирования работы зубчатого зацепления был взят сектор шестерни и колеса с количеством зубьев, равным 5. Толщина обода зубчатых колес составила 2 модуля. Такая твердотельная геометрическая модель при расчете контактной задачи даст адекватные результаты с невысокими затратами вычислительной мощности компьютера [9].

Для расчета использовалась пара зубчатых колес с такими параметрами: число зубьев шестерни – 32, число зубьев колеса – 33, модуль 5 мм, ширина венца 15 мм, коэффициент разности эвольвентной передачи k равен 5, угол зацепления в полюсе – 15 градусов, крутящий момент – 280 Н·м.

На рис. 1 показан общий вид расчетной модели, а на рис. 2 – зоны контакта на одном из трех зубьев, которые будут рассчитаны.

Также в контактной паре было создано отдельное тело в виде полуцилиндра (рис. 3). При создании конечно-элементной модели это позволит уменьшить размер сетки в зоне контакта, не затрагивая при этом остальную часть зубчатой пары.

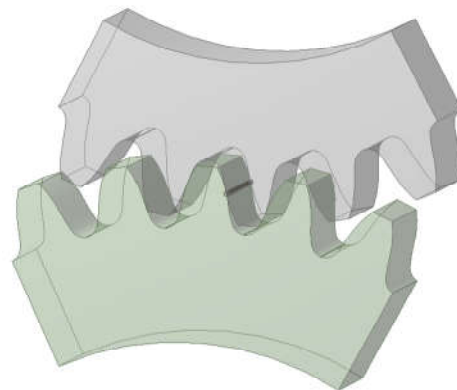


Рис. 1 – Расчетная модель зубчатого зацепления

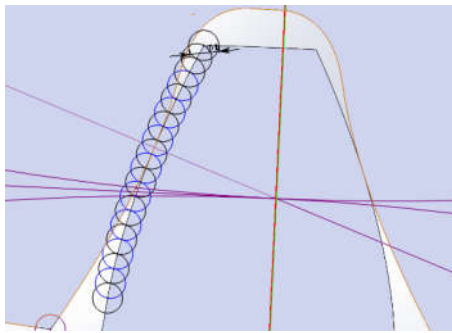


Рис. 2 – Расчетные зоны контакта на рабочей поверхности зуба

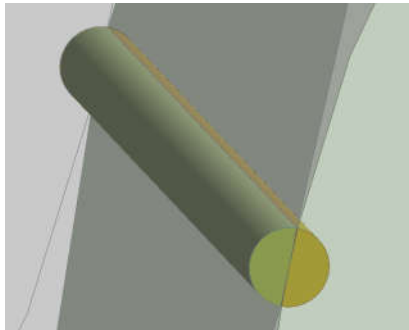


Рис. 3 – Зона контакта, выделенная отдельными твердыми телами

3. Построение конечно-элементной модели. Тип конечно-элементной сетки, примененный к контактирующим телам – hex dominant, размер элемента – 0,1 мм (рис 4); для остальной части модели тип конечных элементов – tetrahedrons с размером элемента 1 мм (рис. 5).

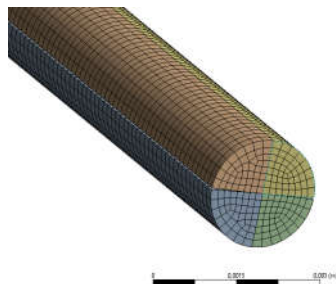


Рис. 4 – Конечно-элементная сетка контактирующей пары тел

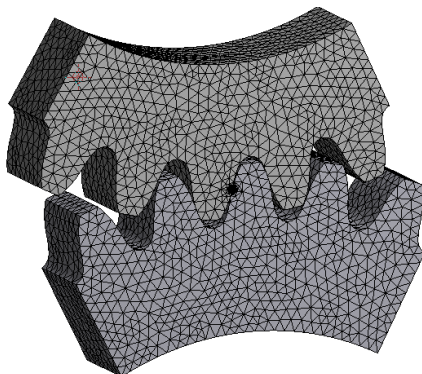


Рис. 5 – Конечно-элементная сетка зубчатой пары

На рис. 6 показана совместная конечно-элементная сетка исследуемой модели.

Для расчета НДС к ступице шестерни был приложен крутящий момент, а ступица колеса была жестко зафиксирована. После первого расчета зубчатая пара поворачивалась на заданный угол и проводился новый расчет; всего

было вычислено 19 положений, что является достаточным для общей оценки НДС зубчатой передачи. Расчет проводился в программном комплексе ANSYS Workbench.

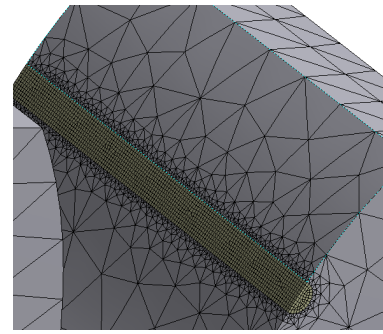


Рис. 6 – Совместная конечно-элементная сетка зуба колеса

4. Результаты расчета контактных давлений в передаче с эвольвутным зацеплением приведены в табл. 1.

Для сравнительного анализа полученных данных был проведен расчет аналогичной эвольвентной передачи. Результаты расчета приведены в табл. 2

Таблица 1 – Контактные давления в зубьях эвольвентной передачи при ее работе

Положение	Контактное давление в первом зубе, МПа	Контактное давление во втором зубе, МПа	Контактное давление в третьем зубе, МПа
1	470	300	0
2	480	210	0
3	443	200	0
4	407	218	0
5	364	240	0
6	309	326	0
7	226	393	0
8	223	461	0
9	0	727	0
10	0	800	0
11	0	847	0
12	0	855	0
13	0	834	0
14	0	768	0
15	0	470	200
16	0	368	250
17	0	280	347
18	0	215	408
19	0	220	465

Таблица 2 – Контактные давления в зубьях эвольвентной передачи при ее работе

Положение	Контактное давление в первом зубе, МПа	Контактное давление во втором зубе, МПа	Контактное давление в третьем зубе, МПа
1	2	3	4
1	800	520	0
2	550	500	0
3	554	510	0
4	556	530	0
5	544	553	0
6	526	541	0
7	518	552	0

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
8	527	592	0
9	480	574	0
10	680	588	0
11	0	765	0
12	0	785	0
13	0	766	0
14	0	581	560
15	0	560	550
16	0	565	550
17	0	536	550
18	0	522	551
19	0	577	577

На рис. 7 показаны напряжения по Мизесу в одном из расчетных положений.

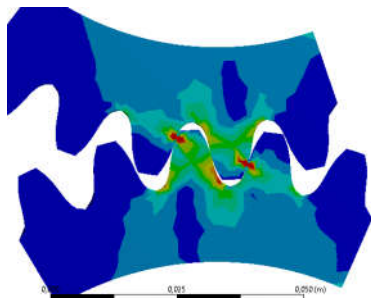


Рис. 7 – Напряжения по Мизесу в одном из рабочих положений зубчатой пары

На рис. 8 приведен график зависимости контактных давлений по высоте зуба. Высота зуба показана в относительных единицах.

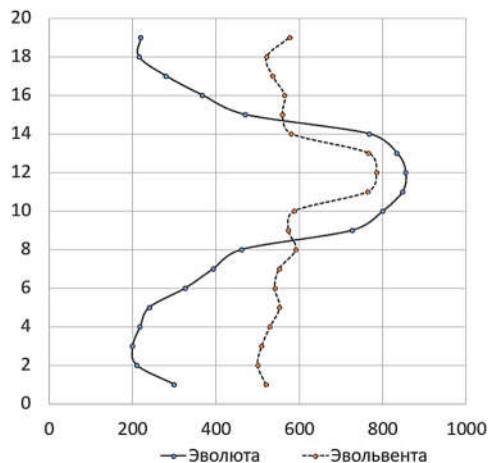


Рис. 8 – Контактные давления по высоте зуба в передачах с эвольвентным и эвольвентным зацеплением

Как видно из графиков, зона однопарного зацепления и, соответственно, зона высоких контактных давлений у эвольвентной передачи выше, чем у эвольвентной.

Сопоставим графики удельной скорости скольжения со значениями контактных давлений по высоте зуба для эвольвентной передачи (рис. 9) и для аналогичной эвольвентной (рис. 10).

Анализ графиков (рис. 9–10) показывает, что зона высоких контактных давлений у эвольвентной передачи в значительной мере совпадает с зоной высокой удельной скорости скольжения. В эвольвентной передаче данная комбинация также совпадает, однако за счет меньшей

зоны однопарного зацепления и меньших контактных давлений эти показатели играют менее важную роль, чем в эвольвентном зацеплении. В свою очередь головка и ножка зуба эвольвентной передачи, наряду с меньшими контактными давлениями, испытывает меньшую удельную скорость скольжения, что приведет к более высокому КПД и меньшему износу рабочей поверхности зуба. Такие свойства эвольвентного зацепления могут быть более эффективными в косозубой передаче либо при модификации профиля зуба, предложенной в работе [7].

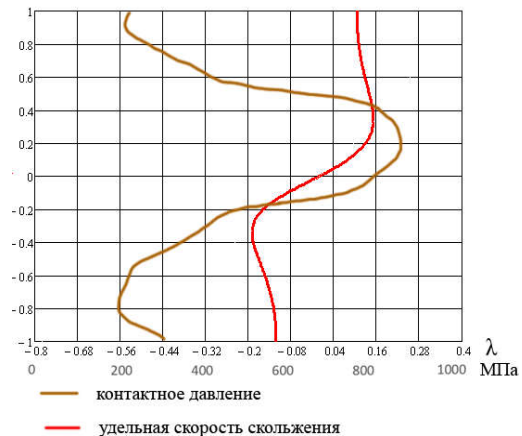


Рис. 9 – Контактное давление и удельная скорость скольжения в эвольвентной передаче

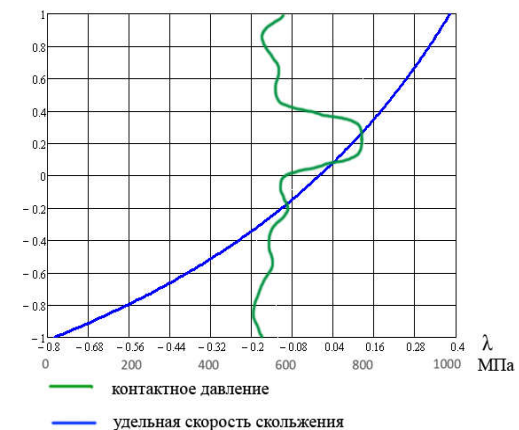


Рис. 10 – Контактное давление и удельная скорость скольжения в эвольвентной передаче

Выводы:

1. Построена твердотельная параметрическая модель эвольвентной зубчатой пары, а на основании упрощенной геометрии построена КЭ модель.

2. Выполнен анализ НДС эвольвентного зуба, определены контактное давление и эквивалентные напряжения по Мизесу при перемещении линии контакта по высоте зуба.

3. Анализ результатов расчета показал, что зона однопарного зацепления с высокими контактными давлениями у эвольвентной передачи выше, чем у эвольвентной с аналогичными конструктивными параметрами.

4. Отметим, что зона однопарного зацепления в эвольвентной передаче практически совпадает с зоной ДВК, что негативно сказывается на контактной прочности околополюсной зоны. Однако на периферии головки и ножки зуба контактные давления существенно ниже, чем у эвольвентной передачи.

5. Полученные результаты еще раз подчеркивают актуальность дальнейших исследований предложенной в [7] модификации эвольвентного профиля в приполюсной зоне, которая обеспечивает отсутствие зоны ДВК

Список литературы

1. Павлов А. И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с.
2. Павлов А. И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2003. – Вып. 5. – С. 103–106.
3. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Построение рабочих профилей зубьев эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – № 19. – С. 124–128.
4. Трубин Г. К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Машгиз, 1962. – 403 с.
5. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2011. – № 29. – С. 154–164.
6. Протасов Р. В., Устиненко А. В., Кротенко Г. А., Сериков В. И. Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах // Вісник НТУ "ХПИ": 36. наук. праць. Сер. "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2012. – № 36. – С. 127–131.
7. Протасов Р. В. Исследование приведенного радиуса кривизны в эволютных передачах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – № 1. – С. 37–43.
8. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Исследование приведенного радиуса кривизны и контактных напряжений в односторонних непарных эволютных передачах // Вестник СевНТУ: Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Механика, энергетика, экология". – Севастополь, 2011. – № 120. – С. 64–69.
9. Бруйака В. А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Учебное пособие. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.
3. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Postroenie rabochikh profilej zub'ev evolutnykh peredach [Construction work profile evolutive gear teeth]. *Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Mashinovedenie i SAPR"* [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers. Knowledge about machines and CAD]. Kharkov, 2010, no. 10, pp. 124–128.
4. Trubin G. K. Kontaktnaya ustalost' materialov dlya zubchatikh kole [Contact fatigue materials for gears]. Moscow, Mashgiz Publ., 1962. 530 p.
5. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Postroenie perekhodnoi krivoi zub'ev evolutnykh peredach [Construction of transition curve evolutive gear teeth]. *Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Problemi mekhanicheskogo privoda"* [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers "Mechanical Drive Problems"]. Kharkov, 2010, no. 27, pp. 148–153.
6. Protasov R. V., Ustinenko A. V., Krotenko G. A., Serikov V. I. Issledovanie skorosti skolzheniya profilej zub'ev v evolutnykh peredachakh [Research profiles of teeth sliding speed evolutive gears]. *Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Problemi mekhanicheskogo privoda"* [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers "Mechanical Drive Problems"]. Kharkov, 2012, no. 36, pp. 127–131.
7. Protasov R. V. Issledovanie privedennogo radiusa krivizny v evolutnykh peredachakh [The study reduced radius of curvature in the evolutive gears]. *Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Mashinovedenie i SAPR"* [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers. Knowledge about machines and CAD]. Kharkov, 2010, no. 1, pp. 37–43.
8. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Issledovanie privedennogo radiusa krivizny i kontaktnykh napryazhenij v odnostoronnykh neparnykh evolutnykh peredachakh [The study reduced radius of curvature and contact stresses in one-sided unpaired evolutive gears]. *Vestnik SevNTU, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Mekhanika, energetika, ekologiya"* [Bulletin of the SevNTU, Coll. of scientific papers. Mechanics, energy, ecology]. Sevastopol, 2011, no. 120, pp. 64–69.
9. Bruyaka V. A. *Ingenerniy analiz v ANSYS Workbench. Uchebnoye posobie* [Engineering analysis in the ANSYS Workbench. Tutorial]. Samara, Samar. gos. tekhn. universiteta Publ., 2010. 271 p.

References (transliterated)

Поступила (received) 12.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження контактних напружень по висоті зуба у передачах з еволютним зацепленням / О. В. Устиненко, Р. В. Протасов, С. В. Андрієнко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2017. – № 25 (1247). – С. 160–163. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Исследование контактных напряжений по высоте зуба в передачах с эволютным зацеплением / А. В. Устиненко, Р. В. Протасов, С. В. Андрієнко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2017. – № 25 (1247). – С. 160–163. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Research of contact stress by height of tooth in gears with evolutive meshing / A. V. Ustinenko, R. V. Protasov, S. V. Andrienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 160–163. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Протасов Роман Васильович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший викладач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Протасов Роман Васильевич – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший преподаватель кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Protasov Roman Vasylyevich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Андрієнко Сергій Володимирович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, викладач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Андрієнко Сергей Владимирович – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, преподаватель кафедры инженерной и компьютерной графики; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Andrienko Sergej Vladimirovich – Kharkov National Automobile and Highway University, Lecturer at the Department of engineering and computer graphics; tel.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

В. Л. ЧЕРНЫШЕВ**АНАЛИЗ ДИНАМИКИ НЕГОЛОНОМНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ МЕТОДОМ ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ**

У статті розглянуті приклади переходу голономних систем у неголономні, показано, що ознакою переходу є зміна числа ступенів рухливості і виникнення інтенсивних динамічних навантажень. На прикладі моделювання перехідних процесів у силовій передачі танка Т-64Б, викладений аналітичний метод, що дозволяє застосування стандартної процедури рішення систем диференціальних рівнянь Рунге-Кутта для розрахунку динаміки неголономних механічних систем – метод динамічного стану. Показано, що причиною підвищених вібрацій корпусу танка Т-64Б, при русі на сьомій передачі є автоколивання блокуючого фрикційного пристрою ФЗ.

Ключові слова: метод динамічного стану, танк Т-64Б, двигун 5ТДФ, силова передача, обертові моменти, динаміка, кутові швидкості і прискорення.

В статье рассмотрены примеры перехода голономных систем в неголономные, показано, что признаком перехода является изменение числа степеней свободы и возникновение интенсивных динамических нагрузок. На примере моделирования динамики переходных процессов в силовой передаче танка Т-64Б, изложен аналитический метод, позволяющий применение стандартной процедуры решения систем дифференциальных уравнений Рунге-Кутты для расчета динамики неголономных механических систем – метод динамического состояния. Показано, что причиной повышенных вибраций корпуса танка Т-64Б, при движении на седьмой передаче являются автоколебания блокирующего фрикциона ФЗ.

Ключевые слова: метод динамического состояния, танк Т-64Б, двигатель 5ТДФ, силовая передача, крутящие моменты, динамика, угловые скорости и ускорения.

The article describes the examples of the transition holonomic systems in non-holonomic, it is shown that the sign of transition is the change in the number of degrees of freedom and the emergence of intensive dynamic loads. For example, the simulation of the dynamics of transient processes in the power transmission of the MBT T-64B is described an analytical method that allows the use of standard procedures of solving systems of differential equations Runge-Kutta method to calculate the non-holonomic mechanical systems – a method of dynamic condition. It is shown that the reason of increased vibration of the chassis of the MBT T-64B, when driving in seventh gear are self-locking friction clutches F3.

Keywords: method of dynamic condition, MBT T-64B, the 5TDF engine, power transmission, torque, dynamics, angular velocity and acceleration.

Введение. Харьковская школа танкостроения, возглавляемая А. А. Морозовым, оставила заметный след в мировой истории военно-гусеничных машин, создав легендарный Т-34 и его последователей Т-44, Т-54 и Т-64.

Каждый новый танковый проект воплощает в себе самые современные научно-технические достижения, но и вызывает появление новых проблем.

Разработчики военной техники любого государства всегда скрывают возникающие проблемы от своих конкурентов, а пути их решения – "берегут, как зеницу ока".

В советские времена, конкурентная борьба между танковыми КБ Харькова, Ленинграда и Нижнего Тагила носила очень жесткий характер, а общее руководство, в лице Министерства оборонной промышленности, Оборонного отдела ЦК КПСС и Военно-промышленной комиссии при Совете Министров СССР, пыталось решать возникающие вопросы общими усилиями (единым "колхозом") с помощью ведущих институтов ВНИИТрансмаш (г. Ленинград), НИИД, НИИ Стали (г. Москва) и др. Это обстоятельство заставляло руководство всех трех ведущих танковых КБ искать свои пути решения возникающих проблем, не предавая их широкой огласке.

Научно-техническая проблема – это совокупность (группа) взаимосвязанных практических задач, возникающих на определенном уровне (ступени) познаний, которые не могут быть решены с помощью известных на текущий момент времени теориями и практическим опытом. Они требуют проведения целенаправленных теоретических и экспериментальных работ для получения качественно нового знания и практического опыта, которые воплощаются в создании конкурентно способных образцов техники, технологий и материалов.

В 60-е годы XX века большой проблемой советского танкостроения стал двигатель 5ТДФ, на доводку которого и освоение серийного производства, по словам Н. К. Рязанцева [1], было затрачено около 1 млрд. долларов. Разработка и постановка на серийное производство танка Т-64 и двигателя 5ТДФ на харьковском

"Заводе имени Малышева" дали хороший опыт для работников ХКБМ и ХКБД. В 80-е годы, при разработке перспективного советского танка "Молот", он был полностью востребован и дополнен новыми задачами:

- разработка аналитических методов анализа конструктивных решений силовых передач на ранних стадиях проектирования и оценка их эффективности [2];
- обоснование структуры, отработка и согласование сигналов танковой информационной управляющей системы (ТИУС) потребовали разработку общей комплексной аналитической модели всего танка [3].

Актуальность работы. Разработка аналитических методов, обеспечивающих численное интегрирование функции, имеющих разрыв первого рода (ударные нагрузки), совместные низко и высокочастотные переходные процессы, стандартными процедурами Рунге-Кутты, является актуальным. Они позволяют, используя существующее программное обеспечение, построить математические модели составных систем танка, как неголономной механической системы с переменным числом степеней свободы, которые позволяют на ранних стадиях разработки оценивать эффективность принимаемых решений и повышают вероятность конечного успеха.

Цель работы:

1. Рассмотреть особенности перехода голономных механических систем в неголономные.
2. На примере силовой передачи танка Т-64Б, изложить основы метода динамического состояния (МДС).
3. Используя МДС, показать влияние двигателя и алгоритмов управления движением танка на нагруженность зубчатых передач трансмиссии в объектовых условиях при разгоне на горизонтальном участке сухой грунтовой дороге.

1. Неголономные механические системы. Определение: "Система называется неголономной, если некоторые из наложенных на нее связей не могут быть

выражены в конечной форме, но выражаются аналитически дифференциальными соотношениями..." [4].

Движение неголономных систем изучают с помощью специальных уравнений (уравнения Чаплыгина, Аппеля) или уравнений, получаемых из дифференциальных вариационных принципов механики [5].

Рассмотрим два примера.

Пример 1. Балка, с изгибной жесткостью EJ , на которой находится цилиндр массой m (рис. 1). Если рассматривается статическая задача, то это простая задача сопромата.

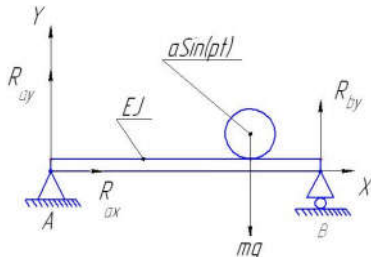


Рис. 1 – Пример 1. Изгиб балки

Если рассматривать динамику данной системы, задавая гармонический закон перемещения центра тяжести цилиндра, то конечный результат (максимальный прогиб балки) определяется соотношениями между EJ , m и параметрами a , p (инерционные составляющие нагрузки). Это уже неголономная система и решение ее представляет сложную задачу.

Именно к такой задаче сводится одна из ключевых проблем современного танкостроения – проблема взаимодействия гусеничного движителя с деформируемым грунтом, которая остро проявилась за рубежом в 70-е годы при разработке единого танка НАТО MBT-70 и в СССР при сравнительных испытаниях танков Т-64, Т-72 и Т-80 ("Звездные бег"). В 80-е она повторилась при разработке последнего советского танка "Молот" (изд. 477, заказ 6919).

Решение данной проблемы позволяет учесть взаимосвязь между массой танка, конструкцией ходовой части, режимом движения и реологическими свойствами грунта и их влияние на нагруженность элементов ходовой части, силовой передачи (момент сопротивления вращению ведущих колес – выходных звеньев трансмиссии) и эргонометрические характеристики членов экипажа.

При пробое подвески, утыкании балансира в упор, накладывается кинематическая и силовая связь, уменьшающая степень подвижности всей машины на единицу, при этом возникает удар на корпус до 900 кН (рис. 2).

В неголономных системах, при изменении числа степеней свободы, возникают интенсивные ударные нагрузки.

Попытки решить данную проблему, представляя машину как голономную систему и используя уравнение Лагранжа для описания ее динамики, – является неприемлемым.

Пример 2. Баллистика снаряда.

При движении снаряда по нарезному каналу ствола (внутренняя баллистика, рис. 3) снаряд совершает поступательное движение – за счет пороховых газов и вращательное за счет нарезов. Поскольку закон изменения шага резьбы известен, то снаряд имеет одну степень свободы, одну обобщенную координату – продольное перемещение по каналу ствола.

При вылете снаряда из ствола (внешняя баллистика, рис. 4), он приобретает шесть степеней свободы. При этом наблюдается интересная особенность: вектор

скорости снаряда не совпадает с осью канала ствола. Что его изменяет – вопрос открытый.

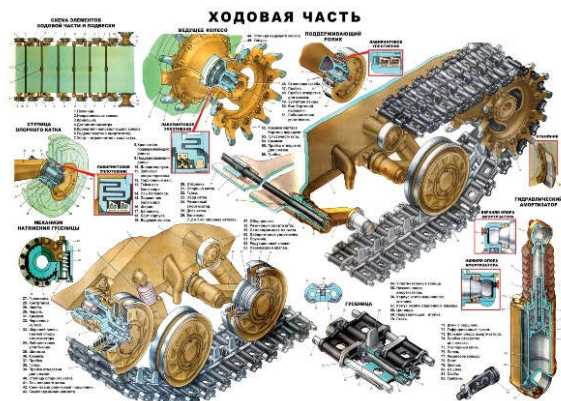


Рис. 2 – Ходовая часть танка – неголономная механическая система

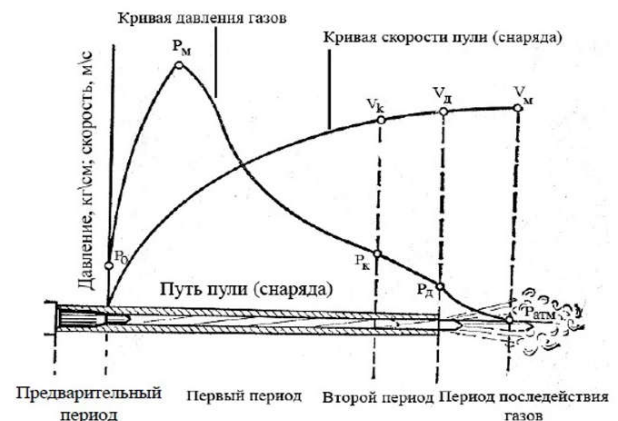


Рис. 3 – Внутренняя баллистика снаряда

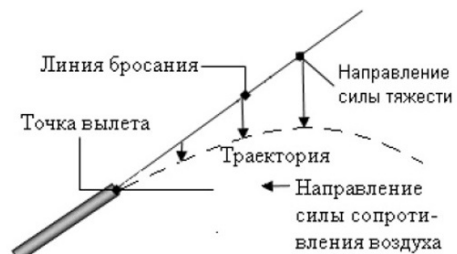


Рис. 4 – Внешняя баллистика снаряда

Рассмотренные примеры показывают, что характерной особенностью неголономных систем является изменение числа степеней свободы (обобщенных координат) и возникновение ударных нагрузок.

2. Метод динамического состояния. В начале 80-х годов XX века, при стендовых испытаниях опытной шести скоростной бортовой коробки передач (БКП) танка "Молот" (начальник отдела А.М. Завадский), при нагрузке 80% от номинальной мощности двигателя, произошло разрушение опор качения сателлитов одного из планетарных рядов. Характер разрушения, раскалывание наружного кольца, свидетельствовал о возникновении в системе ударной нагрузки, значительно превосходящей статическую грузоподъемность подшипника.

Расчет динамики переходных процессов в БКП, выполненный ВНИИТрансмашем по методике [6], представляющей силовую передачу танка как голономную систему, исключал появление нагрузок подобного уровня.

В качестве резервного варианта шести скоростной БКП выступала бортовая электромеханическая транс-

миссия (проект "ЭТА" [2]), которая разрабатывалась совместно ХКБМ и МЭИ. Ее отличительной особенностью был двух роторный электроблок (ЭБ), с пропускной способностью 450 кВт. Учитывая управляющие воздействия и высокочастотные переходные процессы в электрических цепях ЭБ, период которых измерялся в миллисекундах, низкочастотные переходные процессы в дизеле и механической части трансмиссии, периоды которых на несколько порядков превышали электрические, высокую пропускную мощность, малые габариты, и значительные тепловыделения, остро встал вопрос о совместимости электрической и механической ветвей передачи мощности, тепловыделениях и рациональных законах управления.

Математические модели ЭБ и планетарной трансмиссии, без учета режима переключения передач, в отдельности работали удовлетворительно, но вместе – наступал сбой из-за невыполнения точности интегрирования (признак количества делений первоначального шага интегрирования превышал десяти $1/hf=11$).

В период с 1984 по 1986 гг. под руководством проф., д.т.н. П.Н. Иванченко (ВНИИТрансмаш) был разработан метод динамического состояния (МДС), как дальнейшее развитие метода обобщенных параметров [7].

Рассмотрим МДС на примере силовой передачи танка Т-64Б [8] (рис. 5).

Силовая передача танка Т-64Б включает две бортовых коробки передач, каждая из которых имеет 5 планетарных рядов (ПР) и 6 фрикционных устройств (ФУ), что дает ей шесть степеней свободы. Для обеспечения прямолинейного движения требуется наложение четырех связей, включение четырех фрикционных устройств (ФУ).

Для описания динамики переходных процессов с помощью МДС введем 13 обобщенных координат: восемь силовых (крутящие моменты на солнечных шестернях ПР) и пять кинематических (ускорения звеньев БКП, которые позволяют описать динамику всех звеньев трансмиссии) (1).

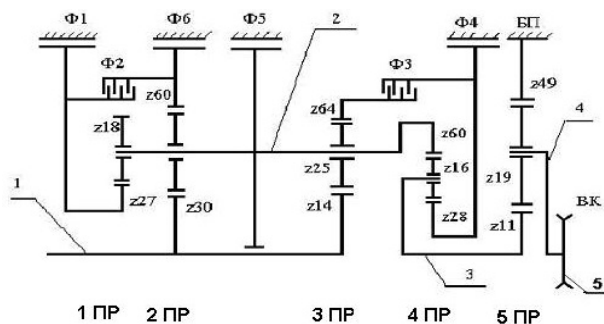


Рис. 5 – Кинематическая схема бортовой коробки передач танка Т-64Б

1. $M_{1d1\text{ лев}}$ – крутящий момент на солнце 1 ПР левой БКП.

2. $M_{1d2\text{ лев}}$ – крутящий момент на солнце 2 ПР левой БКП.

3. $M_{1d3\text{ лев}}$ – крутящий момент на солнце 3 ПР левой БКП.

4. $M_{1d4\text{ лев}}$ – крутящий момент на солнце 4 ПР левой БКП.

5. $\frac{d\omega_{24\text{ лев}}}{dt}$ – угловое ускорение водила 4 ПР левой БКП.

6. $\frac{d\omega_{\text{слв лев}}}{dt}$ – угловое ускорение сложного водила левой БКП.

7. $\frac{d\omega_{\text{ДВС}}}{dt}$ – угловое ускорение дизеля. (1)

8. $\frac{d\omega_{\text{слв прав}}}{dt}$ – угловое ускорение сложного водила правой БКП.

9. $\frac{d\omega_{24\text{ прав}}}{dt}$ – угловое ускорение водила 4 ПР правой БКП.

10. $M_{1d1\text{ прав}}$ – крутящий момент на солнце 1 ПР правой БКП.

11. $M_{1d2\text{ прав}}$ – крутящий момент на солнце 2 ПР правой БКП.

12. $M_{1d3\text{ прав}}$ – крутящий момент на солнце 3 ПР правой БКП.

13. $M_{1d4\text{ прав}}$ – крутящий момент на солнце 4 ПР правой БКП.

Дифференциальное уравнение вращательного движения твердого тела (ij – номер звена силовой передачи) вокруг своей оси имеет вид:

$$J_{ij} \frac{d\omega_{ij}}{dt} = M_{ij\text{ вход}}(t) - M_{ij\text{ выход}}(t) - M_{ij\text{ ном}}(t), \quad (2)$$

где: $M_{ij\text{ вход}}(t)$ – входной момент на ij звене;

$M_{ij\text{ выход}}(t)$ – выходной момент на ij звене;

$M_{ij\text{ ном}}(t)$ – момент потерь на ij звене.

Умножим правую и левую части (2) на текущую угловую скорость звена и получим условие баланса мощности

$$N_{ij\text{ ин}} = N_{ij\text{ вход}}(t) - N_{ij\text{ выход}}(t) - N_{ij\text{ ном}}(t). \quad (3)$$

Понятие коэффициента полезного действия $\eta = N_{ij\text{ выход}}(t)/N_{ij\text{ вход}}(t)$ имеет смысл только при стационарных процессах, когда $\frac{d\omega_{ij}}{dt} \sim 0$.

Особый интерес представляет левая часть (3) – инерционная мощность ij звена.

Произведение $\frac{d\omega_{ij}}{dt} \omega_{ij}$ характеризует интенсивность, динамику переходных процессов.

Экспериментально установлено, что ускорения коленчатого вала двигателя А-57 могут достигать 500 g, при этом коленчатый вал не останавливается и продолжает вращаться.

Критерием интенсивности, динамики переходного процесса выступает инерционная мощность и она может достигать значительных величин.

Составим дифференциальные уравнения подвижных масс БКП, используя принцип Коши.

Масса 1: ДВС и присоединенные к нему звенья правой и левой БКП:

$$J_{\text{ДВС}} \cdot \frac{d\omega_{\text{ДВС}}}{dt} = M_{\text{ДВС акт}} - M_{\text{ДВС хп}} + M_{1d1\text{ лев}} + M_{1d2\text{ лев}} + M_{1d3\text{ лев}} + M_{1d1\text{ прав}} + M_{1d2\text{ прав}} + M_{1d3\text{ прав}}.$$

Масса 2: Сложное водило левой БКП:

$$J_{\text{слв лев}} \cdot \frac{d\omega_{\text{слв лев}}}{dt} + (1 - K_1) \cdot M_{1d1\text{ лев}} + (1 - K_2) \cdot M_{1d2\text{ лев}} + (1 - K_3) \cdot M_{1d3\text{ лев}} + K_4 \cdot M_{1d4\text{ лев}} = -M_{\text{хпкп}} - M_{\phi 5} \cdot \text{Sign}(\omega_{\text{слв лев}}).$$

Масса 3: Водило 4 ПР левой БКП:

$$J_{2d4\text{ лев}\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{2d4\text{ лев}}}{dt} + (1 + K_4) \cdot M_{1d4\text{ лев}} = \\ = -M_{\text{наг лев}} \cdot \frac{1}{(1 - K_5)}.$$

Знаки перед моментами определяются автоматически, в зависимости от направлений потоков мощности.

Фрикционное устройство имеет два условия включения: кинематическое и силовое. В качестве примера рассмотрим условия включения фрикциона Ф1 (рис. 5).

Кинематическое:

$$J_{ДВС\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{ДВС}}{dt} = \omega_{\Phi 1} = \omega_{3d1} = 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{d\omega_{ДВС}}{dt} - (1 - K_1) \cdot \frac{d\omega_{слв лев}}{dt} = 0.$$

Силовое:

$$K_1 M_{1d1\text{ лев}} - M_{\Phi 1\text{ лев}} - M_{\Phi 2\text{ лев}} = 0.$$

Дифференциальные уравнения подвижных масс правой и левой БКП, совместно с уравнениями связей, накладываемыми фрикционными устройствами, включаемыми в зависимости от номера передачи, приводят к системе линейных алгебраических уравнений относительно обобщенных параметров

$$A \cdot Y = B, \quad (4)$$

где: A – матрица динамического состояния;

Y – столбец неизвестных обобщенных параметров (1);

B – столбец правой части.

Решая систему алгебраических линейных уравнений (4), получаем обобщенные кинематические параметры (ускорения, которые используются в подпрограмме FCT стандартной подпрограммы RKGS), и силовые (крутящие моменты, которые включаются в выходной массив подпрограммы OUPR).

Результаты численного интегрирования динамики переходных процессов в силовой передаче танка Т-64Б приведены в работе [8], но по техническим причинам, рисунки 10...13 повторяются дважды. Исправим данные неточности и приведем законы изменения инерционной мощности двигателя и крутящих моментов на солнечных шестернях 1...4 ПР.

3. Моделирование работы трансмиссии танка Т-64Б при разгоне. Приведенные ниже результаты расчетов (рис. 6–11) дополняют работу [8].

На рис. 6 представлена разгонная характеристика танка Т-64Б. Движение осуществляется последовательным переключением передач с I по VII. График наглядно показывает временные интервалы движения на каждой конкретной передаче.

На рис. 7 показан закон изменения инерционной мощности двигателя 5ТДФ, как функции времени. С точки зрения интенсивности переходных процессов, выделяются два участка:

1. $0 < t < 5$ с (движение на I передаче) гармонический закон изменения с амплитудой 8,4 мВт среднее значение равно 0.

2. $25 < t < 35$ с (движение на VII передаче) гармонический закон с амплитудой 2,4 мВт. Среднее значение равно –1,2 мВт.

На рис. 8–11 приведены законы изменения крутящих моментов на солнечных шестернях 1...4 ПР. Особо выделяется 3 ПР и 4 ПР, между которыми находится блокирующий фрикцион Ф3.

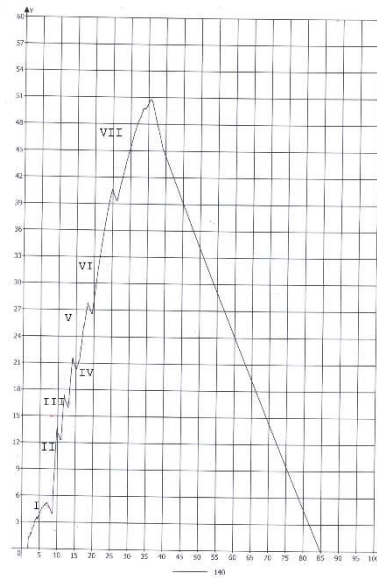


Рис. 6 – Разгонная характеристика танка

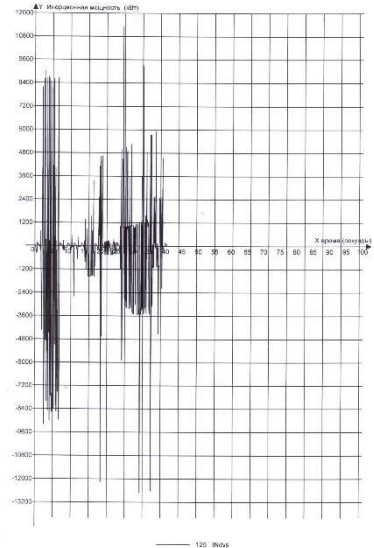


Рис. 7 – Инерционная мощность двигателя

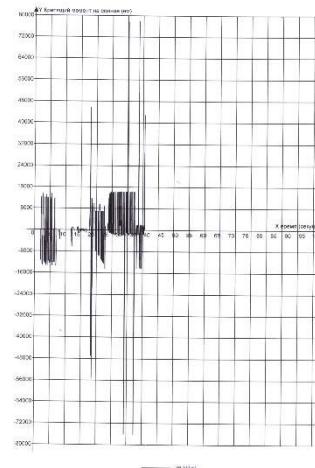


Рис. 8 – Момент на солнце 1 ПР

Обладая недостаточным коэффициентом запаса по крутящему моменту, фрикцион Ф3 срывается (буксует), вызывая автоколебания в системе и нарушая кинематическую связь. На выходном валу трансмиссии (водило 4ПР, рис. 5) возникает высокочастотный вы-

ходной крутящий момент с амплитудой 8 кН·м, причем, выходные валы правой и левой БКП, работают в противофазе за счет рекуперации мощности через выпускной коленчатый вал двигателя 5ТДФ.

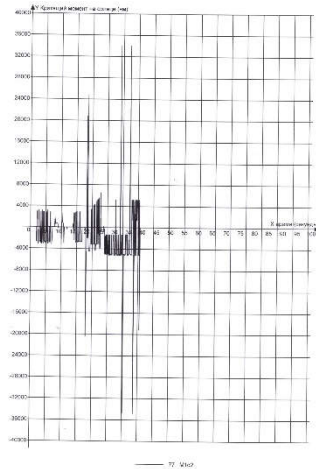


Рис. 9 – Момент на солнце 2 ПР

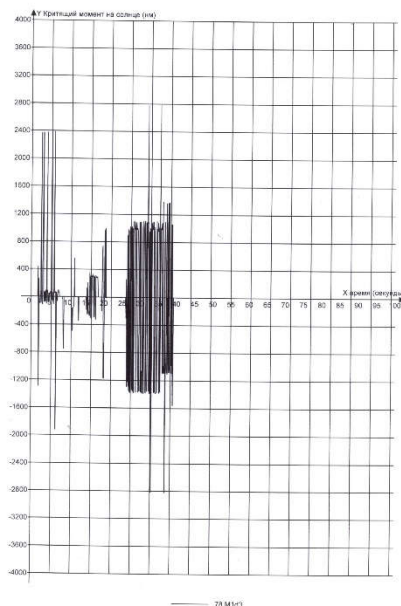


Рис. 10 – Момент на солнце 3 ПР

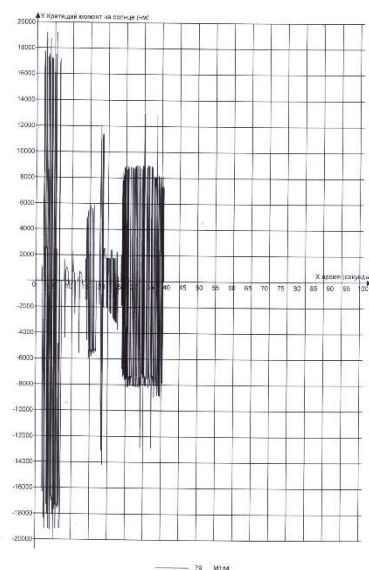


Рис. 11 – Момент на солнце 4 ПР

При эксплуатации танка Т-64Б в войсках установлено, что при движении по дорогам с твердым покрытием, на VII передаче, возникают вибрации корпуса, которые, якобы, вызываются особенностями ходовой части. Проведенные расчеты показывают, что причиной данных вибраций являются автоколебания дисков трения в блокирующем фрикционе Ф3.

Выводы:

1. Отличительной особенностью неголономных механических систем является изменение числа степеней свободы, которое сопровождается интенсивными динамическими нагрузками.

2. Силовая передача танка Т-64Б является сложной механической системой с шестью степенями свободы. Для обеспечения прямолинейного движения необходимо наложить четыре связи, которые являются неголономными, определяются управляющими воздействиями водителя и текущим состоянием силовой передачи.

3. Существующие методы математического моделирования силовых передач в не полной мере отражают конструктивные особенности трансмиссий, алгоритмы управления, действующие кинематические и силовые связи.

4. Разработанная математическая модель силовой передачи и полученные с ее помощью результаты переходных процессов позволяют оценить нагруженность деталей и узлов БКП, уровень потерь мощности, сформулировать требования к системам управления и охлаждения.

5. При движении танка Т-64Б на VII передаче в трансмиссии возникают автоколебания в блокирующем фрикционе Ф3, которые вызывают повышенную вибрацию корпуса.

6. Работа серийной БКП в блоке с двигателями 6ТД-2,3 может привести к разрушению зубьев 1ПР и 2ПР, а также спеканию дисков трения Ф2 и Ф3.

Список литературы

1. Рязанцев Н. К. Моторы и судьбы. О времени и о себе / Рязанцев Н. К. – Х. : ХНАДУ, 2009. – 272 с.
2. Чернышев В. Л. "Проект "ЭТА". Электромеханическая трансмиссия перспективного советского танка "Молот" (изд. 477)" / Чернышев В. Л. // www.bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm.
3. Апухтин Ю. М. Последний рывок советских танкостроителей (дневник участника разработки танка "Боксер") / Апухтин Ю. М. // http://bvtv.info/4ourarticles/bokser/bokser_1.htm
4. Анпель П. Теоретическая механика / Анпель П. Т. 2. – М. : Изд-во Физико-математической литературы, 1960. – 487 с.
5. Добронравов В. В. Основы механики неголономных систем / Добронравов В. В. – М., 1970.
6. Белоутов Г. С. Метод математического моделирования переходных процессов в транспортных гусеничных машинах / Белоутов Г. С. // Вестник бронетанковой техники. 1975. – № 5. – С. 22–24.
7. Исаков П. П. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов. Теория и расчет / Исаков П. П., Иванченко П. Н., Егоров А. Д. – Л. : Машиностроение, 1981. – 302 с.
8. Чернышев В. Л. Исследование динамики силовой передачи танка Т-64Б в режимах разгона и торможения на сухой грунтовой дороге / Чернышев В. Л., Остапчук Ю. А., Шипулин А. А. // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2013 – № 41 (1014). – С. 157–167.

References (transliterated)

1. Ryazantsev N. K. *Motory i sudby. O vremeni i o sebe* [Motors and destinies. About time and about myself]. Kharkov : KhNADU Publ., 2009, 272 p.
2. Chernyshev V. L. "Proekt "ETA". *Elektromekhanicheskaya transmisiya perspektivnogo sovsetskogo tanka "Molot"* (izd. 477) [The project "ETA". Electromechanical transmission of the prospective Soviet tank "Molot" (art. 477)] www.bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm.
3. Apukhtin Yu. M. *Posledniy ryvok sovsetskikh tankostroiteley (dnevnik uchastnika razrabotki tanka "Bokser")* [The last spurt of the Soviet tank builders (a diary of a member of the development of the Boxer tank)]. http://bvtv.info/4ourarticles/bokser/bokser_1.htm

4. Appel' P. *Teoreticheskaya mekhanika* [Theoretical Mechanics]. Vol. 2. Moscow, Publ. Fiziko-matematicheskoy literatury, 1960, 487 p.
5. Dobronravov V. V. *Osnovy mekhaniki negolonomnykh sistem* [Fundamentals of mechanics of non-holonomic systems]. Moscow, 1970.
6. Beloutov G. S. Metod matematicheskogo modelirovaniya perekhodnykh protsessov v transportnykh gusenichnykh mashinakh [Method of mathematical modeling of transient processes in transport crawlers]. *Vestnik bronetankovoy tekhniki* [Bulletin of armored vehicles]. 1975, no. 5, pp. 22–24.
7. Isakov P. P. *Elektromekhanicheskie transmissii gusenichnykh traktorov. Teoriya i raschet* [Electromechanical transmissions of caterpillar tractors. Theory and calculation]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981, 302 p.
8. Chernyshev V. L. Issledovanie dinamiki silovoy peredachi tanka T-64B v rezhimakh razgona i tormozheniya na sukhoy gruntovoy dorozhe [Investigation of the dynamics of power transmission of the T-64B tank in the modes of acceleration and braking on a dry dirt road]. *Visnik NTU "KhPI". Zbirnik naukovikh prats'. Seriya: Problemi mekhanichnogo privodu* [Bulletin of the Kharkiv Polytechnic Institute. Series: Mechanical drive problems]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 41 (1014), 193 p.

Поступила (received) 15.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналіз динаміки неголономних механічних систем методом динамічного стану / В. Л. Чернишов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 164–169. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Анализ динамики неголономных механических систем методом динамического состояния / В. Л. Чернышев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 164–169. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

The analysis of the dynamics of nonholonomic mechanical systems using method of dynamic condition / V. L. Chernyshev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 164–169. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Чернишов Володимир Леонідович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри "Деталі машин та мехатронні системи"; тел.: (057) 707-64-55.

Чернышев Владимир Леонидович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры "Детали машин и мехатронные системы"; тел.: (057) 707-64-55.

Chernyshev Vladimir Leonidovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Machine elements and Mechatronic systems"; tel.: (057) 707-64-55.

УДК 621.833; 62.652

В. П. ЯГЛІНСЬКИЙ, С. С. ГУТИРЯ, А. М. ЧАНЧІН, В. М. ЖЕГЛОВА

ВПЛИВ ПАРАМЕТРИЧНИХ КОЛИВАНЬ НА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ ЕПІЦИКЛУ КОЛІСНОГО РЕДУКТОРА

Встановлено, що при роботі планетарних колісних редукторів (ПКР) тролейбусів на параметричних резонансних режимах внутрішні динамічні навантаження на зубці зростають у 2...4 рази, що спричиняє зародження і розвиток утомних тріщин у тонкостінному ободі епіциклу. Дослідженнями на скінчено-елементних (СЕ) моделях виявлено, що згинальні коливання ободу спричиняють максимальні розтягуювальні напруження у впадинах не тих зубців епіциклу, що знаходяться у зацепленнях з зубцями сателітів, а у зонах максимального прогину ободу. Підтверджено ефект позитивного впливу нерівномірного колового розташування осей сателітів на глибину пульсації жорсткості передачі та звуження області нестійкості параметричних коливань епіциклу. Результати розрахунків на прикладі ПКР типу *Raba 118.77*, що широко застосовуються у трансмісії колісного електричного та автотранспорту, підтвердили можливість підвищення втомної міцності епіциклу шляхом нерівномірного колового розташування осей сателітів.

Ключові слова: пульсації жорсткості зацеплення, резонанс, обід епіциклу, головні частоти.

Установлено, что при работе планетарных колесных редукторов (ПКР) троллейбусов на параметрических резонансных режимах внутренние динамические нагрузки на зубцы повышаются в 2...4 раза, что приводит к зарождению и развитию усталостных трещин в тонкостенном ободе эписицла. Исследованиями на конечно-элементных (КЭ) моделях обнаружено, что изгибные колебания венца эписицла вызывают максимальные растягивающие напряжения не во впадинах зубьев, находящихся в зацеплении с зубьями сателлитов, а в областях максимального прогиба обода. Подтвержден эффект позитивного влияния неравномерного окружного расположения осей сателлитов на глубину пульсации жесткости передачи и сужения области неустойчивости параметрических колебаний эписицла. Результаты расчетов на примере ПКР типа *Raba 118.77*, широко применяемых в трансмиссии колесного электрического и автотранспорта, подтвердили возможность повышения усталостной прочности эписицла путем неравномерного окружного расположения осей сателлитов.

Ключевые слова: пульсации жесткости зацепления, резонанс, обод эписицла, главные частоты.

It is established that at parametric resonance modes of work of the planetary wheel gear (PWG) of trolleybuses internal dynamic load increase in 2...4 times, which can lead to the emergence and development of fatigue cracks in thin-walled epicycle rim. On FEM-models found that flexural vibrations of the crown of the epicycle rim cause the maximum tensile stresses not in the cavities of the teeth which are in meshing with the teeth of the satellites but in the zones of maximum deflection of the rim. Confirmed the effect of positive influence of non-uniform circumferential arrangement of the axes of the satellites to the depth of the pulsation of meshing stiffness and narrowing the region of instability of parametric oscillation of the epicycle. The results of the calculations on the example of the PWG type *Raba 118.77* used in the composition of the transmission wheel electrical and automobile transport confirmed the possibility of enhance the fatigue strength of epicycle rim by the uneven circumferential location of the axes of the satellites.

Keywords: pulsations of meshing stiffness, resonance, epicycle rim, main frequencies.

© В. П. Ягліньський, С. С. Гутиря, А. М. Чанчін, В. М. Жеглова, 2017

Вступ. Практикою експлуатації планетарних колісних редукторів (ПКР) у складі трансмісії тролейбусів вітчизняного виробництва виявлено появу і розвиток утомних тріщин, що спричиняють руйнування ободу епіциклу (рис. 1) [1]. При цьому розрахунковий рівень статичних напружень у впадинах зубців не перевищує допустимих значень [2]. Врахування впливу внутрішніх динамічних навантажень на показники міцності циліндричних евольвентних зубчастих передач при проектуванні виконують за рекомендаціями стандартів ISO 6336, DIN 3990 через коефіцієнт динамічності в залеж-



Рис. 1 – Фото утомних руйнувань епіциклів ПКР типу *Raba 118.77*

ності від колової швидкості і точності виготовлення коліс [3]. Для планетарних передач типу $2k-h$ у складі колісних редукторів ймовірність параметричних резонансів, зумовлених циклічно змінною у часі жорсткістю зачеплень, вельми висока, що впливає на процеси накопичення втомних ушкоджень зубців і ободу епіциклу [4]. Проблема обмеження вібраційної активності всіх елементів трансмісії в умовах структурних пружних коливань як пасажирського, вантажного так і військового колісного автотранспорту зумовлена об'єктивною необхідністю підвищення надійності експлуатації, показників ергономічності та комфортності, отже є актуальною. Врахування нестационарних позиційних сил, що збуджують пружні коливання основних ланок механізму та функціонально залежать від деформацій зубців і часу, значно ускладнює отримання практичних рекомендацій.

Постановка проблеми і мета роботи. У сучасних дослідженнях віброактивності зубчастих передач велику увагу приділяють моделюванню та аналізу впливу характерних параметрів багатомасової пружної системи з кінцевим числом ступенів свободи на головні частоти, характеристики вимушених коливань і динаміку розрахункової моделі. При цьому статична жорсткість зубчастих зачеплень, як правило, усереднюється і приймається постійною, що істотно спрощує вирішення подібних задач [5, 6]. Недостатньо дослідженими на сьогодні залишаються питання впливу змінної у часі жорсткості зубчастих зачеплень, а також основних геометричних параметрів багатопоточних планетарних передач на характеристики вимушених і структурних параметричних коливань, безпосередньо пов'язан-

них з вібростійкістю й утомною міцністю найбільш навантажених деталей і елементів трансмісії [7]. За результатами досліджень динаміки зубчастих передач виявлено, що на резонансних режимах роботи ПКР динамічні навантаження зростають у 2...4 рази і супроводжуються розмиканням зубців [8]. Експериментально встановлено, що під час експлуатації тролейбусів МА3-103Т у міському циклі на довгій (менш навантаженій) піввісі тягового мосту спостерігаються скачки крутного моменту при гальмуванні й подоланні дорожніх перешкод (рис. 2) [9].

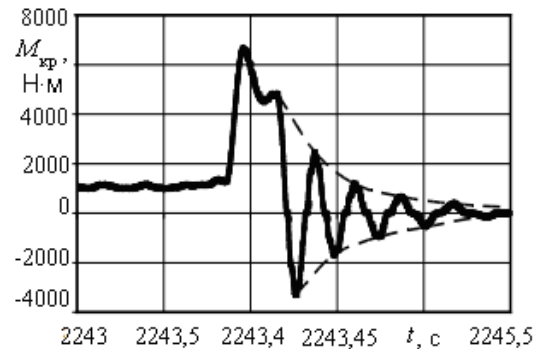


Рис. 2 – Фрагмент часової діаграми крутного моменту на півосі мосту тролейбусу при подоланні перешкоди [9]

Найбільш ймовірним чинником такого явища уявляється виникнення параметричного резонансу. При гальмуванні швидкість тролейбусу поступово зменшується, трансмісія виходить за межі діапазону резонансних частот, що супроводжується затухаючими коливаннями з декрементом 0,48...0,57.

За результатами комп'ютерного СЕ-моделювання виявлено, що згинальні коливання ободу епіциклу можуть спричинити розтягувальні напруження у впадинах зубців не під час їх зачеплення з зубцями сателітів, а після виходу їх із зачеплення при максимальному прогині ободу (рис. 3). Аналогічні результати встановлено для планетарного редуктора привода вентилятора гелікоптера [8]. Мета даного дослідження – визначення умов звуження області нестійкості параметричних коливань тонкостінного ободу для забезпечення утомної міцності та нормативного ресурсу епіциклу ПКР.

Багатопарність та багатопоточність планетарної зубчастої передачі. Багатопарність зачеплення характеризується коефіцієнтом торцевого перекриття ε_α , що визначається відношенням кута перекриття φ_α (кута повороту зубчастого колеса від положення входу пари зубців у зачеплення до виходу їх із зачеплення) до кутового кроку зубців $2\pi/z$.

Індекси в позначеннях розрахункових параметрів вказують на їх належність до: "s" – сонячної шестерні (англ. *sun*); "p" – сателітів (*planet*); "r" – епіциклу (*ring*). Для серійних ПКР типу *Raba 118.77* розрахункове значення коефіцієнта торцевого перекриття в зачепленні "епіцикл – сателіт" $\varepsilon_\alpha = 1,42$.

Для моделювання циклічної функції жорсткості зачеплення $c(t)$ можна прийняти, що при повороті сателіта навколо своєї вісі в межах кута $(\varepsilon_\alpha - 1)\varphi_{ar}$ навантаження передають дві пари зубців $N_z = 2$, а при повороті на кут $(2 - \varepsilon_\alpha)\varphi_{ar}$ – одна пара $N_z = 1$ (рис. 4, а). Відповідно, період зміни в часі $T_c = \varphi_{ar}/\omega$ функції жорсткості $c_\Sigma(t)$ можна представити у вигляді суми двох доданків $T_1 = (\varepsilon_\alpha - 1)T_c$ та $T_2 = (2 - \varepsilon_\alpha)T_c$ (рис. 4, б).

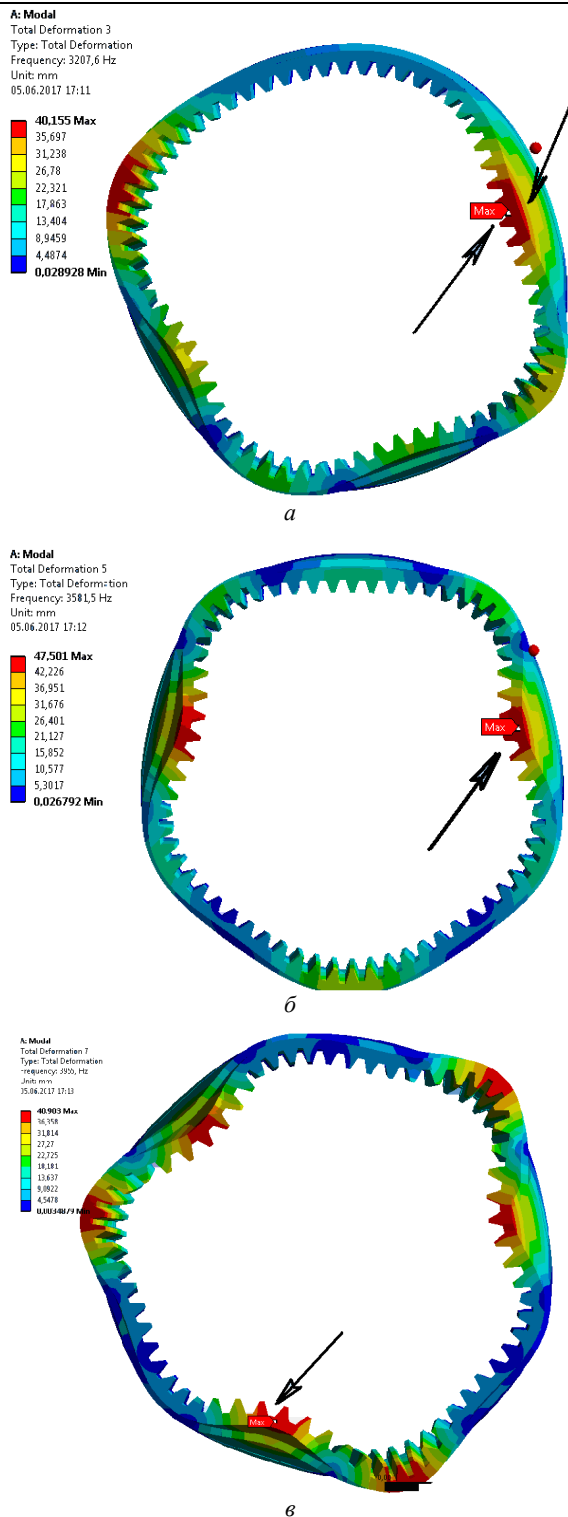


Рис. 3 – СЕ-модельовання деформацій епіциклу ПКР Raba 118.77 для форм коливань:
а – четвертої; б – п'ятої; в – шостої

Частоту ω зміни зведеної жорсткості зачеплення "сателіт – епіцикл" визначено за відомими залежностями [4]:

$$\omega_s z_s = \omega_p 2z_p; \quad \omega_H (z_s + z_p) = \omega_p z_p; \quad V_T = \omega_H R,$$

$$\omega = \omega_p z_p = \frac{z_s z_r}{z_r - z_s} \omega_s = \frac{(z_r - z_p) z_r}{z_p} \cdot \frac{V_T}{R}, \quad (1)$$

де V_T, R – швидкість руху транспорту і радіус колеса тролейбуса;
 ω_H – кутова швидкість водила (рушійного колеса).

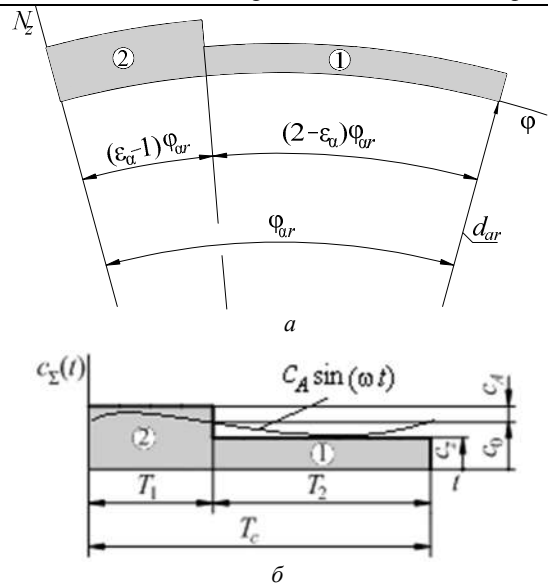


Рис. 4 – Колова діаграма (а) парності N_z зачеплення "сателіт – епіцикл" та графіки (б) функції зведеної жорсткості $c_\Sigma(t)$

Середнє і амплітудне значення функції $c_\Sigma(t)$ дорівнюють $c_0 = 1,5c_z$ і $c_A = 0,5c_z$ (c_z – усереднена сумарна жорсткість пари зубців, див рисунок 4, б). Для передачі з n_p числом сателітів аналогічно

$$c_0 = 1,5n_p c_z; \quad c_A = 0,5n_p c_z. \quad (2)$$

Періодичні пульсації функції зведеної жорсткості двох-поточної передачі $c_\Sigma(t)$ визначаються коефіцієнтом глибини пульсації $\mu = c_A/c_0 = 1/3$, мінімізація якого сприяє звуженню області нестійкості параметричних коливань.

Для планетарних передач з $n_p = (3; 4; 5)$ у складі головних редукторів військових гелікоптерів та автоматичних коробок передач легкових автомобілів теоретично обґрунтовано застосування нерівномірного колового розташування сателітів для зниження вібраційної активності трансмісії [10, 11].

Кутове зміщення осі i -го сателіта відносно осі j -го сателіта представлено у вигляді

$$\Delta\varphi_{i,j} = k_{i,j} \varphi_{ar} = k_{i,j} 2\pi \varepsilon_\alpha / z_r, \quad (3)$$

де $k_{i,j} = \Delta\varphi_{i,j} / \varphi_{ar} \in [-1; 0; 1, 0]$ – коефіцієнт відносного кутового зміщення осей сусідніх сателітів.

З урахуванням (3) кутова орієнтація осей сателітів визначається за формулою

$$\theta_{i,j} = 2\pi / n_p + \Delta\varphi_{i,j}. \quad (4)$$

З умови $\sum_{i,j=1}^{n_p} \theta_{i,j} = 360^\circ$ випливає $\sum_{i,j=1}^{n_p} k_{i,j} = 0$.

Модельовання та аналіз пульсацій функції жорсткості зубчастих зачеплень. Побудову діаграми парності зачеплень $N_z(\varphi)$ і визначення функції зведеної жорсткості $c_\Sigma(t)$ для планетарної передачі з нерівномірним коловим розташуванням сателітів виконують за наступним алгоритмом:

– розраховують номінальне значення коефіцієнта перекриття ε_α з урахуванням особливостей і додатко-

вих параметрів геометрії зубців епіциклу і зуборізного інструменту;

– розраховують кут перекриття φ_{ar} і ділять його на ціле число ξ однакових дискретних кутів (наприклад, $\xi=10$, значення $\Delta\varphi$ і число ξ залежать від заданої відносної похибки рішення $\delta = \pm 50/\xi$, %);

– розраховують доданки кута перекриття $(\varepsilon_\alpha - 1)\varphi_{ar}$ і $2 - (\varepsilon_\alpha)\varphi_{ar}$, що пропорційні фазам двопарного і однопарного зачеплення, встановлюють числа $\xi = \xi_2 + \xi_1$ дискретних кутів $\Delta\varphi$ (ξ_2, ξ_1 – цілі числа для кожної фази зачеплення після округлення);

– будують діаграми парності зачеплення послідовно для кожного з n_p сателітів (рис. 5, а);

– розраховують за формулами (3) і (4) значення коефіцієнтів $k_{i,j}$, кутів $\Delta\varphi_{i,j}$ і $\theta_{i,j}$ послідовно для кожної пари сусідніх сателітів;

– графік ступінчастої функції зведеної жорсткості $c_\Sigma(\varphi) = c_z N_z(\varphi)$ отримують підсумовуванням значень характеристики N_z для всіх n_p сателітів послідовно за ділянками зачеплення (рис. 5, б);

– функцію $c_\Sigma(t)$ отримують у результаті заміни змінної $\varphi = \omega t$ для функції $c_\Sigma(\varphi) = c_z N_z(\varphi)$.

За результатами розрахунків згідно наведеному алгоритму для ПКР Raba 118.77 ($\varepsilon_\alpha = 1,42$, $z_s = 26$, $z_p = 19$, $z_r = 64$, $m = 3,25$ мм, $n_p = 3$) визначено коефіцієнти зміщення осей сателітів $k_{i,j} = (0,4; 0,2; -0,6)$, кути зміщення $\Delta\varphi_{i,j} = (2^\circ 15'; 1^\circ 7'; -3^\circ 38')$ і орієнтації $\theta_{i,j}$ (рис. 5, 6).

При цьому характеристики функції жорсткості $c_\Sigma(t)$ мають такі середнє $c_0 = 4,5 c_z$ і амплітудне $c_A = 0,5 c_z$ значення, коефіцієнт $\mu = c_A/c_0 = 1/9$.

За результатами моделювання встановлено, що при нерівномірному коловому розташуванні осей сателітів функція жорсткості $c_\Sigma(t)$ стає більш рівномірною, коефіцієнт пульсації μ зменшується у 3 рази, що сприяє підвищенню не тільки утомної міцності епіциклу, але й структурної вібростійкості ПКР та трансмісії у цілому.

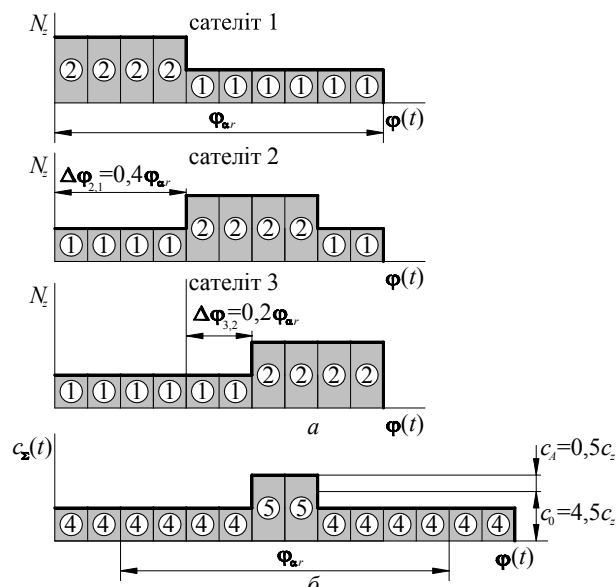


Рис. 5 – Діаграми парності зачеплень (а) і графік (б) функції зведеної жорсткості $c_\Sigma(\varphi)$ для ПКР Raba 118.77

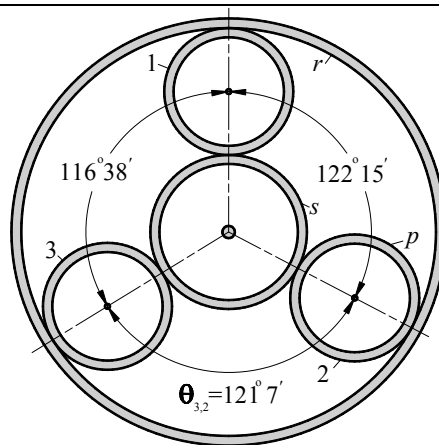


Рис. 6 – Схема оптимального колового розташування сателітів ПКР Raba 118.77

Моделювання структурних параметричних коливань епіциклу. Функцію зведеної жорсткості зубчастого зачеплення зручно відобразити функцією синуса (див. рис. 4, б), що відповідає диференційному рівнянню Мат'є–Хілла зі змінними періодичними коефіцієнтами

$$\ddot{q} + k_0^2(1 - \mu \cos \omega t)q = 0, \quad (5)$$

де I_r , $k_0^2 = c_0/I_r$ – осьовий момент інерції і частота вільних коливань епіциклу.

Рівняння (5) після заміни змінної $\tau = \omega t/2$ має вигляд

$$\frac{d^2 q}{d\tau^2} + (a - 2b \cos 2\tau)q = 0, \quad a = \frac{4k_0^2}{\omega^2}, \quad b = \frac{\mu a}{2}. \quad (6)$$

Розв'язками рівняння (5) є спеціальні функції Мат'є, що можуть бути обмеженими або необмежено зростаючими [12]. Встановлення відповідних областей значень параметрів a і b та діагностування нестійкості коливань системи виконують за діаграмою Айнса–Стретта (рис. 7). Діаграма симетрична щодо осі a , бо знак b в рівнянні (6) не впливає на її форму.

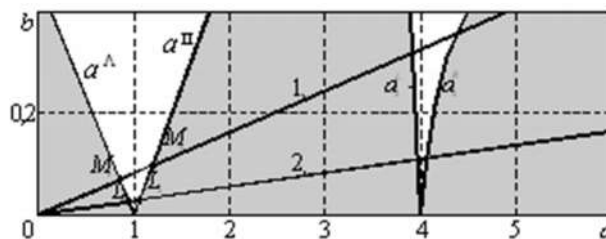


Рис. 7 – Фрагмент діаграми стійкості параметричних коливань епіциклу ПКР Raba 118.77 з рівномірним (лінія 1) і нерівномірним (2) розташуванням сателітів

Похили прямі $b = \mu a/2$ на діаграмі стійкості є характеристиками параметричних коливань епіциклу у рівнянні (5). Для наближеного визначення границь між областями стійкості і нестійкості на площині параметрів a і b застосовано метод гармонічного балансу. На границях першої області нестійкості рух є періодичним відповідно до ряду

$$q = A_1 \sin \tau + B_1 \cos \tau + A_3 \sin 3\tau + B_3 \cos 3\tau + \dots \quad (7)$$

Обмежуючись у рівнянні (7) першими двома доданками та після підстановки їх суми у рівняння (6), отримано

$$A_1 \sin \tau \left(-1 + a - 2b \frac{1 + \cos 2\tau}{2} + 2b \sin^2 \tau \right) + \\ + B_1 \cos \tau \left(-1 + a + 2b \frac{1 - \cos 2\tau}{2} - 2b \cos^2 \tau \right) = 0.$$

Прирівнявши нулю коефіцієнти при $\sin \tau$ і $\cos \tau$, нехтуючи величинами більшої міри малості ($\sin \tau \cos 2\tau$; $\sin^3 \tau$; $\cos \tau \cos 2\tau$; $\cos^3 \tau$), отримано однорідні рівняння

$$(a - b - 1)A_1 = 0; \quad (a + b - 1)B_1 = 0,$$

з яких визначено праву (П) і ліву (Л) границі між областями стійкості і нестійкості

$$a^{\text{П}} = 1 + b; \quad a^{\text{Л}} = 1 - b.$$

Значення правої і лівої границь для n -ї області нестійкості позначені $a^{\text{П}}$ і $a^{\text{Л}}$. Відповідні рівняння з урахуванням більшого числа членів ряду (7) для границь перших двох областей нестійкості (див. рис. 7) мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} a_0^{\text{П}} &= -\frac{1}{2}b^2 + \frac{7}{128}b^4 - \dots, \\ a_1^{\text{П}} &= 1 + b - \frac{1}{8}b^2 - \frac{1}{64}b^3 - \frac{1}{1536}b^4 + \dots, \\ a_1^{\text{Л}} &= 1 - b - \frac{1}{8}b^2 + \frac{1}{64}b^3 - \frac{1}{1536}b^4 - \dots, \\ a_2^{\text{П}} &= 4 + \frac{5}{12}b^2 - \frac{763}{13824}b^4 + \dots, \\ a_2^{\text{Л}} &= 4 - \frac{5}{12}b^2 + \frac{5}{13824}b^4 - \dots, \\ a_3^{\text{П}} &= 9 + \frac{1}{16}b^2 + \frac{1}{64}b^3 + \frac{13}{20480}b^4 + \dots, \\ a_3^{\text{Л}} &= 9 + \frac{1}{16}b^2 - \frac{1}{64}b^3 + \frac{13}{20480}b^4 - \dots. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Якщо функцію $c_{\Sigma}(t)$ прийняти у вигляді ступінчастого синуса $c_{\Sigma}(t) = c_0 \pm c_A$ з періодом T_c (див. рис. 2, б), то модель параметричних коливань (6) для кожного з доданків періоду $T_c = T_1 + T_2$ відображується диференціальним рівнянням з постійними коефіцієнтами

$$\ddot{q} + k_0^2(1 \pm \mu)q = 0. \quad (9)$$

За результатами інтегрування рівняння (9) методом припасовування також можна отримати аналогічну типову діаграму стійкості (див. рисунок 7) [4].

При рівномірному коловому розташуванні осей сателітів нестійким коливанням відповідають точки на відрізьку M_1M_2 , при нерівномірному – на відрізьку L_1L_2 . Отже, при нерівномірному розташуванні сателітів досягається значне зменшення області нестійких коливань епіциклу.

Дослідження областей параметричного резонансу. Найбільш інтенсивне параметричне збурення виникає при частотних співвідношеннях, що відповідають точкам граничних кривих (див. рис. 7) з координатами

$$a = (1; 4; 9; 16; \dots). \quad (10)$$

Умови (10) не залежать від коефіцієнта μ , отже параметричний резонанс може виникати при будь-якій малій глибині пульсації. Такі частотні співвідношення та відповідні коливання називають резонансними. Резонанс при $a = 1$ є основним, при цьому середнє значення власної частоти вдвічі менше за частоту параметричного збудження ($k_0 = 0,5\omega$).

При значній глибині пульсації функції $c_{\Sigma}(t)$ та істотної відмінності коефіцієнта пульсації μ від нуля параметричний резонанс виникає при параметрі a поблизу значень (10), при цьому, чим більше значення μ , тим ширші області нестійкості. Тому запобігання параметричному резонансу є значно складнішим у порівнянні з резонансом лінійним. Для зубчастих передач параметричний резонанс уявляється найбільш небезпечним незважаючи на демпфування шаром мастила, що дещо звужує ширину областей нестійкості коливань, оскільки амплітуда коливань зростає за рівнянням геометричної прогресії, що сприяє зародженню та інтенсивному розвитку утомних тріщин.

Засобами СЕ-моделювання для ПКР *Raba* 118.77 з параметрами $n_p = 3$, $\varepsilon_a = 1,42$, $z_s = 26$, $z_p = 19$, $z_r = 64$, $m = 3,25$ мм, $R = 0,5$ м і рівномірним коловим розташуванням сателітів визначено наступний спектр перших шести головних частот епіциклу:

$$k_0 = (2233; 2442; 2654; 3284; 3346; 3770), \text{ Гц.}$$

За умовами (10), (6) та формулою (1) визначено частоти параметричного резонансу епіциклу та відповідні швидкості руху тролейбуса

$$\Omega = 2k_0/\sqrt{a}; \quad V_T = \frac{2\pi z_p R \Omega}{3,6(z_r - z_p)\varepsilon_r}, \quad (11)$$

де R – в м; V_T – в км/год; k_0 і Ω – в Гц.

Для трьох-сателітного ПКР *Raba* 118.77 встановлені значення частот параметричних резонансів епіциклу при $a = (1; 4; 9; 16)$ і резонансних швидкостей тролейбуса (табл. 1).

Таблиця 1 – Показники параметричного резонансу епіциклу ПКР *Raba* 118.77

Головна частота епіциклу, Гц	Частоти параметричного резонансу Ω , Гц	Резонансні швидкості руху тролейбуса V_T , км/год
2233	4466; 2233; 1496; 1116	26; 13; 8,5; 6,5
2442	4844; 2442; 1636; 1221	28; 14; 9,5; 7,0
2654	5308; 2654; 1778; 1327	31; 15,5; 10,5; 7,5
3284	6568; 3284; 2200; 1642	38; 19; 12,5; 9,5
3346	6692; 3346; 2242; 1673	38,5; 19,2; 13; 10
3770	7540; 3770; 2526; 1885	43; 21,5; 15; 10,7

Статистичний діапазон експлуатаційних значень швидкості тролейбусів у міському циклі становить $[V_T] = (15 \dots 55)$ км/год [7, 9]. Отже резонансні швидкості руху тролейбуса V_T розташовані у нижній і середній областях діапазону, тобто співпадають за часом з навантаженням ПКР максимальними значеннями обертового моменту.

Висновки:

1. Встановлено, що згинальні коливання ободу епіциклу можуть спричиняти максимальні розтягуювальні напруження у впадинах зубців не в процесі їх зачеплення з зубцями сателітів, а після виходу із зачеплення у положенні максимального прогину ободу.

2. Визначено частоти параметричного резонансу епіциклу ПКР Raba 118.77 і резонансні швидкості руху тролейбуса. Підтверджено можливість зростання у 2...4 рази динамічних навантажень при резонансних швидкостях руху тролейбуса, що спричиняє появу та інтенсивний розвиток утомних тріщин на ободі епіциклу.

3. Опрацьовано методику та алгоритм визначення оптимальних кутових положень осей сателітів з метою зниження амплітуди параметричних коливань епіциклу ПКР при різних значеннях коефіцієнта перекриття.

4. Обґрунтовано можливість конструктивного забезпечення нормативної втомної міцності епіциклу з тонкостінним ободом шляхом нерівномірного колового розташування осей сателітів.

Список літератури

1. Гутыря С. С. Надійність експлуатації планетарних колісних редукторів / С. С. Гутыря, Д. М. Борденюк // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв : МДАУ, 2007. – Спец. вип. 2(41). – С. 130–134.
2. Гутыря С. С. Аналитическое моделирование и прочностной расчет эписцикла планетарного редуктора / С. С. Гутыря, Ю. М. Хомяк, В. М. Жеглова, А. Н. Чанчин // Вісник НТУ "ХПІ": 36. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 29–34.
3. Gutyrya S. S. System Modelling of Gears Design Quality / S. S. Gutyrya, K. I. Zablonsky, V. P. Yaglinsky // International Conference on Gears. VDI, Munich, Germany, 2005. – P. 417–434.
4. Yaglinsky V. Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes / V. Yaglinsky, S. Gutyrya, A. Chanchin // British Journal of Applied Science & Technology, 2016. – 15(2). – P. 1–8. DOI: 10.9734/BJAST/2016/24685
5. Гутыря С. С. Навантаженість, точність та віброактивність колісних редукторів / С. С. Гутыря, В. П. Яглінський, А. М. Чанчин // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: 36. наук. праць. Дніпропетровськ : Наука і освіта, 2015. – Вип. 24. – С. 57–69.
6. Гутыря С. С. Частотный анализ колебаний планетарного колесного редуктора / С. С. Гутыря, В. П. Яглинский, А. Н. Чанчин // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого. Научно-практический журнал. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2015. – № 2 (61). – С. 3–11.
7. Сафонов А. И. Особенности режимов нагружения и направления развития тяговых трансмиссий троллейбусов / А. И. Сафонов // Автомобильная промышленность – 2015. – № 4. – С. 8–15.
8. Калинин Д. В. Нелинейные колебания в планетарных редукторах с податливыми опорами центральных колес / Д. В. Калинин // Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. – 2016. – № 10. – С. 69–84. DOI: 10.7463/1016.0848171.

9. Рукиетель О. С. Исследование нагруженности трансмиссии троллейбуса / О. С. Рукиетель, С. М. Милюкович, А. М. Захарик и др. // Вестник БНТУ. Транспорт. – 2016. – № 6. – С. 48–51.
10. Lin J. Structured vibration characteristics of planetary gears with unequally spaced planets / J. Lin, G. Parker // Journal of Sound and Vibration. – 2000. – 233 (5). – P. 921–928.
11. Parker R. G. Vibration modes of planetary gears with unequally spaced planets and elastic ring gear / R. G. Parker, Wu. Xionghua // Journal of Sound and Vibration. – 2010. – 329. – P. 2265–2275.
12. Rand R. H. Fractional Mathieu equation / R. H. Rand, S. M. Sah, M. K. Suchrsky // Commun Nonlinear Sci. Numer. Simulat. – 2010. – 15. – P. 3254–3262.

References (transliterated)

1. Gutyrya S. S., Bordenyuk D. M. Nadiynist ekspluatatsii planetarnykh kolisnykh reduktoriv [Reliability of the operation of planetary gear-boxes]. *Visnyk agrarnoyi nauky Prychornomor'ia*. Mykolaiv: MDAU, Special. vyp., no. 2(41), pp. 130–134. 2007.
2. Gutyrya S. S., Homiyak Yu. M., Zheglova V. M., Chanchin A. N. Analiticheskoe modelirovanie i prochnostnoy paschet epicycla planetarnogo reduktora. [Analytical modeling and strength calculation of the epicycle planetary gear]. *Vestn. Khark. politekh. in-ta. Ser.: Problemy mekhanichnogo pryvodu* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: Problems of mechanical drive]. Kharkov, no. 1195, issue 23, pp. 29–34. 2016.
3. Gutyrya S. S., Zablonsky K. I., Yaglinsky V. System Modeling of Gears Design Quality. International Conference on Gears. VDI, Munich, Germany, pp. 417–434. 2005.
4. Yaglinsky V., Gutyrya S., Chanchin A. Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes. *British Journal of Applied Science & Technology*, no.15(2), pp. 1–8, 2016. doi:10.9734/BJAST/2016/24685.
5. Gutyrya S. S., Yaglinsky V. P., Chanchin A. N. Navantashenist, tochnist ta vibroaktivnist kolisnykh reduktoriv. [Load, accuracy and vibroactivity of wheel gears] *Problemy obchysluvalnoi mehaniky i miznosti konstruktsii. Zb. nauk. praz. Dnipropetrovsk. Nauka i osvita*. [Science and education], no. 24, pp. 57–69. 2015.
6. Gutyrya S. S., Yaglinsky V. P., Chanchin A. N. Chastotnyi analiz kolebaniy planetarnogo kolesnogo reduktora. [Frequency analysis of oscillations of a planetary wheel gear]. *Vestnik Gomelskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P. O. Suhogo. Nauchno-tehnicheskii shurnal, Gomel*, no. 2 (61), pp. 3–11. 2015.
7. Safonov A. I. Osobennosti pezhimov nagruzheniya i napravleniy pasvitiya tiagovykh transmissiy trolleybusov. [Features of modes of distribution and direction of development of traction transmissions of trolleybuses]. *Avtomobilnaya promyshlennost*, no. 4, pp. 8–15. 2015.
8. Kalinin D. V. Nelineinye kolebaniya v planetarnykh reduktorakh s podatlivymi oporami zentralnykh koles. [Nonlinear oscillations in planetary gearboxes with compliant supports of central wheels]. *Nauka i Obrazovanie. MGTU im. N. E. Baumana. Moscow. Elektron. shum*, no. 10, pp. 69–84, doi: 10.7463/1016.0848171. 2016.
9. Rukshetel O. S., Miniukovich P. M., Zakharik A. M. Issledovanie nagruzhennosti transmissii trolleybusa. [Investigation of the loading of the trolleybus transmission]. *Vestnik BNTU. Transport*, no. 6, pp. 48–51. 2016.
10. Lin J., Parker G. Structured vibration characteristics of planetary gears with unequally spaced planets. *Journal of Sound and Vibration*, no. 233 (5), pp. 921–928. 2000.
11. Parker R. G., Xionghua Wu. Vibration modes of planetary gears with unequally spaced planets and elastic ring gear. *Journal of Sound and Vibration*, no. 329, pp. 2265–2275. 2010.
12. Rand R. H., Sah S. M., Suchrsky M. K. Fractional Mathieu equation. *Commun Nonlinear Sci. Numer. Simulat.*, no. 15, pp. 3254–3262. 2010.

Надійшла (received) 28.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Вплив параметричних коливань на втомну міцність епіциклу колісного редуктора / В. П. Яглінський, С. С. Гутыря, А. М. Чанчин, В. М. Жеглова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 169–175. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

Влияние параметрических колебаний на усталостную прочность эписцикла колесного редуктора / В. П. Яглинский, С. С. Гутыря, А. Н. Чанчин, В. М. Жеглова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 169–175. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

Effect of parametric oscillations on the fatigue strength of the epicycle for wheel gear / V. P. Yaglinsky, S. S. Gutyrya, A. M. Chanchin, V. M. Zheglova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 169–175. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0791.

Яглінський Віктор Петрович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, завідувач кафедри підйомно-транспортного і робототехнічного обладнання; тел.: (096) 767-17-17; e-mail: viknatvov@gmail.com.

Яглинский Виктор Петрович – доктор технических наук, профессор, Одесский национальный политехнический университет, заведующий кафедрой подъемно-транспортного и робототехнического оборудования; тел.: (096) 767-17-17; e-mail: viknatvov@gmail.com.

Yaglinsky Victor Petrovich – doctor of technical Sciences, Professor, Odessa National Polytechnic University, Head of the Department of conveying and robotics equipment; Odessa, Ukraine; tel.: (096) 767-17-17; e-mail: viknatvov@gmail.com.

Гутиря Сергій Семенович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, директор Українсько-іспанського інституту; тел.: (048) 705-84-92; e-mail: hutyria@opu.ua.

Гутыря Сергей Семенович – доктор технических наук, профессор, Одесский национальный политехнический университет, директор Украинско-испанского института; тел.: (048) 705-84-92; e-mail: hutyria@opu.ua.

Gutyrya Sergiy Semenovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Odessa National Polytechnic University, Director of Ukraine-Spanish Institute; tel.: (048) 705-84-92; e-mail: hutyria@opu.ua.

Чанчін Андрій Миколайович – магістр, Одеський національний політехнічний університет, асистент кафедри машинознавства і деталей машин; e-mail: rafail2@rambler.ru.

Чанчин Андрей Николаевич – магистр, Одесский национальный политехнический университет, ассистент кафедры машиноведения и деталей машин; e-mail: rafail2@rambler.ru.

Chanchin Andrey Mykolajovych – Master, Odessa National Polytechnic University, Assistant at the Department of Engineering science and machine elements; Odessa, Ukraine; e-mail: rafail2@rambler.ru.

Жеглова Вікторія Михайлівна – кандидат технічних наук, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри металорізальних верстатів, метрології і сертифікації; e-mail: vheglova@gmail.com.

Жеглова Виктория Михайловна – кандидат технических наук, Одесский национальный политехнический университет, доцент кафедры металлорежущих станков, стандартизации и сертификации; e-mail: vheglova@gmail.com.

Zheglova Victorija Mihailovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Odessa National Polytechnic University, Associate Professor at the Department of Machine tools, standardization and certification; Odessa, Ukraine; e-mail: vheglova@gmail.com.

ЗМІСТ

80 лет со дня рождения доктора технических наук, профессора Самидова Халила Самидовича	3
Памяти доктора технических наук, профессора Кириченко Анатолия Федоровича	4
Ахадов А. Б. Теоретические и экспериментальные методы исследования динамики технологических машин .	5
Бондаренко О. В., Устиненко О. В., Клочков И. Є. Комп'ютерна модель багатокритеріального раціонального проектування циліндричних двоступінчастих редукторів	10
Bořanský M. Hard thin coatings and their applications on C60E non-standard gears	16
Воронцов Б. С., Кривошея А. В., Мельник В. Е., Третьяк Т. Е. Совершенствование математических моделей задания и теоретического формообразования зубчатых передач с использованием глобальной сплайн-интерполяции	19
Гаврилов С. А., Ишин Н. Н., Гоман А. М., Скороходов А. С. Вибромониторинг технического состояния зубчатых колес планетарных редукторов	25
Гайдамака А. В. Підшипники кочення: удосконалення методу розрахунку (Науковий огляд)	29
Гутыря С. С., Медведев С. А., Хомяк Ю. М., Чанчин А. Н. Вероятностный анализ усталостной прочности эпицикла колесного редуктора троллейбуса	37
Добров И. В., Погребняк Р. П. Структурный анализ схем машин обработки металлов давлением	43
Добров И. В., Семичев А. В., Коптиль А. В., Гетьман И. И. Механическая модель кинематики скольжения зубчатых колес редуктора	48
Единович А. Б., Папченко А. В., Колоколов А. В. Анализ методов диагностирования ресурса деталей редукторов газотурбинных двигателей	53
Захарченко А. В. Изнашивание вторичных структур поверхностных слоёв, образуемых присадками на поверхностях трения	56
Иванов Є. М. Параметричний підхід до побудови 3D-моделі та кресленика циліндричного черв'яка у середовищі автоматизованого проектування	62
Ивахненко И. А., Ивахненко Т. Н. Об алгоритме проектирования технических устройств	66
Ишин Н. Н., Гоман А. М., Скороходов А. С., Гаврилов С. А. Сравнительная оценка виброактивности зубчатых передач с эвольвентным и модифицированным профилем зуба на стадии проектирования	78
Kadnár M., Rusnák J., Tkáč Z., Bořanský M. Tribological experiments in automobile industry	81
Кайдалов Р. О. Оцінка енергетичної ефективності застосування електричної трансмісії колісної машини	86
Кириченко И. А., Кузьменко Н. Н. Экспериментальные исследования и технология изготовления гиперболических передач	89
Короткин В. И. Алгоритм программы расчёта зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023-76 при реальном многопарном зацеплении	93
Малащенко В. О., Стрілець О. Р., Стрілець В. М. К.к.д. зубчатої диференціальної передачі у пристрої для керування змінами швидкості через водило	97
Матусевич В. А., Шарабан Ю. В., Шехов А. В., Абрамов В. Т. Оптимальное проектирование планетарных механизмов типа 3К	102
Матюшенко Н. В., Федченко А. В., Бережной В. А. Численное исследование задачи построения циклограммы и процесса перекрытия при пересопряжении соседних зубьев	111
Настасенко В. А. Системные принципы начального этапа выбора и разработки научно-технических задач ...	114
Попов А. П., Мироненко А. И., Мозговой М. Г., Савенков О. И. Контактная прочность зубчатых передач с учетом нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями зубьев	120
Rusnák J., Kadnár M., Tóth F., Bořanský M. The impact of selected environmentally friendly lubricants on the wear of the sliding bearing	124
Самидов Х. С., Ахадов А. Б. Оптимизация колебательных процессов электромеханических систем приводов технологических машин по времени затухания	127
Стрельников В. Н. Исследование осевых сил крупной волновой передачи	131
Ткач П. М., Носко П. Л., Філь П. В., Ревякіна О. О. Якісні показники працездатності синусоїдальних циліндричних прямокутних передач	135
Ткаченко В. Н., Устиненко А. В., Борисенко С. В. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния зубчатого гибкого колеса волновой передачи	140
Ткачук Н. А., Хлань А. В., Набоков А. В., Грабовский А. В., Бирик Д. В., Ткачук А. В., Саверская М. С. Синтез проектно-технологических решений по критериям прочностных и жесткостных характеристик машиностроительных конструкций	143

Ткачук Н. А., Чепурной А. Д., Шейченко Р. И., Граборов Р. В., Бондаренко М. А., Саверская М. С., Лу- нев Е. А. Инновационные изделия: разработка, исследования, оптимизация	153
Устиненко А. В., Протасов Р. В., Андриенко С. В. Исследование контактных напряжений по высоте зуба в передачах с эволютным зацеплением	160
Чернышев В. Л. Анализ динамики неголономных механических систем методом динамического состояния ..	164
Ягліньський В. П., Гутиря С. С., Чанчін А. М., Жеглова В. М. Вплив параметричних коливань на втомну мі- цність епіциклу колісного редуктора	169

CONTENTS

80th anniversary of Doctor of Technical Sciences, Professor Samidov Xalil Samidovich.....	3
Memoirs on Doctor of Technical Sciences, Professor Anatoly Fedorovich Kirichenko	4
Ahadov A. B. Theoretical and experimental methods for studying the dynamics of technological machines	5
Bondarenko A. V., Ustinenko A. V., Klochkov I. E. The computer modeling of rational design cylindrical gear with multiple criteria.....	10
Bošanský M. Hard thin coatings and their applications on C60E non-standard gears.....	16
Vorontsov B. S., Krivosheya A. V., Melnik V. E., Tretyak T. E. Perfection of mathematical models of the task and theoretical shaping of gears using global spline interpolation	19
Gavrilov S. A., Ishin N. N., Goman A. M., Skorokhodov A. S. The vibration condition monitoring of gears of planetary gearboxes	25
Gaydamaka A. V. Rolling bearings: Improvement calculation method (Overview)	29
Gutyrya S. S., Medvedev S. A., Khomiak Yu. M., Chanchin A. M. Probabilistic analysis of fatigue durability of an epicycle of a wheel gearbox of the trolleybus.....	37
Dobrov I. V., Pogrebnyak R. P. Structural analysis of plane schemes of machines of working metals by pressure	43
Dobrov I. V., Semichev A. V., Koptilyj A. V., Get'man I. I. Mechanical model of the sliding kinematics of spur gears .	48
Edinovich A. B., Papchenkov A. B., Kolokolov A. V. Analysis diagnostics method resources reducer parts of Gas turbine engines	53
Zakharchenko A. V. Wear of secondary structures of superficial layers, formed by additives on the surfaces of friction .	56
Ivanov E. M. A parametric approach to building 3D models and drawing of cylindrical worm in the environment of computer-aided design	62
Ivakhnenko I. A., Ivakhnenko T. N. About Algorithm for designing technical devices	66
Ishin N. N., Goman A. M., Skorokhodov A. S., Gavrilov S. A. Comparative evaluation of vibratory activity of gears with involute and corrected profiles of the tooth at the design stage	78
Kadnár M., Rusnák J., Tkáč Z., Bošanský M. Tribological experiments in automobile industry	81
Kaidalov R. O. Evaluation of the energy efficiency of the electric transmission of a wheeled vehicle.....	86
Kirichenko I. A., Kuzmenko N. N. Experimental research and technology manufacture of gears	89
Korotkin V. I. Algorithm of the program for the calculation of Novikov gearing with the basic rack profile GOST 15023-76 at real multipoint engagement.....	93
Malashchenko V. O., Strilets O. R., Strilets V. M. Efficiency of the epicyclic gear train in the device for speed changes management by the carrier.....	97
Matusevich V. A., Sharaban U. V., Shehov A. V., Abramov V. T. Optimal design of planetary mechanisms of type 3K .	102
Matyushenko N. V., Fedchenko A. V., Berezhtnyy V. A. Numerical study of the problem of constructing patterns, and overlapping process at intermating neighboring teeth	111
Nastasenkov V. A. System principles of the initial stage of selection and development of scientific and technical problems..	114
Popov A. P., Mozgovoy M. G., Myronenko A. I., Savenkov O. I. Contact strength of gears, taking into account the nonlinear relationship between the deformations and stresses of the teeth.....	120
Rusnák J., Kadnár M., Tóth F., Bošanský M. The impact of selected environmentally friendly lubricants on the wear of the sliding bearing	124
Samidov X. S., Ahadov A. B. Optimization of oscillatory processes of electromechanical drives systems of technological machines by the time of damping.....	127
Strelnikov V. N. Research of axial forces of large wave transmission	131
Tkach P. M., Nosko P. L., Fil' P. V., Revyakina O. O. Qualitative indicators of the operability of sine spur gears	135
Tkachenko V. N., Ustinenko A. V., Borisenko S. V. Experimental study of the stress-strain state of a flexible wheel for wave gear	140
Tkachuk M. A., Khlan A. V., Nabokov A. V., Grabovsky A. V., Bibik D. V., Saverska M. S. Synthesis of design and technological solutions for the strength and rigidity characteristics of engineering structures.....	143
Tkachuk M. A., Chepurinov A. D., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Bondarenko M. O., Saverska M., Lunyov E. Innovative products: development, research, optimization.....	153
Ustinenko A. V., Protasov R. V., Andrienko S. V. Research of contact stress by height of tooth in gears with evolute meshing .	160
Chernyshev V. L. The analysis of the dynamics of nonholonomic mechanical systems using method of dynamic condition..	164
Yaglinsky V. P., Gutyrya S. S., Chanchin A. M., Zheglava V. M. Effect of parametric oscillations on the fatigue strength of the epicycle for wheel gear	169

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"**

Збірник наукових праць

Серія:
Проблеми механічного приводу

№ 25 (1247) 2017

Наукові редактори д-р техн. наук, проф. М. А. Ткачук,
канд. техн. наук, доц., с.н.с. О. В. Устиненко
Технічний редактор канд. техн. наук, доц., с.н.с. О. В. Устиненко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, 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. № 13–17.

Підп. до друку 14.08.2017 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 19,3. Обл.-вид. арк. 19,85.
Тираж 100 пр. Зам. № 5.08.17. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ "ХПІ". Свідоцтво про державну реєстрацію
суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2

Видавець: ФОП Панов А. М. Свідоцтво ДК № 4847 від 06.02.2015 р.
Надруковано в поліграфцентрі "Влавке"
Харків, вул. Жон Мироносиць, 10, оф. 6
тел. +38 (057) 714-06-74, +38 (050) 976-32-87
copy@vlavke.com.ua, <http://vlavke.com.ua>

ДЛЯ ПОДАТОК

