МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

Науково-технічний журнал

1'2015

Держвидання

Свідоцтво Міністерства Інформації України КВ №3648 від 27.01.1999 р.

ЗАСНОВАНИЙ рішенням Президії АН ВО України 28.11.96.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Головний редактор:

акад. AH BO, д.т.н., проф. Є.Є. Александров

Заступники головного редактора:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.П. Марченко акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.О. Волонцевич

Відповідальний секретар:

к.т.н., с.н.с. М.С. Ярмак

Члени редколегії:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.В. Бреславський акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.М. Внуков акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.С. Воробйов акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.І. Грабченко акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.Т. Лебедєв акад. АН ВО, д.т.н., проф. Г.І. Львов акад. АН ВО, д.т.н., проф. О.К. Морачковський акад. АН ВО, д.т.н., проф. М.А. Подригало акад. АН ВО, д.т.н., проф. В.Б. Самородов акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.В. Тимофієв акад. АН ВО, д.т.н., проф. М.А. Ткачук акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.М. Туренко

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПІ", каф. ІТС КГМ ім. О.О. Морозова Тел. (057) 707-63-55 Е-mail: mech mb@meta.ua

3MICT Стор. Транспортне машинобудування Бондарь А. И., Дегтярь С. М., Павленко С. А., Пилипенко О. Ю. К вопросу совершенствования систем противопожарной защиты отечественных бое-3 вых машин Возгрин Ю. В., Зарянов В. А., Кузьминский В. А., Лазурко А. В., Мормило Я. М. Комплексное исследование зависимости эффективности теплообмена в системе охлаждения от варьирования входных величин в широком рабочем диапазоне методами конечноэлементного моделирования 13 Волонцевич Д. О., Воронцов С.М., Мормило Я.М., Яремченко А. С. Підвищення прохідності колісних машин та вирівнювання ресурсу агрегатів трансмісії шляхом введення статичного дисбалансу розподілу ваги між мостами 24 Волосников С.А. Основные этапы синтеза SEP системы и ее компоненты основных свойств ОБТТ 35 Гужва Ю.М., Стримовский С.В., Безлепкин А.А., Бадекин А.А., Рудчук Ю.В. Перспективы внедрения автоматической системы управления предпусковой подготовкой и пуском силовой установки на военных 41 машинах с дизельным двигателем семейства ЗТД... Єріцян Б. Х., Любарський Б. Г., Якунін Д. І. Імітаційне моделювання комбінованого приводу нахилу кузова швидкісного електропоїзду 48 Крот С.Г., Кузьминский В.А., Мормило Я.М., Фолунин С.А., Хань С.П., Шигин Я.В. Сравнительный анализ моторно-трансмиссионных установок колесных БТР, разработанных в ГП «ХКБМ», по показателям качества и технического обслуживания. 56

	Стор.
Сенько В. И., Макеев С.В., Чепурной А.Д., Литвиненко А.В., Шейченко Р.И., Граборов Р.В., Ткачук Н.А. Чубань М.А. Методологические основы расширенных прочностных и динамических исследований при испытаниях длиннобазных платформ	
Сергиенко А.Н., Любарский Б.Г., Медведев Н.Г., Сергиенко Н.Е., Перевозник А.С., Соболев Е.Ф. Моделирование тягового электропривода гибридного автомобиля на основе синхронного двига-	67
теля с возбуждением от постоянных магнитов	82
Серпухов О. В., Коритченко К. В., Бізонич Д. В. Удосконалення характеристик автономного факельного підігрівача на двигуні 5 ТДФ	92
$Pебров\ A.Ю.,\ Muzyщенко\ P.\Pi.\ $ Использование информационных технологий при идентификации показателей инновационных тракторных сельскохозяйственных шин категорий IF и VF	98
Динаміка та міцність машин	
Папазов С.В., Аврамов К.В. Численное моделирование аэроупругих колебаний пластинчатых конструкций	106
<i>Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.Н.</i> Контактное взаимодействие в модифицированном зубчатом зацеплении	113
Машинознавство	
Волонцевич Д.О., Ковалюх Р.В. Основы классификации регулируемых механических зубчатых передач и некоторые вопросы их структурного синтеза	118
Прикладна механіка	
<i>Сакун О.В., Хілько Ю.В., Коритченко К.В., Белоусов І.О.</i> Експериментальне дослідження системи метання газо-детонаційним зарядом	128
Технологія машинобудування	
Геворкян Э.С., Лавриненко С.Н., Волонцевич Д.О., Ярмак Н.С. Новое поколение функциональных материалов на основе нанопорошков диоксида циркония	135
Марченко А.П., Кравченко С.А., Ткачук Н.А., Белоусов Е.В., Шпаковский В.В. Применение комбинированных технологий упрочнения трущихся поверхностей двигателей внутреннего сгорания и численное моделирование их контактного взаимодействия	142
К 70-летию доктора технических наук, профессора, академика Академии наук высшего образования Украины, Лауреата государственной премии Украины в области науки и техники, Заслуженного деятеля науки и техники Украины АЛЕКСАНДРОВА Евгения Евгеньевича	149
До відома авторів	151

Механіка та машинобудування: наук.-техн. журнал. – Харків: HTУ «ХПІ», HПКП "Механіка"2015. – № 1. – 154 с.

Збірник наукових та науково-практичних статей з питань механіки, машинобудування та сучасних технологій різноманітних галузей промисловості.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ» Протокол №10 від 27 листопада 2015 р.

© Міністерство освіти і науки України, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Академія наук вищої школи України, відділення механіки та машинобудування, НПКП "Механіка" 2015.

ТРАНСПОРТНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 623.942.2, 623.592

Бондарь А.И.; Дегтярь С.М.; Павленко С.А.; Пилипенко О.Ю.

К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ ЗАЩИТЫ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ БОЕВЫХ МАШИН

Ввеление.

Одним из важнейших факторов, влияющих на живучесть боевых машин, является наличие в их составе системы противопожарного оборудования (ППО), обеспечивающей своевременное тушение пожаров (возгораний горюче-смазочных материалов и других технических жидкостей) внутри отделений боевых машин. Учитывая особенности компоновки и функциональных задач, стоящих перед боевыми машинами, развитие технологии приборостроения делает возможным и необходимым уменьшение пространства, занимаемого системами ППО и аппаратурой ППО в частности, увеличение быстродействия и надежности систем ППО, что позволит минимизировать безвозвратные потери техники и личного состава.

Цель работы.

Определение перспектив развития систем ППО отечественных боевых машин.

Основная часть.

Системы противопожарного оборудования предназначены для тушения пожаров (возгораний горюче-смазочных материалов и других технических жидкостей) внутри отделений боевых машин и состоят из следующих составных частей: датчиков, баллонов и аппаратуры.

В соответствии с отраслевым стандартом системы ППО должны обеспечивать тушение пожаров внутри отделений боевых машин в автоматическом и ручном режимах.

Аппаратура ППО должна обеспечивать:

- световую сигнализацию о количестве заряженных (заправленных огнетушащей смесью) баллонов ППО;
 - световую сигнализацию о пожаре в отделении;
 - выдачу сигнала на исполнительный механизм (пиропатрон) баллона ППО;
- выдачу сигнала на исполнительный механизм очередного баллона ППО через 15-25с после подачи сигнала на исполнительный механизм предыдущего баллона;
- выдачу сигнала на выключение вентиляции при невозможности тушения пожара без ее выключения;
 - выдачу сигнала на механизмы герметизации отделения при их наличии;
- выдачу сигнала на включение вентиляции через 15-25с после подачи сигнала на ее выключение при отсутствии сигнала с датчиков системы;
- выдачу сигнала на срабатывание механизма остановки двигателя или устройства, прекращающего вентиляцию моторно-трансмиссионного отделения;
- выдачу сигнала на исполнительные механизмы баллонов ППО с задержкой до полной остановки двигателя при срабатывании механизма остановки двигателя и без задержки для боевой машины, не требующей остановки двигателя;

© А.И. Бондарь, 2015

- выдачу сигнала на срабатывание механизма остановки дополнительного агрегата питания;
- время прохождения сигнала с момента выдачи его датчиком до момента подачи сигнала на исполнительный механизм баллона ППО без учета задержки на остановку двигателя должно составлять не более 0,05с.

Рассмотрим состав и основные технические характеристики систем ППО разработки и производства бывшего СССР и Украины, установленных на основных боевых бронированных машинах (танки типа Т-64Б(БВ), Т-72 производства СССР).

Применяемая система ЗЭЦ11-2 имеет состав:

- блок автоматики Б11-5-2С1 1шт.;
- пульт управления и сигнализации П11-5 1шт.;
- коробка управления вентилятором (нагнетателем) КУВ11 2шт;
- коробка динамического торможения К11 1шт.;
- термодатчик ТД-1 15шт.;
- комплект прибора контрольного КПК11-2 1 комплект на 30 систем;
- комплект ЗиП [3].

Пульт управления и сигнализации П11-5 предназначен для контроля исправности системы, сигнализации и ручного дублирования сигналов ППО и прибора радиационно-химической разведки. На лицевой панели пульта расположены все органы управления, предохранители и сигнальные лампы. Кнопки «ПО», «ЗО», «ОРБ» закрываются откидной пломбируемой крышкой. Кнопки «ПРОВЕРКА», «СБРОС», тумблер «ППО-ОПВТ» конструктивно защищены от случайных включений.

Блок автоматики Б11-5-2С1 выдает команды на исполнительные механизмы при поступлении соответствующих входных сигналов от термодатчиков, пульта П11-5 и прибора радиационно-химической разведки.

Коробка управления вентилятором (нагнетателем) КУВ11 предназначена для управления работой вентилятора (нагнетателя). Ручной пуск и остановка нагнетателя осуществляется кнопками ПУСК и СТОП.

Коробка динамического торможения К11 предназначена для переключения электродвигателя вентилятора в режим динамического торможения с целью ускоренного закрывания клапана электровентилятора по сигналам от прибора радиационно-химической разведки.

Комплект прибора контрольного КПК11-2 — предназначен для тестирования работоспособности системы 39Ц11-2.

Система срабатывает при воздействии на один из термодатчиков температурного перепада $150^{\rm o}$ C. Время срабатывания системы не более $10~{\rm c}$ с начала воздействия температурного перепада (в диапазоне температурного перепада $+60...+150~{\rm o}$ C срабатывание системы не гарантируется).

При воздействии на один из термодатчиков температурного перепада 60° С и менее система не срабатывает.

Напряжение питания системы 22-29 В постоянного тока.

Аппаратура системы выполнена на радиоэлементах 1970-х годов.

На рисунке 1 приведен внешний вид пульта П11-5.

На лицевой стороне пульта П11-5 находятся:

- 1 кнопка ручного подрыва баллонов переднего отделения (обитаемого отделения), находится под крышкой;
 - 2 лампа индикации наличия пожара в переднем отделении;
- 3 лампа индикации исправности электрической цепи пиропатрона 1-го баллона и заправки огнетушащей смесью 1-го баллона;
 - 4 лампа индикации наличия пожара в заднем отделении (моторно-

трансмиссионном отделении);

- 5 лампа индикации исправности электрической цепи пиропатрона 2-го баллона и заправки огнетушащей смесью 2-го баллона;
- 6 лампа индикации исправности электрической цепи пиропатрона 3-го баллона и заправки огнетушащей смесью 3-го баллона;
- 7 лампа индикации включения фильтровентиляционной установки в режиме фильтровентиляции;
- 8 тумблер переключения режимов работы «оборудование подводного вождения противопожарное оборудование»;
 - 9 кнопка приведения системы ППО в исходное состояние;
 - 10 кнопка запуска цикла проверки работоспособности системы ППО;
 - 11 предохранитель пульта П1-5;
 - 12 лампа индикации включения режима ОПВТ;
 - 13 предохранитель системы ППО;
- 14 кнопка дублирующего (ручного) запуска исполнительных механизмов по показаниям наличия отравляющих радиобактериологических веществ на приборе радиационно-химической разведки;
- 15 кнопка ручного подрыва баллонов заднего отделения (моторнотрансмиссионного отделения (МТО)), находится под крышкой [4].

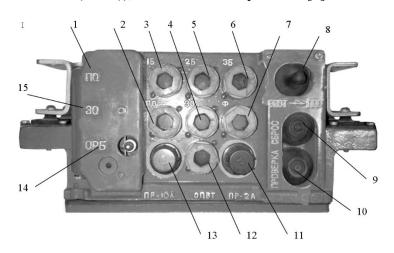


Рис. 1. Внешний вид пульта П11-5

Танк типа Т-80УД производства СССР, Украины:

Система 3ЭЦ13

Состав:

Блок автоматики Б13 – 1шт.;

Пульт управления и сигнализации П13 – 1шт.;

Коробка управления вентилятором (нагнетателем) КУВ11 – 2шт;

Оптический датчик ОД1 – 10шт.;

Термодатчик ТД-1 – 5шт.;

Коробка динамического торможения К11 – 1шт.;

Комплект прибора контрольного КПК-13–1 комплект на 30 систем;

Комплект ЗиП.

Напряжение питания системы 22-29 В постоянного тока.

Аппаратура системы выполнена на радиоэлементах 1980-х годов.

С целью увеличения быстродействия системы ППО, в состав системы 3ЭЦ13 вместо 10 термодатчиков ТД-1 (время срабатывания не более 50 мс) введены 10 опти-

ческих датчиков ОД-1 (время срабатывания не более 2 мс). Время срабатывания пиропатрона баллона ППО не более 40 мс [5]. В остальном алгоритм работы системы 3ЭЦ13 аналогичен алгоритму работы системы 3ЭЦ11-2, назначение блоков и пультов системы 3ЭЦ13 аналогично назначению блоков и пультов системы 3ЭЦ11-2.

В связи с переходом танкостроения Украины на комплектующие собственного производства, налажено серийное производство аппаратуры ППО, по своим функциям, габаритным и установочным размерам аналогичной аппаратуре системы ЗЭЦ13. Аппаратура ППО украинского производства устанавливается в танки украинского производства типа Т-80УД, БМ БУЛАТ, БМ ОПЛОТ.

Аппаратура украинского производства выполнена на радиоэлементах 1990-х годов. В таблице 1 приведен состав аппаратуры системы 3ЭЦ13 и их украинские аналоги.

Состав аппаратуры системы 3ЭЦ13 и их украинские аналоги

Таблица 1

course williams to a training and a similar						
Система 3ЭЦ13	Украинские аналоги	Примечание				
Блок автоматики Б13	Прибор Б709					
Пульт управления и сигнализации П13	Прибор П708					
Коробка управления вентилятором	Прибор КУВ401					
(нагнетателем) КУВ11						
Оптический датчик ОД1	Оптический датчик ОД1					
Термодатчик ТД-1	Аналог отсутствует					
Коробка динамического торможения К11	Прибор К402					
Комплект прибора контрольного КПК-13	Прибор КПК707					

На рисунке 2 приведен внешний вид прибора П708.

Органы управления и индикации прибора П708 аналогичны органам управления и индикации пульта П11-5 [6].



Рис. 2. Внешний вид прибора П708

Аппаратура ППО бронетранспортера БТР-80 производства СССР.

В состав аппаратуры ППО бронетранспортера БТР-80 входит коробка КР-40 с установленными в ней элементами коммутации. Органов управления и индикации коробка КР-40 не имеет. Управление системой ППО производится кнопками на щите механика-водителя. На щите также расположены индикаторы (лампочки), сигнализирующие об исправности электрической цепи пиропатронов баллонов ППО. Система встроенного контроля исправности электрических цепей системы ППО отсутствует. Аппаратура ППО выполнена на радиоэлементах 1970-х годов.

В бронетранспортере БТР-3Е1 отечественного производства также используется аппаратура, аналогичная аппаратуре ППО бронетранспортера БТР-80. Эксплуатацион-

ные надписи органов управления щитка приборов БТР-3Е1 выполнены на английском языке.

Внешний вид зоны ППО щитка приборов бронетранспортера БТР-80 представлен на рисунке 3.

В зоне ППО щитка приборов бронетранспортера БТР-80 находятся:

- 1 лампа индикации включения 1-го баллона;
- 2 лампа индикации включения 2-го баллона;
- 3 тумблер включения работы ППО в автоматическом режиме;
- 4 лампа индикации наличия пожара;
- 5 кнопки (2шт.) ручной активации баллонов ППО (находятся под защитной крышкой).

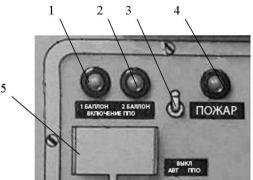


Рис. 3. Внешний вид зоны ППО щитка приборов бронетранспортера БТР-80

В связи с необходимостью комплектации бронетранспортеров украинского производства аппаратурой управления ППО отечественного производства, техническим старением аппаратуры ППО, установленной на бронетранспортерах БТР-80 и БТР-3Е1, отсутствием в этой аппаратуре функции контроля исправности системы ППО, разработан блок-пульт ППО с функцией контроля исправности системы ППО на современной элементной базе. Блок-пульт ППО установлен на бронетранспортере БТР-4Е отечественного производства.

Внешний вид блок-пульта ППО БТР-4Е представлен на рисунке 4.

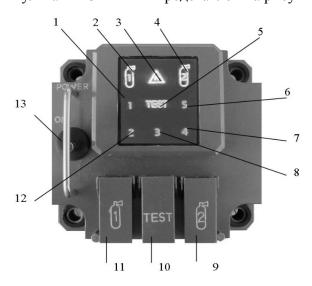


Рис. 4. Внешний вид блок-пульта ППО

На лицевой стороне блок-пульта ППО находятся: 1 — индикатор работоспособности 1-го термодатчика;

- 2 индикатор активации 1-го баллона;
- 3 индикатор наличия пожара;
- 4 индикатор включения 2-го баллона;
- 5 индикатор прохождения режима встроенного контроля работоспособности системы ППО:
 - 6 индикатор работоспособности 5-го термодатчика;
 - 7 индикатор работоспособности 4-го термодатчика;
 - 8 индикатор работоспособности 3-го термодатчика;
 - 9 кнопка активации 2-го баллона;
- 10 кнопка включения режима встроенного контроля работоспособности системы ППО;
 - 11 кнопка активации 1-го баллона;
 - 12 индикатор работоспособности 2-го термодатчика;
 - 13 автомат защиты сети электрооборудования блок-пульта ППО.

При создании отечественного бронированного автомобиля с колесной формулой 4х4 в связи с ограниченностью пространства для установки аппаратуры ППО и повышенными требованиями эргономики разработана панель ППО, интегрированная в щиток приборов водителя.

Панель ППО, как и блок-пульт ППО выполнены на современной элементной базе с использованием в схемотехнических решениях микроконтроллеров и транзисторных полупроводниковых ключей в качестве «силовых выходов».

Использование в обитаемых отделениях БТР-4E и бронированного автомобиля термодатчиков обусловлено невозможностью использования оптических датчиков, как в танках по причине естественного освещения обитаемых отделений БТР-4E и бронированного автомобиля и, как следствие, ложного срабатывания оптических датчиков.

Внешний вид панели ППО бронированного автомобиля с колесной формулой 4x4 представлен на рисунке 5.

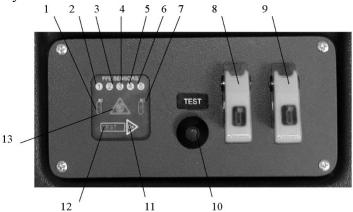


Рис. 5. Внешний вид панели ППО бронированного автомобиля с колесной формулой 4x4

На лицевой стороне панели ППО находятся:

- 1 индикатор включения 1-го баллона;
- 2 индикатор работоспособности 1-го термодатчика;
- 3 индикатор работоспособности 2-го термодатчика;
- 4 индикатор работоспособности 3-го термодатчика;
- 5 индикатор работоспособности 4-го термодатчика;
- 6 индикатор работоспособности 5-го термодатчика;

- 7 индикатор включения 2-го баллона;
- 8 тумблер активации 1-го баллона;
- 9 тумблер активации 2-го баллона;
- 10 кнопка включения режима встроенного контроля работоспособности системы ППО:
 - 11 индикатор работы генератора основного двигателя изделия;
- 12 индикатор прохождения режима встроенного контроля работоспособности системы ППО;
 - 13 индикатор наличия пожара.

Все рассмотренные системы ППО построены по принципу двукратного действия, т.е. при повторном поступлении сигнала с датчика, свидетельствующего о пожаре, аппаратура ППО выдает сигнал на подрыв второго баллона с огнетушащей смесью, следовательно, все эти системы ППО согласно теории автоматического управления по своему принципу являются замкнутыми. На рисунке 6 приведена структурная схема рассмотренных выше систем управления ППО [1].

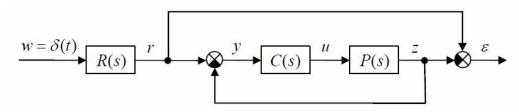


Рис. 6. Структурная схема систем управления ППО

Такой вид отображения общепринят при моделировании входных сигналов и позволяет представить систему в стандартном виде: на входе — дельта-функция, на выходе — ошибка.

На структурной схеме рисунка 6 показаны:

- w единичный импульс дельта-функции (физическая величина, воздействующая на датчик;
 - R(s) передаточная функция (преобразование Лапласа);
 - r входной сигнал (сигнал с датчика);
 - C(s) передаточная функция регулятора;
 - P(s) передаточная функция объекта;
 - у измеренный сигнал обратной связи, поступающий на вход регулятора;
 - и управляющий сигнал на выходе регулятора;
 - z сигнал на выходе объекта;
 - ε ошибка.

Время срабатывая систем ППО состоит из времени срабатывания датчиков, времени срабатывания аппаратуры управления ППО и времени срабатывания пиропатронов баллонов ППО. Учитывая, что на всех рассмотренных системах установлены датчики и пиропатроны баллонов ППО, имеющие одинаковое время срабатывания соответственно, можно сделать вывод, что изменение суммарного времени срабатывания систем ППО зависит от времени срабатывания аппаратуры ППО.

Проведем расчет времени срабатывания блока автоматики Б13 (его украинского аналога — прибора Б709) и блок-пульта ППО, в схемотехнических решениях которого применен микроконтроллер и транзисторные полупроводниковые ключи в качестве «силовых выходов» на примере электрической цепи «датчик — пиропатрон баллона ППО».

В таблице 1 приведен перечень комплектующих, входящих в состав блока автоматики Б13 и его украинского аналога – прибора Б709 по цепи срабатывания оптического датчика с указанием времени их срабатывания [7].

Таблица 1 Перечень комплектующих, входящих в состав блока автоматики Б13 и его украинского аналога — прибора Б709 по цепи срабатывания оптического датчика

No	Наименование	Марка	Быстродействие, с	Примечание
Π/Π				
1	Транзистор	2Т630Б	$0,25\cdot10^{-6}$	
2	Реле	РЭС47	9.10 ⁻³	
3	Транзистор	2T3117A	60.10-9	
4	Микросхема	168KT2B	$0.3 \cdot 10^{-6}$	
5	Микросхема	168KT2B	$0.3 \cdot 10^{-6}$	
6	Микросхема	564ЛА8	160·10 ⁻⁹	
7	Микросхема	564ЛЕ5	90.10-9	
8	Микросхема	564ЛП2	150·10 ⁻⁶	
9	Микросхема	166CT2B	$0.3 \cdot 10^{-6}$	
10	Транзистор	2Т630Б	$0,25\cdot10^{-6}$	
11	Реле	ТКЕ52ПД1	9.10-3	

Выражение для определения времени срабатывания блока автоматики Б13 (его украинского аналога – прибора Б709):

$$T_{\text{B13}} = \sum_{i=1}^{n} t_i$$
 или $T_{\text{B13}} = 18,15 \cdot 10^{-3} \text{c}$ (1)

где:

 $T_{\rm 613}$ — временя срабатывания блока автоматики Б13 (его украинского аналога — прибора Б709;

t_i – время срабатывания каждого элемента цепи.

В таблице 2 приведен перечень комплектующих, входящих в состав блок-пульта $\Pi\Pi O$ по цепи срабатывания оптического датчика с указанием времени их срабатывания.

Таблица 2 Перечень комплектующих, входящих в состав блок-пульта ППО по цепи срабатывания оптического датчика

$N_{\underline{0}}$	Наименование	Марка	Быстродействие, с	Примечание
Π/Π				
1	Микросхема	ATMega32	62,5·10 ⁻⁹	Время выполнения одной операции при использовании кварцевого резонатора с частотой 16МГц
2	Транзистор	BC846	70.10-9	
3	Транзистор	IRF9540	82.10-9	

Учитывая, что микроконтроллер работает по записанной в его память программе, в которой по цепи срабатывания оптического датчика предусмотрено выполнение 15 операций, выражение для определения суммарного времени срабатывания микропроцессора с учетом данных таблицы 2:

$$T_1 = \prod_{i=1}^n t_i$$
 или $T_1 = 937,5 \cdot 10^{-9} c$ (2)

где:

Т₁ – суммарное время срабатывания микроконтроллера;

t_i – время выполнения одной операции.

Выражение для определения времени срабатывания блок-пульта ППО с учетом данных таблицы 2:

$$T_{B-\Pi\Pi\Pi0} = \sum_{i=1}^{n} T_{i}$$
 или $T_{B-\Pi\Pi\Pi0} = 1089,5 \cdot 10^{-9} c$ (3)

где:

 $T_{\text{Б-П ППО}}$ – временя срабатывания блока – пульта ППО;

 T_{i} – время срабатывания каждого элемента цепи.

Отношение времени срабатывания блока Б13 к времени срабатывания блокпульта ППО:

$$K = \frac{T_{\text{Бав}}}{T_{\text{Б-П ППО}}}$$
 или $K = 16659,02$ (4)

В идеале мы стремимся, чтобы изменение входного сигнала мгновенно привело к такому же изменению на выходе. Можно догадаться, что для мгновенного перевода инерционной системы в новое состояние требуется бесконечное управление. Этот вариант неприемлем с практической точки зрения и нереализуем, поскольку управляющий сигнал всегда ограничен. Таким образом, реальный переходный процесс будет отличаться от идеального и в нашем случае более всего будет зависеть от быстродействия датчиков систем ППО и быстродействия пиропатронов [2].

Во всех рассмотренных боевых машинах в качестве датчиков, установленных в МТО используются термодатчики типа ТД-1. Невозможность использования в МТО оптических датчиков типа ОД1, имеющих значительно меньшее время срабатывания обусловлено постоянным наличием в МТО частиц горюче-смазочных материалов, засоряющих приемное окно оптического датчика.

Выводы:

1. Развитие технологии производства материалов, радиоэлементов, применение в схемотехнических решениях микроконтроллеров и транзисторных полупро-

водниковых ключей позволило создать аппаратуру ППО на современной элементной базе, при этом уменьшить массу и повысить надежность аппаратуры.

- 2. Достоинством современной отечественной аппаратуры ППО колесной бронированной техники является наличие системы встроенного контроля работоспособности системы ППО, отсутствующей в объектах такого класса производства СССР.
- 3. Проведенные расчеты показали увеличение быстродействия современной аппаратуры по сравнению с ранее применяемой аппаратурой более чем в 16000 раз.
- 4. Наиболее инерционными элементами современных систем ППО являются термодатчики (время срабатывания 50 мс) и пиропатроны баллонов ППО (время срабатывания не более 40 мс). Необходима разработка и введение в состав систем ППО термодатчиков с временем срабатывания на уровне 2 мс взамен термодатчиков ТД-1 и пиропатронов баллонов ППО с уменьшенным временем срабатывания до уровня 2 мс.

Литература 1. Васильев К.К. Теория автоматического управления (следящие системы). Учебное пособие. — Ульяновск, 2001. — 98 с. **2**. Лазарева Т.Я., Мартемьянов Ю.Ф. Основы теории автоматического управления. — Тамбов:Издательство ТГТУ, 2004. — 256с. **3**. Система ЗЭЦ11-2С Техническое описание ЗЭЦ11-2С.000ТО, 1977, 42 с. **4**. Пульт управления и сигнализации П11-5 Технические условия П11-5.000ТУ, 1979, 28 с. **5**. Система ЗЭЦ13 Технические условия ЗЭЦ13.000ТУ, 1979, 80 с. **6**. Приборы типа П708 Технические условия АСИП.422419.001ТУ, 1993, 72с. 7. Приборы типа КПК707 Технические условия АСИП.422419.002ТУ, 1993, 53с.

Bibliography (transliterated) 1. Vasilev K.K. Teoriya avtomaticheskogo upravleniya (sledyaschie sistemyi). Uchebnoe posobie. – Ulyanovsk, 2001. – 98 p. 2. Lazareva T.Ya., Martemyanov Yu.F. Osnovyi teorii avtomaticheskogo upravleniya. – Tambov:Izdatelstvo TGTU, 2004. – 256 p. 3. Sistema 3ETs11-2S Tehnicheskoe opisanie 3ETs11-2S.000TO, 1977, 42 p. 4. Pult upravleniya i signalizatsii P11-5 Tehnicheskie usloviya P11-5.000TU, 1979, 28 p. 5. Sistema 3ETs13 Tehnicheskie usloviya 3ETs13.000TU, 1979, 80 p. 6. Priboryi tipa P708 Tehnicheskie usloviya ASIP.422419.001TU, 1993, 72 p. 7. Priboryi tipa KPK707 Tehnicheskie usloviya ASIP.422419.002TU, 1993, 53 p.

Бондар О.І., Дегтяр С.М., Павленко С.А., Пилипенко О.Ю. ДО ПИТАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ПРОТИПОЖЕЖНОГО ЗАХИСТУ ВІТЧИЗНЯНИХ БОЙОВИХ МАШИН

У статті розглянуто апаратуру ППО, що встановлено на танках типу Т-64, Т-72, Т-80УД, БМ БУЛАТ, бронетранспортерах типу БТР-80, на прикладах танків БМ ОПЛОТ, бронетранспортера типу БТР-4Е, броньованого автомобіля з колісною формулою 4х4, показано динаміку розвитку функціональності та конструкції апаратури ППО вітчизняного виробництва.

Bondar A.I., Degtyar S.M., Pavlenko S.A., Pilipenko O.Yu.

TO THE QUESTION OF PERFECTION OF SYSTEMS OF FIRE-PREVENTION PROTECTION OF DOMESTIC FIGHTING VEHICLES

The article describes the equipment FFE mounted on tanks of the T-64, T-72, T-80UD, BM Bulat, armored personnel carriers BTR-80 type, examples BM OPLOT tanks, armored personnel carriers BTR-type 4E, an armored vehicle with a wheel 4x4 shows the dynamics of the functionality and hardware design FFE domestic production.

УДК 623. 438. 14

Возгрин Ю. В.; Зарянов В.А.; Кузьминский В. А.; Лазурко А. В.; Мормило Я. М.

КОМПЛЕКСНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ОТ ВАРЬИРОВАНИЯ ВХОДНЫХ ВЕЛИЧИН В ШИРОКОМ РАБОЧЕМ ДИАПАЗОНЕ МЕТОДАМИ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ.

Для поддержания нормального теплового режима двигателя, работающего в диапазоне температур охлаждающей жидкости 105...110°С и кратковременно 125...130°С, на современных объектах военной техники необходимо создать эффективную систему охлаждения, главной составляющей которой является теплообменное устройство, включающее в себя радиаторы, вентиляторы или эжекторную систему для осуществления движения охлаждающего воздуха.

С увеличением мощности двигателя растет количество теплоты, которое необходимо отвести от его цилиндров и блока. Решать эту проблему простым увеличением размеров радиаторов или за счет повышения отбора мощности на прокачку охлаждающей жидкости не представляется возможным в связи с ограниченным объемом моторно-трансмиссионного отделения и возможным ухудшением габаритно-массовых и мощностных характеристик. Переход от вентиляторного к эжекционному типу циркуляции охлаждающего воздуха через радиаторы, функционирующему за счет энергии отработавших газов, также не обеспечивает значительного снижения массогабаритных характеристик теплообменных устройств.

При проектировании вентиляторной системы охлаждения необходимо учитывать, что основной ее задачей является создание оптимальных тепловых режимов термически напряженных деталей цилиндропоршневой группы двигателя, а также блока цилиндров и головки. Применение экономичных, высокофорсированных и надежных двигателей внутреннего сгорания во многом определяется рациональным охлаждением деталей цилиндропоршневой группы, что приводит к ужесточению требований к радиаторам и вентиляторам. Поверхность теплообмена современных радиаторов, применяемых для тяжелой бронетехники, трубчато-пластинчатая, состоящая из плоских труб, к которым припаяны тонкие поперечные пластины (ребра). Высокая эффективность достигается благодаря непосредственному увеличению теплоотдающих поверхностей и увеличению коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности по сравнению с гладкотрубными радиаторами, причем данный процесс нестабилен вследствие непостоянства температур теплопередающих поверхностей. Оребрение трубок со стороны среды, имеющей небольшое значение коэффициента теплоотдачи, приводит к интенсификации процесса передачи теплоты. Наличие ребер повышает эффективность и жесткость конструкции, обеспечивает высокую механическую прочность, однако приводит к возрастанию газодинамического сопротивления и массы радиатора. При обтекании конвективной части радиатора воздухом вблизи поверхности теплосъема образуется тонкий пограничный слой, поведение которого определяет газодинамическое сопротивление. При отрыве пограничного слоя от поверхности обтекаемого радиатора происходит резкое увеличение сопротивления [1,2]. Для уменьшения сопротивления необходимо затянуть отрыв, т.е. сместить линию отрыва пограничного слоя как можно дальше назад к задней критической точке. Этим сужается область застойного течения за телом (след за телом) что, как следствие, позволяет уменьшить газодинамическое сопротивление, однако стоит всегда помнить о снижении эффективности конвективной передачи тепла в основной поток при тонком пограничном слое. Например, при уменьшении шага между ребрами с 3,2 мм до 2,4 мм сопротивление возрастает на 45...50%, теплоотдача на 60%, а масса сердцевины радиатора на 70% [4]. Очевидно, что эффективность радиатора зависит от решения вариационной задачи баланса трех основных параметров процесса: газодинамического сопротивления, величины теплоотдачи и массы конструкции.

Актуальным является составление справочных зависимостей удельных параметров радиатора системы охлаждения для обоснования рационального выбора геометрии конструкции силовой установки вновь разрабатываемого объекта военной техники. В качестве рассматриваемого радиатора выбрана конструкция штатного радиатора систем охлаждения силовых установок основных образцов военной техники разработки ХКБМ им. А. А. Морозова, технология производства которого отработана до уровня крупносерийного производства, а модификации отличаются лишь размером сердцевины и подводящей арматуры. Методика выбора конструкции таких радиаторов основана на классических полуэмпирических методах расчета. В рамках этой статьи авторы берутся составить математическую модель трехмерного течения воздуха в канале сердцевины радиатора с одновременным теплообменом на стенках этого канала. Как результат - получение зависимости коэффициента теплоотдачи радиатора конкретной конструкции от скорости течения и шага охлаждающих пластин.

Основная задача при аэродинамическом теплообмене сводится к определению коэффициента теплопередачи k, который зависит от скорости газа, формы, положения угла атаки обтекаемого тела, структуры пограничного слоя (ламинарного или турбулентного), физических параметров среды, теплоёмкости.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\kappa_0} + \psi \cdot R_{w\tau} + R_{t\tau}}$$
 (1)

где: κ_{θ} — коэффициент теплопередачи чистого радиатора; ψ — коэффициент оребрения поверхности охлаждения; $R_{w\tau}$, $R_{l\tau}$ — термические сопротивления, учитывающие внутренние и внешние слои загрязнения.

ЦЕЛЬЮ СТАТЬИ является исследования эффективности использования методов конечноэлементного моделирования физических процессов в частности процессов теплообмена в системе охлаждения современных образцов военной техники отечественного производства, а также выявление возможности составления единого алгоритма выбора начальных физико-технических параметров теплообменных элементов при разработке новых образцов военной техники.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Исследование процессов перемещения турбулентного потока воздуха в вентиляторной системе охлаждения от вентилятора к радиаторам опирается на эмпирическую теорию, заданную константами. Эта теория позволяет полностью оценить характер течения турбулентного потока. Модели турбулентного потока, связывающие рейнольдсовы напряжения с градиентом средней скорости, позволяют достаточно точно прогнозировать динамические и тепловые свойства пристеночных течений и течений основного потока воздуха в подводящих каналах и непосредственно на фронтальной поверхности радиатора. Из опыта эксплуатации систем охлаждения силовых установок военного назначения известно, что течение на входе в радиатор может быть как чисто ламинарным, так и турбулентным, а режим течения в свою очередь определяется скоростью потока

на входе в теплообменник, характерным поперечным размером проточного канала теплообменника (шагом оребрения) и предварительной турбулизацией, то есть направлением течения от вентилятора – обдув или всасывание.

Исходя из экспериментальных данных, при обдуве вентиляторами поверхности радиаторов рассматриваемой конструкции турбулентный поток воздуха имеет волновой пульсационный характер (см. рис. 1). Поэтому, при испытании различных конструкций кожуха, по которому движется воздушный турбулентный поток, пульсации скорости сосредотачивались в одном направлении. Имея экспериментальные данные по пульсационным характеристикам турбулентного потока, можно смоделировать движения воздуха в каждой точке области течения от выхода с вентилятора до фронтальной поверхности радиатора, если вентилятор работает на обдув, и наоборот, при работе на всасывание — от фронтальной поверхности до входа в вентилятор.

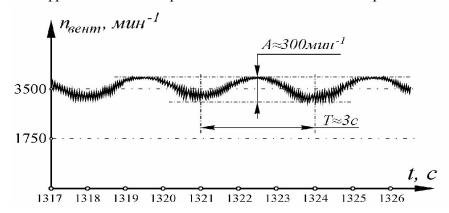


Рис. 1. Характеристика колебаний значения скорости вращения ротора вентилятора типовой системы охлаждения.

Поведение турбулентного потока имеет сложный характер. Поэтому необходимо проведение большого числа замеров и обработки опытных данных для различного рода установившихся турбулентных течений, как пристеночных, свободных, так и течений вблизи криволинейных поверхностей кожуха.

Очевидно, что картина течения охлаждающего воздуха в каналах системы охлаждения в первую очередь будет определяться геометрией конструкции каналов, и в каждом случае расчет необходимо проводить, учитывая как можно больше особенностей в модели течения. В качестве примера авторами была разработана математическая модель, отображающая трехмерное течение охлаждающего воздуха в каналах системы охлаждения силовой установки бронетранспортера БТР-4В. Данная система охлаждения предусматривает установку вентиляторов на всасывание между блоком радиаторов и моторно-трансмиссионным отделением. Компоновка системы представлена на рис. 2. Атмосферный воздух z просасывается через блок радиаторов d под действием разрежения, создаваемого вентилятором установленным на фланец d за блоком радиаторов, и спрямляется кожухом d перед входом в вентилятор; таким образом производится обдув радиаторов.

Расчет показал, что распределение поля скоростей, как и ожидалось, носит далеко не равномерный характер. Воздушный поток имеет ядро $\boldsymbol{\varepsilon}$ (см. рис. 2), скорость течения в котором превышает расчетную, что связано с пониженной средней скоростью течения в зоне $\boldsymbol{\delta}$ при постоянном исходном расходе атмосферного воздуха. Также неизбежно присутствует застойная зона \boldsymbol{a} , состоящая из присоединённых вихрей [2], например, вихрь \boldsymbol{e} . Очевидно, что такая картина достаточно отличается от расчетной, при которой поле скоростей по сечению сердцевины радиатора имеет равномерное распределение, а сужения реального эквивалентного диаметра течения не учитывается.

Очевидно введение коэффициента, учитывающего снижение коэффициента теплоотдачи при неполном омывании теплоотдающих поверхностей радиатора δ , как это и предлагается в [1, 2]. Однако, в нашем случае мы можем не полагаться на рекомендации о выборе эмпирического коэффициента полноты теплообмена для схожих конструкций, а получить действительные значения коэффициента на разных режимах течения для данной конструкции.

Для учета влияния неравномерности потока на характер обдува турбулентным потоком при использовании моделей можно изменить граничные условия на стенке (метод пристеночных функций [2]), либо вводить поправки в линейный масштаб турбулентности. Эти методы дают возможность рассчитать распределение параметров во

всей области течения от начала обтекания поверхности до внешней границы пограничного слоя, что позволяет учесть различные эффекты (теплообмен, проницаемость поверхности, влияние шероховатости и др.)

При исследовании обтекания потоком газа для расчета турбулентного пограничного слоя используют полуэмпирическую модель турбулентной вязкости, основанную на гипотезе Прандтля (о связи вязкости с турбулентной энергией), а также

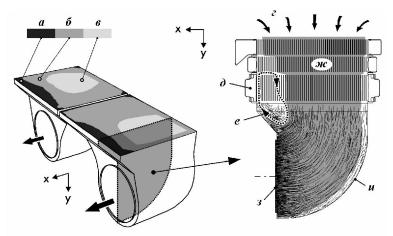


Рис. 2. Картина течения охлаждающего воздуха в системе охлаждения бронетранспортера БТР-4В на участке от входа до вентиляторного блока.

гипотезу Колмогорова (о пути смешения, непосредственно связывающую турбулентную вязкость с осредненными параметрами потока)

При обтекании радиатора потоком воздуха с более низкой температурой, в соответствии с уравнением Фурье происходит передача теплоты от радиатора путем теплопроводности во внешние слои воздуха. Нагрев происходит до тех пор, пока не установится тепловое равновесие между поверхностями тела, отдающими тепло (радиатор) и воспринимающим тепловую энергию потоком воздуха. Отвод тепла происходит в пограничном слое течения, и в зонах ламинарного течения теплопроводностью, в зонах переходного и турбулентного течения – конвективно [1, 2, 4]. При этом, $t_{cm} = t_{e}$, где t_{cm} — температура стенки, t_{e} — температура восстановления (энтальпия восстановления). Поведение пограничного слоя определяет газодинамическое сопротивление. При отрыве пограничного слоя от поверхности обтекаемого тела происходит резкое увеличение газодинамического сопротивления. Простейший пограничный слой, который образуется при обтекании твердой плоской стенки продольным потоком воздуха, является течением только с вязкой неустойчивостью. Эта неустойчивость особенно явно проявляется при течении газа с малой плотностью. Вязкая неустойчивость играет важную роль во взаимодействии воздуха с поверхностью, в частности, передачи тепловой энергии.

С целью подробного изучения теплодинамических процессов, происходящих в сердцевине радиатора, была разработана математическая модель на основе подробной геометрии внутренних каналов данной сердцевины (см. рис. 3).

Исходя из общих методик выполнения газодинамических и тепловых расчетов конечноэлементных моделей теплообменников, была выделена элементарная составляющая поверхностей теплообмена, на границах области которой ожидается условие

симметричности течения (см. рис. 4). Были заданы граничные условия, соответствующие максимально допустимым физическим параметрам охлаждающей жидкости радиатора, которые регламентируются техническими условиями эксплуатации типовых двигателей, устанавливаемых на образцы военной техники разработки ХКБМ им. А. А. Морозова, такие как: T_{mp} — температура трубок с охлаждающей жидкостью; T_{nn} — температура пластин оребрения; Sym — граничное условие симметричности; In_{Let} — скорость охлаждающего воздуха на входе с заданной температурой при нормальном атмосферном давлении; Out_{Let} — давление перед вентилятором. Теплообмен происходит на участке L_{nn} , который равен глубине сердцевины радиатора, однако расчетный объем был дополнен входным участком L_{ex} , а также выходным — L_{ebx} , с целью исключения влияния краевых эффектов на основную расчетную область, а также для выравнивания поля температур на контрольной плоскости S_{resalt} .

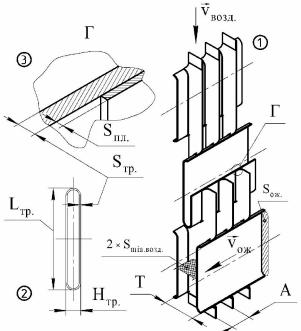


Рис. 3. Геометрия каналов сердцевины радиатора.

- 1- Конструкция сердцевины.
- 2- Геометрия плоской трубки.
- 3- Геометрия соединения элементов.

 $L_{\text{BX}} = In_{\text{Let}}$ $T_{mp} = S_{\text{min.80/3.}}$ $T_{n.3.}$ $T_{n.3.}$ Sym $T_{n.3.}$ $T_{n.3.}$ Sym S_{revalt} $S_{\text{min.80/3.}}$ $S_{\text{min.80/3.}}$

Рис. 4. Конечноэлементная модель проточной части канала радиатора.

- 1- Геометрия проточной части.
- 2- Граничные условия на минимальном сечении.
- 3- Густота конечноэлементной сетки.

Как указывалось выше, при разработке новых боевых машин рекомендуется использовать технологичные конструкции и решения серийного уровня производства. К таким относиться и сердцевина типовых радиаторов производства ГП «ЗиМ». В такой конструкции радиатора инженер-конструктор имеет возможность лишь варьировать площадью сердцевины и шагом ребер, что в свою очередь ведет к изменению трех взаимосвязанных параметров: коэффициента теплоотдачи, газодинамического сопротивления, а также массы сердцевины радиатора. Так как теплопроизводительность двигателя (диссипативная тепловая энергия, которую необходимо отвести в атмосферный воздух) является заданной, разработанная модель позволит нам оценить и составить зависимости всех трех определяющих параметров в заданном диапазоне скоростей охлаждающего воздуха на различных режимах течения с различным шагом ребер.

$$V = \frac{\mathbf{Re} \cdot \eta(t_{amm.})}{\rho(t_{amm.}) \cdot D_{zu\partial p. экв.}}$$

$$\mathbf{Re}_{namunap.} = 500$$

$$\mathbf{Re}_{nepexoo.} = 2300$$

$$\mathbf{Re}_{myp \delta y.nehm.} = 6000$$

$$D_{zu\partial p. экв.} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\min. so3\partial.}}{\pi}}$$

$$(2)$$

Авторы задавались тремя характерными температурами воздуха окружающей среды при эксплуатации боевых машин в различное время года, а также технологически приемлемым шагом пластин охлаждения и соответствующими им скоростями течения на различных режимах в канале, которые определялись согласно (2), где \mathbf{Re}_{pex} - критерий Рейнольдса, соответствующий режиму течения, $\mathbf{D}_{eud.9\kappa B.}$ — эквивалентный гидравлический диаметр канала, определяемый по известной $\mathbf{S}_{min.6o3d.}$ (рис. 4), динамической вязкости $\boldsymbol{\eta}(t_{amm.})$ и плотность атмосферного воздуха $\boldsymbol{\rho}(t_{amm.})$ при данной температуре. Результаты сведены в таблицу 1.

Таблица 1.

		Скорость течения воздуха через сердцевину (V), м/с								
	Режим течения воздуха Ламинарный (Re = 500)		Переходной (Re = 2300)			Турбулентный (Re = 6000)				
Температура воздуха (t_{amm}), °С		-25	5	+55	-25	5	+55	-25	5	+55
с пла- адиа-	1,2	4,732	6,609	7,765	21,768	25,801	35,72	56,786	_	_
	1,5	3,786	4,487	6,212	17,414	20,641	28,576	45,429	53,846	_
ющих ны р. , мм	2	2,839	3,365	4,659	13,061	15,481	21,432	34,071	40,385	55,909
эхлаждающ сердцевины тора (A), мэ	3	1,893	2,244	3,106	8,707	10,321	14,288	22,714	26,923	37,273
эхлаж сердц тора	5	1,136	1.346	1,864	5,224	6,192	8,573	13,629	16,154	22,364
и2 ос ин с	8	_	0,841	1,165	3,265	3,87	5,358	8,518	10,096	13,977
Шаг с	15	_	_	0,621	1,741	2,064	2,858	4,543	5,385	7,455

Как видно из табл. 1, в общей сложности необходимо провести 57 виртуальных экспериментов. Авторы исключили случаи с заведомо не эффективными результатами. Так, при больших скоростях и малом шаге ребер — получим достаточно большие потери давления; при малых скоростях и наибольшем из рассматриваемых шагом оребрения — получим низкий коэффициент теплоотдачи, таким образом данные результаты в практическом исполне-

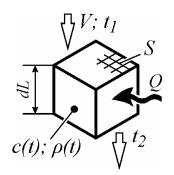


Рис. 5. Модель теплообмена.

нии для рассматриваемых условий не являются приемлемыми.

Определение коэффициента теплоотдачи будем вести из соображения (см. рис. 5), что вся теплота Q, отданная поверхностями теплообменника, воспринимается охлаждающим воздухом с удельной теплоемкостью c(t) и плотностью $\rho(t)$, проходящим через площадку площадью S за время T со скоростью V и повышает его тепловую энергию, изменяя температуру от начальной t_1 до t_2 . В общем виде для всего канала будем иметь следующее:

$$K = \frac{W}{S}$$

$$W = \frac{Q}{T}$$

$$\Rightarrow K = \frac{Q}{T \cdot S}$$

$$Q = c(t) \cdot m \cdot \Delta t$$

$$\Delta t = t_2 - t_1$$

$$m = \dot{m} \cdot T$$

$$\Rightarrow Q = c(t) \cdot \dot{m} \cdot T \cdot (t_2 - t_1)$$

$$\dot{m} = \rho(t) \cdot V \cdot S$$

$$\Rightarrow K = c(t) \cdot \rho(t) \cdot V \cdot (t_2 - t_1),$$
(3)

где K — коэффициент теплоотдачи, B_T/m^2 , W — мощность теплового потока, \dot{m} - массовый расход воздуха, кг.

Результатом виртуальных экспериментов являются два семейства по три плоскости (по количеству исходных температур охлаждающего воздуха). Первое семейство представлено на рис. 6, где показана зависимость коэффициента теплоотдачи радиатора K рассматриваемой конструкции с сердцевиной площадью один метр квадратный от входной скорости охлаждающего воздуха V при различном шаге пластин оребрения A.

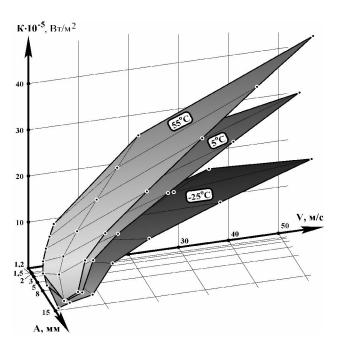
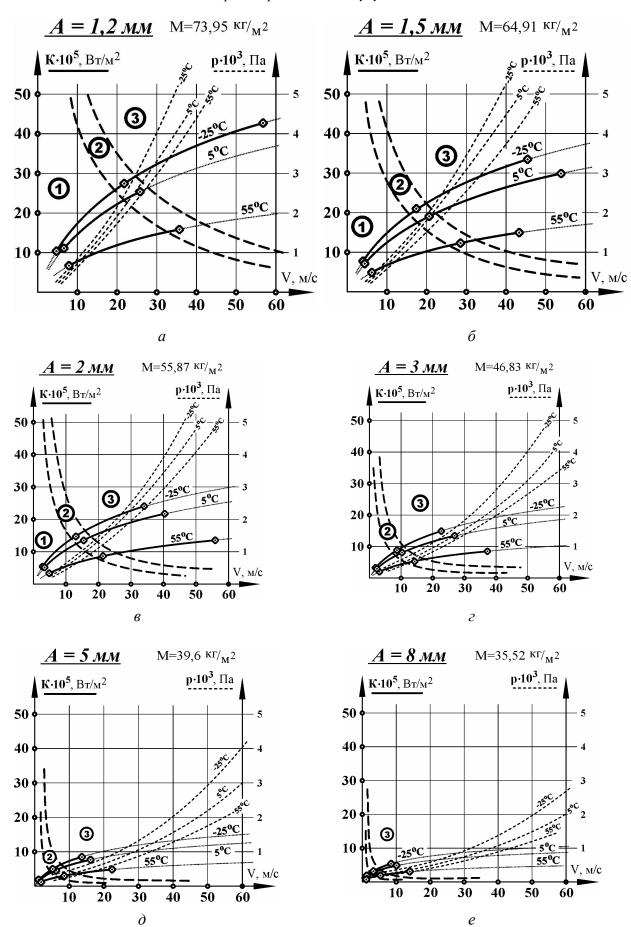


Рис. 6. Семейство плоскостей, характеризующих зависимость коэффициента теплоотдачи радиатора от входной скорости воздуха и шага оребрения.

Второе семейство плоскостей имеет аналогичный вид и отображает зависимость падения давления p (напора) охлаждающего воздуха при прохождении через сердцевину радиатора от скорости охлаждающего воздуха V при различном шаге пластин A.

Очевидно, что значения удельной массы сердцевины радиатора не зависят от скорости потока охлаждающего воздуха и его начальной температура. Масса сердцевины зависит лишь от густоты пластин оребрения и материалов, из которых выполняется сердцевина. Следовательно, удобно совместить оба семейства плоскостей — коэффициента теплоотдачи и падения давления, и в результате математическими методами получить сечения, соответствующие

каждому рассматриваемому шагу установки пластин оребрения с указанием массы единицы площади сердцевины для данного шага (см. рис. 7).



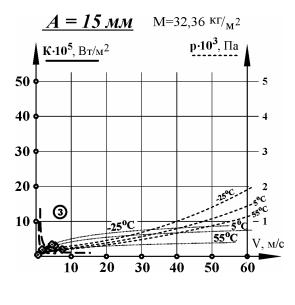
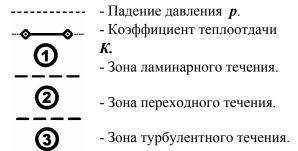


Рис. 7. Графики зависимости коэффициента теплоотдачи K и падения давления p от скорости потока охлаждающего воздуха V через сердцевину радиатора.



ж

Наглядно видно, что данные графики позволяют однозначно установить все три определяющих параметра эффективности радиатора и в конечном итоге задаться площадью сердцевины радиатора для дальнейших уточняющих расчетов при разработке новой системы охлаждения с использованием типовой технологии производства радиаторов.

Для оценки качества полученных результатов сравним экспериментальные данные, полученные во время тепловых испытаний системы охлаждения БТР-4В, с данными, полученными с использованием методов предварительного расчета, представленными в этой статье. Краткие сведения относительно испытаний радиаторного блока (см. рис. 2) системы охлаждения бронетранспортера БТР-4В приведены в таблице 2.

Так как рассматриваемый блок имеет четыре последовательно установленных сердцевины, условия на выходе с каждой предыдущей сердцевины будут входными условиями для каждой последующей.

Таблица2

Количество сердцевин в блоке.	4
Площадь фронтовой поверхности сердцевин, м ²	0,742
Температура охлаждающей жидкости, °С	~110
Температура атмосферного воздуха, °С	+55
Температура на выходе с радиаторов $t_{s\kappa c}$, ${}^{o}\mathrm{C}$	+87
Скорость охлаждающего воздуха, м/с	3,301
Шаг ребер охлаждения, мм	3

Очевидно, что температура входа на вторую сердцевину будет выше, чем температура входа на первой, так как воздух будет подогрет, следовательно, теплообмен будет менее интенсивен в каждой последующей сердцевине. Поэтому нам понадобится более полный график семейства кривых, нежели представленные графики на рис. 7. Такой расширенный (в нашем случае для шага 3 мм) график представлен на рис. 8; он получен при интерполяции имеющихся расчетных кривых методом нормального распре-

деления (падение давление не показано). По кривым, соответствующим начальной температуре 55°C находим, что скорости V = 3.3 м/с соответствует коэффициент теплоотдачи $K = 207,3 \text{ кBт/м}^2$, таким образом для площади сердцевины 0,742 м² максимальная мощность теплоотдачи одного радиатора будет равна N =153,8 кВт. Тогда, зная мощность теплоотдачи одного радиатора, не сложно найти суммарную теплоотдачу блока, учитывая неравномерность поля скоростей показанного на рис. 2 (коэффициент неравномерности поля скоростей $\delta =$

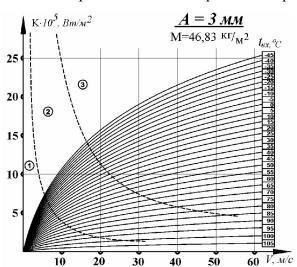


Рис. 8. Расширенный график зависимости коэффициента теплоотдачи K от скорости потока охлаждающего воздуха V через сердцевину радиатора с шагом охлаждающих пластин 3мм.

0,37), а также снижение уровня теплоотдачи на каждой сердцевине (коэффициенты $\varphi_1 = 0,82$; $\varphi_2 = 0,61$; $\varphi_3 = 0,52$; $\varphi_4 = 0,38$), учитывающее понижение температуры охлаждающей жидкости радиатора вдоль трубок. Далее, по суммарной тепловой энергии, переданной охлаждающему воздуху, определить температуру на выходе из блока радиаторов t_2 :

$$N_{\Sigma} = \frac{Q}{T}$$

$$N_{\Sigma} = N \cdot \delta \cdot (\varphi_{1} + \varphi_{2} + \varphi_{3} + \varphi_{4})$$

$$Q = c(t) \cdot m \cdot (t_{2} - t_{ex})$$

$$m = \dot{m} \cdot T$$

$$\Rightarrow t_{2} = \frac{N \cdot \delta \cdot (\varphi_{1} + \varphi_{2} + \varphi_{3} + \varphi_{4})}{c(t) \cdot \dot{m}} + t_{1} = 90,9(^{\circ}C), \quad (3)$$

где T – время теплообмена; N_{Σ} - суммарная мощность всех радиаторов.

Полученная расчетная температура несколько выше экспериментальной на 3,9 °C, это связано в основном с несколько неустановившимся тепловым режимом при проведении испытаний, с загрязнением внутренней и внешней теплообменной поверхности сердцевины, а также с отводом тепловой энергии в элементы конструкции боевой машины. В целом полученные результаты пригодны для первичного выбора геометрии радиатора и согласуются с экспериментальными данными, расхождения связаны с пренебрежением нерасчетными диссипациями.

выводы:

Дифференциальное моделирование, дополненное методом конечноэлементного вычисления, дает более полное представление движения потоков как турбулентного, так переходного и ламинарного характера, позволяет решать сложные задачи теплооб-

мена, учитывающие практически все тепловые и динамические процессы, происходящие в теплообменных устройствах.

Из анализа материалов, изложенных в данной статье, следует, что при разработке радиаторов вентиляторной системы охлаждения на основе технологичной серийной конструкции сердцевины удобно составлять справочные графики семейства кривых, характеризующих зависимость трех параметров, определяющих эффективность системы охлаждения с целью рационального выбора геометрии элементов теплообменных устройств на начальных этапах проектирования. Предложенный метод дает приемлемую сходимость с экспериментальными данными, что показано при рассмотрении математической модели для вентиляторной системы охлаждения БТР-4В.

Литература: 1. Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярко. — М.: Машиностроение, 1990. — 208с. 2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. — М.: Наука, 1969. -411с. 3. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Антуфьев. — М—Л.: Энергия, 1966. — 184с. 4. Автотракторные радиаторы / — Л., Машиностроение, 1978. — 193с. 5. Гудман Ф. Динамика рассеяния газа поверхностью / Ф. Гудман, Г. Вахман. — М.: Мир, 1980. — 423с. 6. Струминский В.В. Аэродинамика и молекулярная газовая / В.В. Струминский. — М.: Наука, 1985. — 319с.

Bibliography (transliterated): 1. Kalinin EH. K. Intensifikaciya teploobmena v kanalah / EH. K. Kalinin, G. A. Drejcer, S. A. YArko. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 208s. 2. SHlihting G. Teoriya pogranichnogo sloya / G. SHlihting. – M.: Nauka, 1969. -411s. 3. Antuf'ev V. M. EHffektivnost' razlichnyh form konvektivnyh poverhnostej nagreva / V. M. Antuf'ev. – M–L.: EHnergiya, 1966. – 184s. 4. Avtotraktornye radiatory / – L., Mashinostroenie, 1978. – 193s. 5. Gudman F. Dinamika rasseyaniya gaza poverhnost'yu / F. Gudman, G. Vahman. – M.: Mir, 1980. – 423s. 6. Struminskij V.V. Aehrodinamika i molekulyarnaya gazovaya / V.V. Struminskij. – M.: Nauka, 1985. – 319s.

Ю.В. Возгрін, В.А. Зарянов, В.А. Кузьминский, О.В. Лазурко, Я.М. Мормило

КОМПЛЕКСНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ ВІД ВАРІЮВАННЯ ВХІДНИХ ВЕЛИЧИН У ШИРО-КОМУ РОБОЧОМУ ДІАПАЗОНІ МЕТОДАМИ КІНЦЕВОЕЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.

У статті проведено дослідження процесів теплообміну в радіаторах серійної конструкції з метою складання довідкових залежностей для раціонального вибору геометрії теплообмінних пристроїв на початкових етапах проектування.

Виконаний перевірочний розрахунок, який доводить відповідність розрахункових, а також отриманих експериментальним шляхом даних.

Yu.V. Vozgrin, V.A. Zaryanov, V.A. Kuzminsky, O.V. Lazurko, Y.M. Mormilo

COMPLEX RESEARCH DEPENDENCE OF THE EFFICIENCY OF HEAT EXCHANGE IN COOLING SYSTEM BY VARYING THE INPUT VALUE TO A WIDE OPERATING RANGE OF METHODS MESH MODELING.

In this paper a study of heat exchange in the radiator burst design in order to make reference dependencies for rational choice of geometry of heat exchangers in the early design stages.

Made checking calculation proving compliance calculated and experimentally determined data.

УДК 621.85

Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Воронцов С.М., канд. техн. наук; Мормило Я.М., Яремченко A.C.

ПІДВИЩЕННЯ ПРОХІДНОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН ТА ВИРІВНЮВАННЯ РЕСУРСУ АГРЕГАТІВ ТРАНСМІСІЇ ШЛЯХОМ ВВЕДЕННЯ СТАТИЧНОГО ДИСБАЛАНСУ РОЗПОДІЛУ ВАГИ МІЖ МОСТАМИ

Вступ. Актуальність задачі.

Починаючи з кінця 90-х років минулого сторіччя більшість країн світу почали значно більшу увагу в концепціях побудови своїх збройних сил приділяти застосуванню колісних шасі замість гусеничних особливо для легкоброньованої техніки. Це пов'язано з багатьма причинами, основними з яких є: менша вага, більша швидкість, більший ресурс, більша економічність і при виготовленні і при експлуатації. Однак при всіх цих перевагах колісна техніка має суттєво меншу прохідність на бездоріжжі. Тому питання отримання максимально можливих показників тягової прохідності і вирівнювання ресурсних показників між ведучими колесами при розробці нових колісних шасі без додаткових капіталовкладень і без зменшення інших тактико-технічних характеристик є задачею важливою і актуальною.

Короткий аналіз існуючого підходу до розподілу ваги повнопривідної колісної машини між ведучими мостами

В сучасних колісних машинах високої прохідності прийнято повну (максимальну) вагу машини розподіляти між мостами рівномірно. Це необхідно для забезпечення рівномірного розподілу тиску на опорну поверхню і для реалізації максимально можливої сили тяги повнопривідної машини на місцевості. Рівномірність цього розподілу контролюється в статиці на горизонтальній площині для повністю укомплектованої, заправленої машини з водієм (екіпажем) та максимально дозволеним вантажем (боєкомплектом).

Однак в реальних обставинах при русі машини виникає багато динамічних і квазістатичних факторів, які вносять дисбаланс у цю встановлену у статиці рівновагу. До таких факторів можна віднести сили інерції при прискоренні і уповільненні, сили опору повітря, сили, що виникають при подоланні ухилів, моменти опору коченню коліс (рис. 1).

I, якщо більшість цих факторів діє епізодично, то моменти опору коченню коліс діють постійно, доки машина рухається по дорозі або місцевості.

Безумовно, якщо в важких дорожніх умовах колісна машина рухається з повністю блокованою трансмісією, то за рахунок перерозподілу ваги між мостами в максимальній силі тяги ми не втрачаємо, але ми перевантажуємо задній міст (групу задніх мостів) і їхній привод. Це призводить до нерівномірного зносу, як правило, уніфікованих агрегатів трансмісії (головних передач, колісних редукторів, карданних шарнірів).

Якщо ж ми рухаємось при незаблокованому повному диференціальному приводі, то за рахунок перерозподілу ваги між мостами ми втрачаємо максимально можливу силу тяги за рахунок вирівнювання на міжосьових диференціалах сили тяги по найменшій, що задається першим ведучім мостом. У цьому випадку нерівномірності зносу немає, але ϵ достатньо суттєва стабільна втрата в прохідності.

Питання перерозподілу нормальних реакцій під мостами при русі машини не нове. Певною мірою воно відображене навіть в підручниках і навчальних посібниках з загальної теорії автомобіля [1, 2]. Але не зовсім в тій постановці, що може стати корисною для повнопривідних машин.

© Д.О.Волонцевич, 2015

Тому вирішення цього протиріччя шляхом раціонального вибору величини попередньо заданого статичного дисбалансу для багатоколісних повнопривідних колісних машин ϵ актуальною задачею.

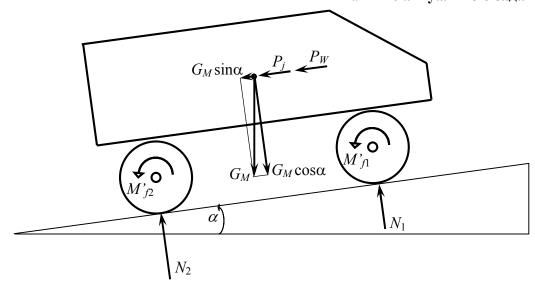


Рис. 1. Додаткові силові фактори, що впливають на перерозподіл нормальних реакцій N_1 та N_2 під мостами:

 $G_M \sin \alpha$ — сила протидії підйому; P_j — сила протидії прискоренню; P_W — сила опору повітря; M'_{f1} , M'_{f2} — моменти опору коченню коліс

Мета і постановка задачі

Всі факти, описані у вступі і розділі 1 даної роботи, підкреслюють важливість і актуальність задачі підвищення прохідності повнопривідних колісних машин та вирівнювання ресурсу агрегатів трансмісії шляхом раціонального вибору величини попередньо заданого статичного дисбалансу розподілу ваги між мостами.

Метою даної роботи ϵ розробка методики раціонального вибору величини попередньо заданого статичного дисбалансу розподілу ваги між мостами для підвищення прохідності і вирівнювання ресурсу агрегатів трансмісії за рахунок вирівнювання навантаження на ведучі мости при русі машини в тяговому режимі.

Задачі, що вирішуються для досягнення поставленої мети:

- 1) Визначення впливу кожної з усіх збурюючих сил на перерозподіл нормальних реакцій під мостами для машин з різними кількістю і розташуванням цих мостів.
- 2) Визначення раціональної величини попередньо заданого статичного дисбалансу розподілу ваги між мостами.

Основна частина

Загальні положення

Величину дисбалансу ваги машини між мостами пропонується визначати показниками, які розраховуються за формулами:

$$m = \frac{N_R}{N_F}; \quad m_F = \frac{N_F}{N_M} \quad {
m Ta} \quad m_R = \frac{N_R}{N_M},$$

m — показник відносної нерівномірності завантаження заднього мосту порівняно з переднім;

 $m_{\rm F}$ — показник нерівномірності завантаження переднього мосту;

 m_R – показник нерівномірності завантаження заднього мосту;

 N_{F} – нормальна реакція під переднім мостом при русі машини;

 $N_{\it R}\,$ – нормальна реакція під заднім мостом при русі машини;

 N_M — середня нормальна реакція під мостами для машини, що знаходиться в статиці на горизонтальній площині і обчислюється за формулою:

$$N_M = \frac{G_M}{n_{axles}}$$
,

де G_{M} – повна максимальна вага машини;

 n_{axles} — кількість мостів в машині.

Для геометричних характеристик машин прийняті такі позначення, які наведені на рис. 2. На рис. 2 введені такі позначення:

L – подовжня база машини;

 L_1 – відстань між першим і другим мостами для 3- та 4-вісних машин;

 L_2 – відстань між першим і третім мостами для 4-вісних машин;

A – відстань від першого мосту до подовжньої координати центру ваги;

H – висота від опорної поверхні до вертикальної координати центру ваги.

Будемо розглядати поставлену задачу, приймаючи такі допущення:

- 1) висота центру мас машини співпадає з висотою дії сили опору повітря;
- 2) для чотиривісних машин будемо розглядати тільки симетричні варіанти компоновок 2-2 та 1-2-1, при яких $A=L/2=(L_1+L_2)/2$;
- 3) для тривісних машин за умови рівномірного навантаження всіх осей в статиці положення центру мас A буде однозначно залежати від L_1 та L і визначатися за формулою:

$$A = \frac{\left(L + L_1\right)}{3};$$

Всі розрахунки будемо проводити у відносних величинах, для чого всі лінійні розміри виражатимемо через подовжню базу машини L, а сили — через вагу машини G_M :

- відносна висота центру мас $h = \frac{H}{L}$;
- відносна відстань від першого мосту до подовжньої координати центру ваги $a = \frac{A}{L}$;
- відносна відстань між першим і другим мостами для 3- та 4-вісних машин $l_1 = \frac{L_1}{L}$;
- відносна відстань між першим і третім мостами для 4-вісних машин $l_2 = \frac{L_2}{L}$;
- відносні нормальні реакції під мостами відповідно $n_1=\frac{N_1}{G_M}\,,\; n_2=\frac{N_2}{G_M}\,,\; n_3=\frac{N_3}{G_M}\,,$

$$n_4 = \frac{N_4}{G_M};$$

- узагальнена питома подовжня збурююча сила $p = \frac{P}{G_M}$, де P — повна подовжня збурююча сила, що може включати в себе компоненти згідно з формулою:

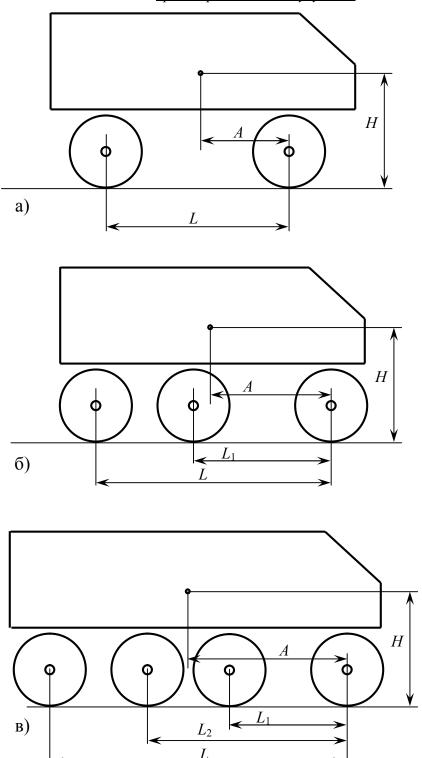


Рис. 2. Геометричні характеристики машин: а) двовісних; б) тривісних; в) чотиривісних

$$P = P_j + P_W + G_M \sin \alpha + P(M'_f),$$

де P_j — сила протидії прискоренню j, що визначається за формулою:

$$P_j = \frac{G_M}{g} j ;$$

 P_W — сила опору повітря, що визначається за формулою $P_W = k_\alpha F v^2$, де, в свою чергу: k_α — коефіцієнт обтічності; F — площа лобової проекції машини; v — швидкість руху машини;

 $G_{M}\sin lpha$ — сила протидії підйому;

 $P(M'_f)$ — сила, що приведена до центру мас машини, яка викликана реактивними моментами від опору коченню всіх коліс.

Походження останньої сили доцільно пояснити докладніше.

Для будь-якого ведучого колеса, навантаженого вертикальною силою N, що рівномірно прямолінійно котиться по горизонтальній дорозі під дією обертального моменту, який прикладений до осі колеса, виникає сила опору кочення. Ця сила з класичної теорії руху колісних машин визначається за формулою $P_f=Nf$ (тут f — коефіцієнт опору руху на заданій місцевості для відповідного типу шин і тиску в них). Для подолання цієї сили, що діє в площині дороги, до колеса для забезпечення рівномірного руху необхідно підвести обертальний момент $M_f=P_fR_{DW}$ в напрямку обертання колеса (тут R_{DW} — радіус ведучого колеса). Відповідно третього закону Ньютона до корпусу машини (ведучого мосту) буде прикладений реактивний момент $M'_f=-M_f$. Щоб привести отриманий реактивний момент до узагальненої збурюючої сили необхідно поділити його на висоту розташування центру мас: $P(M'_f) = \frac{NfR_{DW}}{H}$.

Вплив узагальненої збурюючої сили на перерозподіл нормальних реакцій під мостами двовісної машини

До машини з геометричними характеристиками згідно рис. 2а прикладемо узагальнену подовжню збурюючу силу P. Тоді, виходячи з рівноваги обертальних моментів, розрахованих відносно центрів плям контакту під переднім та заднім мостами, одержуємо нормальні реакції під мостами:

$$N_F = N_1 = \frac{LG_M}{2} - PH = \frac{G_M}{2} - Ph;$$
 $N_R = N_2 = \frac{LG_M}{2} + PH = \frac{G_M}{2} + Ph.$

Середня нормальна реакція $N_M = \frac{G_M}{2}$.

Відповідно показники нерівномірності

$$m = \frac{0.5G_M + Ph}{0.5G_M + Ph} = \frac{0.5 + ph}{0.5 - ph}; \quad m_F = \frac{0.5G_M - Ph}{0.5G_M} = 1 - 2ph \quad \text{Ta} \quad m_R = \frac{0.5G_M + Ph}{0.5G_M} = 1 + 2ph.$$

Для h в діапазоні 0,1 ... 0,5 побудовано графіки показника відносної нерівномірності завантаження заднього мосту порівняно з переднім (рис. 3a), та показників нерівномірності завантаження переднього і заднього мостів (рис. 36).

Максимальне значення узагальненої подовжньої збурюючої сили P для кожної відносної висоти розташування центру мас обмежувалось відривом переднього мосту від дороги.

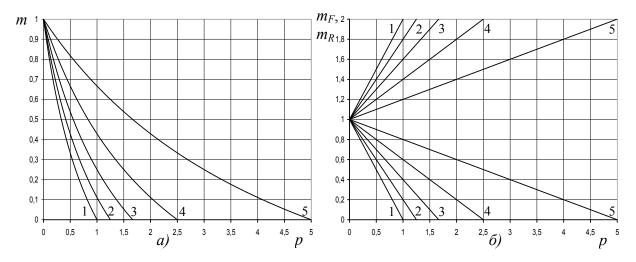


Рис. 3. Показники нерівномірності завантаження осей двовісної машини: а) — показники відносної нерівномірності завантаження заднього мосту порівняно з переднім; б) — показники нерівномірності завантаження переднього і заднього мостів; 1 - h = 0.5; 2 - h = 0.4; 3 - h = 0.3; 4 - h = 0.2; 5 - h = 0.1

Вплив узагальненої збурюючої сили на перерозподіл нормальних реакцій під мостами тривісної машини

До машини з геометричними характеристиками згідно рис. 26 прикладемо узагальнену подовжню збурюючу силу P. Тоді, виходячи з рівноваги обертальних моментів та за умови жорсткості корпусу машини, розрахованих відносно центрів плям контакту під переднім та заднім мостами, одержуємо такі нормальні реакції під мостами та подовжню координату центру мас при рівномірному розподілі ваги між мостами в статиці у відносних величинах:

$$a = \frac{1 + l_1}{3}; \quad n_1 = \frac{1 + l_1^2 - (1 + l_1)(a + ph)}{2(l_1^2 - l_1 + 1)}; \quad n_3 = \frac{1 + n_1 l_1 - 2n_1}{l_1 + 1}; \quad n_2 = 1 - n_1 - n_3.$$

Відповідно показники нерівномірності

$$m = \frac{n_1}{n_2}$$
; $m_F = \frac{n_1}{0.333}$ ra $m_R = \frac{n_3}{0.333}$.

Для h в діапазоні 0,1 ... 0,5 та l_1 в діапазоні 0,25 ... 0,75 побудовано графіки показника відносної нерівномірності завантаження заднього мосту порівняно з переднім, та показників нерівномірності завантаження переднього і заднього мостів (рис. 4).

Також, як і для двовісної машини, максимальне значення узагальненої подовжньої збурюючої сили P для кожної відносної висоти розташування центру мас обмежувалось відривом переднього мосту від дороги.

Вплив узагальненої збурюючої сили на перерозподіл нормальних реакцій під мостами чотиривісної машини

До машини з геометричними характеристиками згідно рис. 2в прикладемо узагальнену подовжню збурюючу силу P. Розглянемо три варіанти розташування осей з симетричним відносно бази розташуванням мостів та центру мас: 1-1-1-1, 2-2, 1-2-1. Відповідно значення параметрів $l_1=0.333$, $l_2=0.667$ для 1-1-1-1, $l_1=0.25$, $l_2=0.75$ для 2-2 та $l_1=0.375$, $l_2=0.625$ для 1-2-1.

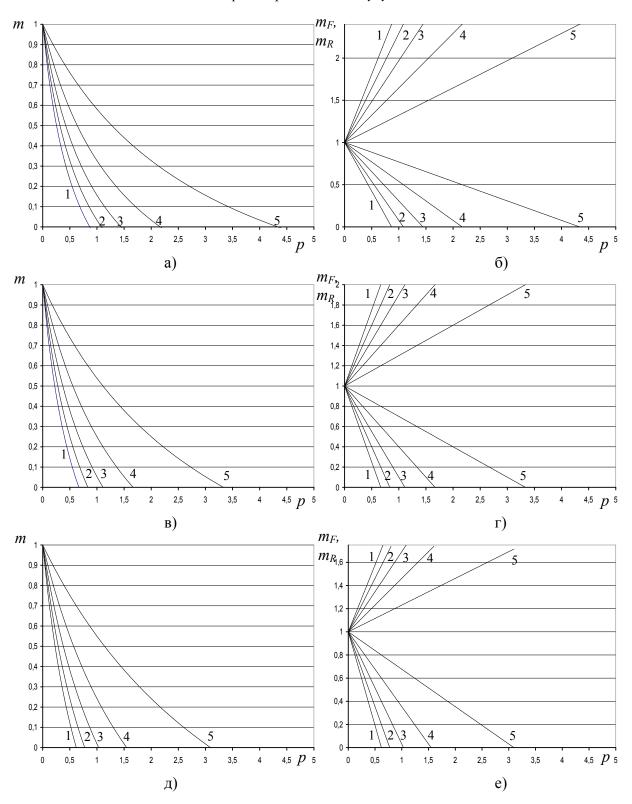


Рис. 4. Показники нерівномірності завантаження осей тривісної машини: а), в) д) — показники відносної нерівномірності завантаження заднього мосту порівняно з переднім відповідно для l_1 =0,25; l_1 =0,5 та ; l_1 =0,75;

б), г) е) – показники нерівномірності завантаження переднього і заднього мостів відповідно для l_1 =0,25; l_1 =0,5 та ; l_1 =0,75; 1-h=0,5; 2-h=0,4; 3-h=0,3; 4-h=0,2; 5-h=0,1

Тоді, виходячи з рівноваги обертальних моментів та за умови жорсткості корпусу машини, розрахованих відносно центрів плям контакту під переднім та заднім мостами, одержуємо такі нормальні реакції під мостами при рівномірному розподілі ваги між мостами в статиці у відносних величинах:

$$n_{1(4)} = 0.25 \mp \frac{ph}{1.25 + l_1(l_1 - 1)}.$$

Відповідно показники нерівномірності

$$m = \frac{n_1}{n_4}$$
; $m_F = \frac{n_1}{0.25}$ ra $m_R = \frac{n_4}{0.25}$.

Для h в діапазоні $0,1 \dots 0,5$ та l_1 в раніше указаному діапазоні побудовано графіки показника відносної нерівномірності завантаження заднього мосту порівняно з переднім, та показників нерівномірності завантаження переднього і заднього мостів (рис. 5).

Також, як і для двовісних і тривісних машин, максимальне значення узагальненої подовжньої збурюючої сили P для кожної відносної висоти розташування центру мас обмежувалось відривом переднього мосту від дороги.

Аналіз впливу узагальненої збурюючої сили на перерозподіл нормальних реакцій під мостами колісного бронетранспортера БТР-4E

Розглянемо рівномірний рух бронетранспортера по горизонтальній поверхні зі швидкістю v та коефіцієнтом опору руху f.

Для бронетранспортера БТР-4E характерні такі відносні розміри [3, 4]: l_1 = 0,3 ; h = 0,275 ; $\frac{R_{DW}}{H}$ = 0,442 . Для оцінки сили опору повітря необхідні розміри лобової проекції: B_M = 2,9 м., H_M = 2,86 м., h_M = 0,46 м. Відповідно внесок сили опору повітря до узагальненої збурюючої сили буде складати

$$p_W^* = \frac{P_W}{G_M} = \frac{k_\alpha F v^2}{G_M} = \frac{0.65 \cdot 2.9 \cdot (2.86 - 0.46) v^2}{21.9 \cdot 1000 \cdot 9.81} = 2.106 \cdot 10^{-5} v^2.$$

Крім того, для подолання цієї додаткової сили опору необхідно на ведучих колесах реалізувати обертальний момент, який до узагальненої збурюючої сили буде додавати величину

$$p_W^{**} = \frac{P_W}{G_M} \cdot \frac{R_{DW}}{H} = 2,106 \cdot 10^{-5} \cdot 0,442 \cdot v^2 = 9,286 \cdot 10^{-6} \cdot v^2$$
.

Тоді повний внесок сили опору повітря до узагальненої збурюючої сили буде складати

$$p_W = p_W^* + p_W^{**} = (2,106 \cdot 10^{-5} + 9,286 \cdot 10^{-6}) \cdot v^2 = 3,035 \cdot 10^{-5} \cdot v^2$$
.

Для подолання опору кочення по місцевості необхідно до ведучих коліс прикласти обертальний момент, що після приведення до узагальненої збурюючої сили буде складати

$$p_f = \frac{P(M'_f)}{G_M} = \frac{fR_{DW}}{H} = 0.442 \cdot f$$
.

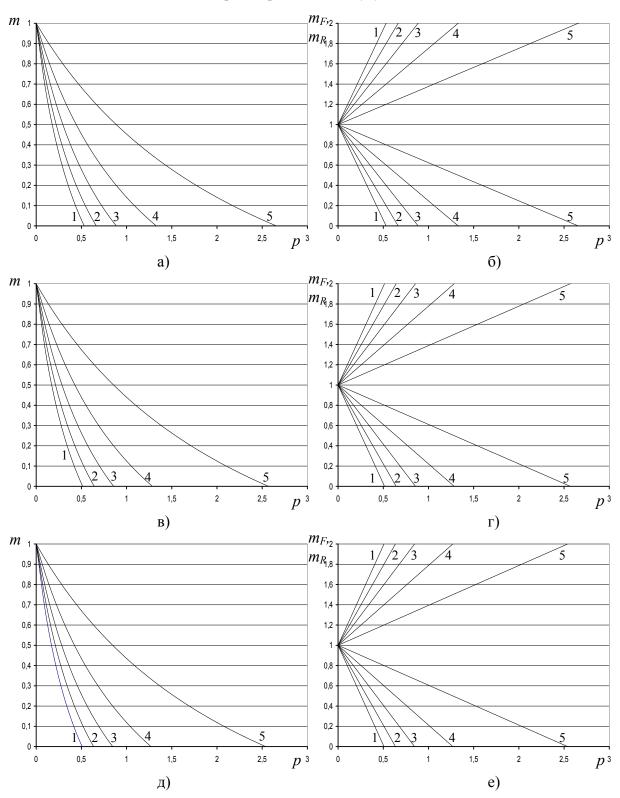


Рис. 5. Показники нерівномірності завантаження осей чотиривісної машини: а), в) д) — показники відносної нерівномірності завантаження заднього мосту порівняно з переднім відповідно для $l_1=0,333$, $l_2=0,667$; $l_1=0,25$, $l_2=0,75$: $l_1=0,375$, $l_2=0,625$; б), г) е) — показники нерівномірності завантаження переднього і заднього мостів відповідно для $l_1=0,333$, $l_2=0,667$; $l_1=0,25$, $l_2=0,75$: $l_1=0,375$, $l_2=0,625$; 1-h=0,5; 2-h=0,4; 3-h=0,3; 4-h=0,2; 3-h=0,1

Повне значення узагальненої збурюючої сили буде складати

$$p = p_W + p_f = 3.035 \cdot 10^{-5} \cdot v^2 + 0.442 \cdot f$$
.

Для цієї узагальненої збурюючої сили було побудовано графік залежності показника нерівномірності завантаження заднього мосту при варіюванні швидкості від 0 до 33 м/с і коефіцієнту опору руху від 0.015 до 0.3 (рис. 6).

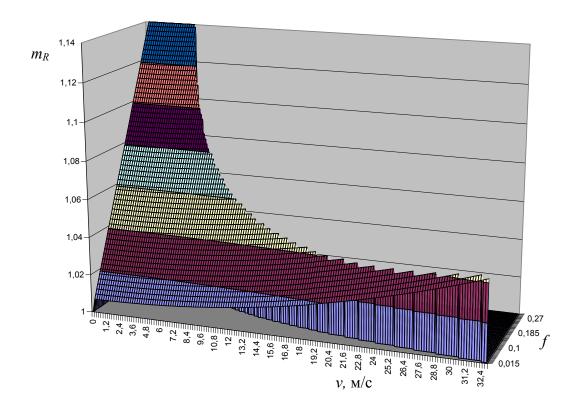


Рис. 6. Показник нерівномірності завантаження заднього мосту БТР-4E при рівномірному русі по горизонтальній дорозі

Виходячи з рис. 6, середня нерівномірність завантаження мостів БТР-4Е в основних експлуатаційних режимах складає 4-5%. Це відповідає значенню узагальненої збурюючої сили p=0,0375...0,0475. Відповідно для її компенсації необхідно провести зміщення центру мас від середини бази до носу машини на величину $\Delta L=p\frac{H}{L}L=0,045...0,057$ м.

висновки

Відповідно до поставлених для рішення цілей і завдань за результатами проведеної роботи можна зробити наступні висновки:

- 1) Отримані при розрахунках значення показника нерівномірності завантаження заднього мосту БТР-4Е при рівномірному русі по горизонтальній дорозі в основних експлуатаційних режимах становлять 4-5%, що не може істотно вплинути на прохідність машини.
- 2) Значення показника нерівномірності завантаження заднього мосту БТР-4Е при прискоренні та на підйом значно більші, але боротися з ними за рахунок введення постійного попереднього перенавантаження передніх мостів недоцільно.

- 3) У разі використання постійного повного диференціального механічного або індивідуального електричного приводу для вирівнювання завантаженості агрегатів трансмісії в основних експлуатаційних режимах рекомендується зміщати центр мас машини в бік носу від положення, яке забезпечує рівномірне завантаження мостів у статиці, на величину, що розрахована за наведеною методикою.
- 4) Для колісного бронетранспортера БТР-4E це зміщення складає приблизно $0.05~\mathrm{m}$.
- 5) Надана рекомендація стосується виключно колісних машин з відносно сталим навантаженням і положенням центру мас в процесі експлуатації (бойові машини, автомобілі і спеціальні шасі, на яких розміщене технологічне обладнання і таке інше).

Література: 1. Вохминов Д.Е. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования: Учебное пособие / Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Московкин и др. — М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2000. — 48 с. 2. Туревский И.С. Теория автомобиля: Учебное пособие / И.С. Туревский. — М.: Высш. шк., 2005. — 240 с. 3. https://ru.wikipedia.org/wiki/БТР-4. 4. http:// kollektsiya.ru/tanki/632-btr-4-butsefalsovremennyj-ukrainskij-bronetransporter.html.

Bibliography (transliterated) 1. Vohminov D.E. Metodika rascheta tyagovo-skorostnyih svoystv i toplivnoy ekonomichnosti avtomobilya na stadii proektirovaniya: Uchebnoe posobie / D.E. Vohminov, V.V. Konovalov, V.V. Moskovkin i dr. – M.: Izd-vo MGTU «MAMI», 2000. – 48 s. 2. Turevskiy I.S. Teoriya avtomobilya: Uchebnoe posobie / I.S. Turevskiy. – M.: Vyissh. shk., 2005. – 240 s. 3. https://ru.wikipedia.org/wiki/BTR-4. 4. https://ru.wikipedia.org/wiki/BTR-4. 4. https://kollektsiya.ru/tanki/632-btr-4-butsefal-sovremennyj-ukrainskij-bronetransporter.html.

Волонцевич Д.О., Воронцов С.Н., Мормило Я.М., Яремченко А.С. ПОВЫШЕНИЕ ПРОХОДИМОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН И ВЫРАВНИВАНИЕ РЕСУРСА АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИИ ПУТЕМ ВВЕДЕНИЯ СТАТИЧЕСКОГО ДИСБАЛАНСА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕСА МЕЖДУ МОСТАМИ

В работе оценено влияние основных возмущающих сил, возникающих при движении колесной машины в тяговом режиме, на перераспределение нагрузок на мосты. Предложена методика рационального выбора величины предварительно заданного статического дисбаланса распределения веса между мостами для повышения проходимости и выравнивания ресурса агрегатов трансмиссии за счет выравнивания нагрузки на ведущие мосты при движении машины в тяговом режиме. Применение предложенной методики проиллюстрировано на примере колесного бронетранспортера БТР-4E.

Volontsevich D.O., Vorontsov S.N., Mormilo J.M., Yaremchenko A.S. ALIGNMENT RESOURCE OF TRANSMISSION UNITS AND IMPROVE OFF ROAD ABILITY OF WHEELED VEHICLES BY INTRODUCING STATIC UNBALANCE WEIGHT DISTRIBUTION BETWEEN THE AXLES

The paper assessed the impact of major disturbing forces generated by the movement of the car in traction mode on the redistribution of loads on axles. The technique of rational choice of the value of the predetermined static imbalance of weight distribution between the axles for alignment resource of transmission units and for improve off road ability due to load balancing on drive axles when driving the car in the traction mode is proposed. Application of the proposed method is illustrated by the example of a wheeled armored personnel carrier BTR-4E.

Волосников С.А.

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ СИНТЕЗА SEP СИСТЕМЫ И ЕЕ КОМПОНЕНТЫ ОСНОВНЫХ СВОЙСТВ ОБТТ

На современном этапе своего развития объекты бронетанковой техники (ОБТТ) являются сложными человекоуправляемыми (эргатическими) техническими системами, которые характеризуются четырьмя основными свойствами: огневой мощью, защищенностью, подвижностью и командной управляемостью. Степень сложности технических систем, обеспечивающих требуемые показатели и характеристики, отражающие эти свойства, достигла такого уровня, что в условиях жестких требований по времени отработки управляющих воздействий ограниченным числом членов экипажа на возрастающий поток входящей информации превышает физиологические возможности человека. Поэтому возникла необходимость в создании дополнительных систем, обеспечивающих такое функционирование объекта БТТ, которое в наибольшей степени позволяет использовать задекларированные тактико-технические характеристики (ТТХ).

Из обзора и анализа доступных публикаций следует, что повышение характеристик огневой мощи [1, 2] сводится к совершенствованию и развитию системы управления огнем (СУО). В основном это работы, направленные на автоматизацию выработки исходных данных для стрельбы, обеспечения их исполнения и минимизация погрешностей с учетом внешних факторов. Здесь достигнуты значительные успехи путем установки стабилизатора вооружения, лазерного прицела дальномера, датчиков прогиба канала ствола и скорости ветра. При этом проблемным направлением остается поиск, обнаружение и идентификация целей, особенно неподвижных.

Взаимосвязь показателей, определяющих огневую мощь ОБТТ, представлена на рис. 1.

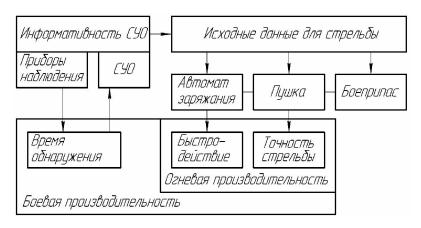


Рис. 1. Взаимосвязь показателей огневой мощи

В целом, в современных танках СУО интегрирована в бортовую информационно - управляющую систему, которая имеет настраивающуюся структуру, что предполагает командирское целеуказание и передачу функций наводчика командиру танка.

Защищенности танков традиционно посвящено много работ [3, 4]. Следует подчеркнуть, что здесь также совершен определенный переход на новый концептуальный уровень обеспечения защищенности. Если ранее задача состояла в обеспечении защищенности путем наращивания пассивной защиты, то на современном этапе, ввиду того,

© С.А. Волосников, 2015

<u>Транспортне машинобудування</u>

что масса машины достигла максимально приемлемых значений, реализуется комплексный принцип защищенности [4], включающий в себя: скрытность, срыв наведения и увод боеприпаса, уничтожение на подлете и, наконец, пассивную защиту. При этом акцент смещен в сторону первых трех составляющих. Здесь, как в отечественных разработках "Штора", так и в зарубежных наблюдается непрерывный прогресс. Несмотря на большое количество разработок по всеракурсной защите машин в горизонтальной плоскости, верхняя полусфера остается наименее защищенной. Наличие кассетных боеприпасов, как артиллерийских, так и авиационных [5] в еще большей степени делает актуальной задачу защиты от поражающих элементов из верхней полусферы.

Современная структура элементов ОБТТ отечественной разработки, обеспечивающая его защищенность, представлена на рис. 2.

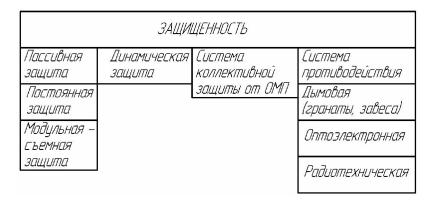


Рис. 2. Элементы ОБТТ, обеспечивающие защищенность

Большое количество работ, поток которых не прекращается, посвящен повышению подвижности ОБТТ, причем как традиционных гусеничных, так и колесных. Успешное решение задач подвижности современных гусеничных и колесных машин осуществляют ГП "ХКБМ" им А.А. Морозова, НТУ "ХПИ", традиционно этими задачами занимаются ученые и специалисты МГТУ им. Н.Э. Баумана, Академия БТВ, ВНИИТрансмаш. Широко известны труды в этой области отечественных и зарубежных ученых Б.А. Абрамова, П.П. Исакова, Е.Е. Александрова, М.G. Веккег, J.Y. Wong и других. Практически все доступные публикации в области подвижности связаны с исследованием различных условий движения, а работ, посвященных обеспечению полного использования показателей подвижности, заложенных в конструкцию машины практически не обнаружено.

Подвижность на пересеченной местности ограничена конструкцией подвески. Одна из последних разработок в этой области – активная система подрессоривания с электронным управлением [6] ECASS (Electronically Controlled Active Suspension System). При использовании на колесных машинах ECASS устанавливается вместо традиционного гидравлического амортизатора. Система ECASS обеспечивает близкое к постоянному положению корпуса машины, регулируя его вертикальные перемещения в зависимости от дорожных условий. Она комбинирует сглаживание ударов и управление креном корпуса, его горизонтальным перемещением и поворотом. При резком повороте ECASS понижает центр тяжести машины, уменьшая опрокидывающий момент.

В основе системы лежит система датчиков перемещения корпуса и расчета его оптимального положения. Датчики перемещения и ускорения расположены на корпусе возле каждого колеса, а датчики продольных и поперечных ускорений – возле центра масс.

Взаимосвязь показателей подвижности приведена на рис. 3.

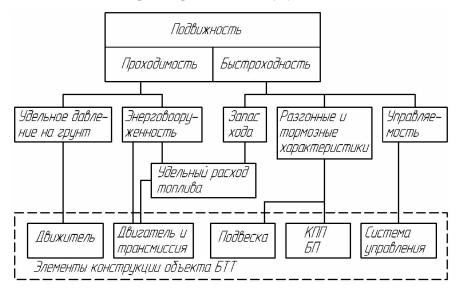


Рис. 3. Взаимосвязь показателей подвижности ОБТТ

ECASS устанавливается и на гусеничные платформы, что существенно повышает подвижность. Кроме этого, такая подвеска повышает точность стрельбы. Большая подвижность на пересеченной местности обеспечивает повышенную живучесть. Таким образом, электронная система управления подвеской повышает все основные свойства ОБТТ.

Следует подчеркнуть, что несмотря на начало разработки SEP систем в Великобритании и Швеции в середине 90-х годов и анонсирование создания и модернизации машин с этими системами [7, 8], методы решения задач определения номенклатуры операций и функций SEP системы в доступных источниках не обнаружено. В тоже время в ряде публикаций декларативного характера [7] анонсируется существенное повышение подвижности танка M1A2 SEP, в частности — увеличение скорости передвижения на марше.

Таким образом, можно заключить, что в системах повышения качества платформы используется концептуально новый принцип управления подвеской, который в отличие от применявшегося до него, предполагавшего демпфирование элементами подвески колебаний корпуса, вызванных дорожными условиями, основывается на принципе стабильности положения корпуса при реакции элементов подвески на неровности.

Отечественные машины разрабатывались и созданы по прежней концепции управления подвеской, не имеют системы датчиков. Поэтому для них разработка системы, аналогичной ECASS представляется проблематичной. Тем не менее, задача повышения подвижности за счет полного использования заложенных характеристик актуальны и для них. По-видимому, такая задача должна быть решена в первую очередь для наиболее частого используемого движения — поворота на основе моделирования управляющих воздействий и соответствующего им движения машины.

Свойство командной управляемости возникло в связи с концепцией сетецентрических войн, одним из компонентов которой является цифровое поле боя. Такая система получила название FCS (Future Combat System). В соответствии с представлениями FCS уже недостаточно иметь тот или иной OBBT, их номенклатуру или количество. Каждый из них должен быть интегрирован в FCS и в этом смысле SEP система является также элементом такой интеграции. Тем не менее, концепции и технические реализации такой системы пока не прошли практической проверки, ввиду отсутствия адекватного противника.

Целью функционально-структурного синтеза ОБТТ является создание системы, обладающей наперед заданными свойствами функционирования во всей совокупности внешних и внутренних условий. Такие системы, которые максимально повышают действительные показатели огневой мощи, защищенности, подвижности, и командной управляемости получили название SEP (Systems Enhancement Package) – системы повышения качества платформы.

Каждый компонент человекоуправляемой системы типа ОБТТ представляет собой сложную техническую систему и поэтому определяет относительно самостоятельный предмет исследования.

В общем случае можно выделить девять основных этапов процедуры синтеза функций и структуры человекоуправляемой системы. Эти этапы представлены на рис. 4.

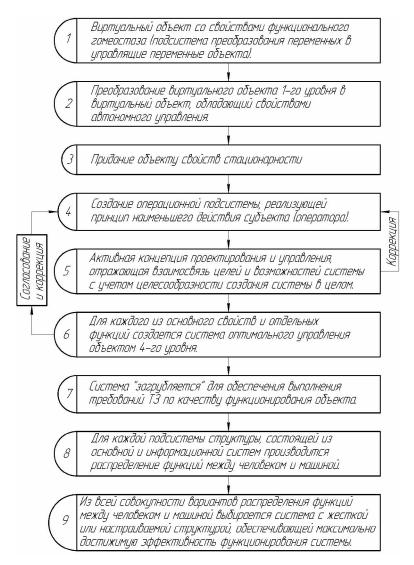


Рис. 4. Основные этапы функционально-структурного синтеза человекоуправляемой системы

В практике проектирования до настоящего времени зачастую ограничиваются статическими расчетами и ускоренными стендовыми испытаниями. При этом, не в полной мере учитываются динамические свойства машин, параметры стохастических внешних воздействий, характерных для условий реальной эксплуатации. Все это может в дальнейшем приводить к принципиальным ошибкам. Как известно [1], недостатки конструкции, заложенные на этапе проектирования достаточно сложно ликвидировать

в дальнейшем. При этом возрастают затраты, увеличиваются сроки серийного производства, снижаются (или не достигаются вовсе) показатели ТТХ машины.

Какой бы ни была система, автоматической, автоматизированной или эргатической, всегда найдется такая человекоуправляемая система, в состав которой данная система входит в качестве одной из ее подсистем. Поэтому, строго говоря, исходная задача состоит в распределении функций между оператором и автоматическими или полуавтоматическими системами [9, 10]. Анализ осуществленных систем подобного рода [11] приводит к выводу о том, что автоматическая или эргатическая система в свою очередь входит в качестве подсистемы в, по крайней мере, две системы иерархически более высокого по отношению к ней уровня: систему управления и систему проектирования объекта [12].

Следует особо подчеркнуть, что представленная формализованная процедура этапов синтеза является неким идеальным обобщением такого рода процесса [11, 12] применительно к вновь создаваемой, новой технической системе. С учетом этого, представляется принципиально важным понимание того факта, что объекты бронетехники изначально создавались без применения системного подхода и методов эргономического проектирования. При этом они достаточно успешно функционировали до определенного этапа, при котором рост количества функций, качественные изменения, увеличение количества информации и главное – повышение требований к эффективности применения, привели к необходимости передачи ряда важных функций SEP системе.

Для формирования множества функциональных поведений системы, инвариантных к действию возмущения применяется метод нелинейной интегральной инвариантности [13]. Методы L — функций необходимо применить для оценки степени "грубости", согласно седьмому этапу синтеза человекоуправляемых систем (рис. 4).

Также очевидным является тот факт, что начальными требованиями к SEP системе является эффективность функционирования (рис. 4, 9-й этап) с последующим распределением функций между членами экипажа, реализующими основные функции ОБТТ (рис. 4, уровни 4,5,6) с последующей проверкой соответствия требованиям ТТЗ (уровень 7) по подсистемам и эффективности функционирования объекта в целом.

Выводы:

- 1. Функционально-структурный синтез человекоуправляемой системы позволяет определять элементы SEP системы для повышения характеристик ОБТТ до уровня заложенного конструкцией машины, как при создании новых ОБТТ, так и при модернизации ранее выпускавшихся образцов.
- 2. Формализованные этапы синтеза для модернизации ранее выпускавшихся ОБТТ следует осуществлять, начиная с определения требуемого уровня эффективности функционирования модернизируемого образца с последующими испытаниями на предмет соответствия ожидаемых показателей характеристик, полученным при испытаниях.

Литература: 1. Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Бусяк Ю.М. Концептуальное проектирование объектов бронетанковой техники. — Харьков: НТУ "ХПИ", 2008. — 196 с. 2. Решетило В.И., Илларионов А.Н., Заозерский В.В., Веретенников А.И. Актуальность создания современных панорамных прицельных комплексов командира в Украине // Механіка та машинобудування. — 2009. — №2 — С. 87-95. 3. Российские танки беззащитны перед снарядами НАТО. Электронный ресурс: режим доступа http://warfiles.ru/show-43260-rossiyskie-tanki-bezzaschitny-pered-snaryadami-nato.html. 4. Анипко О.Б., Богуслаев В.А, Бусяк Ю.М. Защищенность - как комплексное свойство объекта вооружения // Defense Express. — 2013. — №11 — С. 26-31. 5. Кассетная погибель. Электронный ресурс: режим доступа http://rnns.ru/102592-kassetnaya-pogibel.html. 6. ЕСАSS повышает подвижность бронетехники. // Army Guide №8 (11), 2005. — С. 6-7. 7. США продолжает модернизировать свою бронетехнику // Army Guide №10 (37), 2007, — С. 1-2.

8. Броня против новых угроз // Army Guide №10 (37), 2007. — С. 13- 19. 9. Павлов В.В. Начало теории эргатических систем. — Киев: Наук. думка, 1975. — 239с. 10. Состояние и тенденции развития эргономики. По зарубежным материалами: Обзор. — М.: ВНИИТЭ, 1982. — 147 с. 11. Месарович М., Мако Д., Такахара И. Теория иерархических многоуровневых систем. — М.: Мир, 1973. — 344 с. 12. Зараковский Г.М., Павлов В.В. Закономерности функционирования эргатических систем — М.: Радио и связь, 1987. — 231 с. 13. Павлов В.В. Инвариантность и автономность нелинейных систем управления. — Киев: Наук. думка, 1971. — 271 с.

Bibliography (transliterated): 1. Anipko O.B., Borisyuk M.D., Busyak Yu.M. Kontseptualnoe proektirovanie ob'ektov bronetankovoy tehniki. – Harkov: NTU "HPI", 2008. – 196 s. 2. Reshetilo V.I., Illarionov A.N., Zaozerskiy V.V., Veretennikov A.I. Aktualnost sozdaniya sovremennyih panoramnyih pritselnyih kompleksov komandira v Ukraine // MehanIka ta mashinobuduvannya. – 2009. - №2 - S. 87 - 95. 3. Rossiyskie tanki bezzaschitnyi pered snaryadami NATO. Elektronnyiy resurs: rezhim dostupa http://warfiles.ru/show-43260-rossiyskie-tanki-bezzaschitny-pered-snaryadaminato.html. 4. Anipko O.B., Boguslaev V.A, Busyak Yu.M. Zaschischennost - kak kompleksnoe svoystvo ob'ekta vooruzheniya // Defense Express. – 2013. – №11 – S. 26-31. 5. Kassetnaya pogibel. Elektronnyiy resurs: rezhim dostupa http://rnns.ru/102592-kassetnaya-pogibel.html. 6. ECASS povyishaet podvizhnost bronetehniki. // Army Guide №8 (11), 2005. – S. 6-7. 7. SShA prodolzhaet modernizirovat svoyu bronetehniku // Army Guide №10 (37), 2007, – S. 1-2. 8. Bronya protiv novyih ugroz // Army Guide №10 (37), 2007. – S. 13-19. **9.** Pavlov V.V. Nachalo teorii ergaticheskih sistem. – Kiev: Nauk. dumka, 1975. – 239 s. 10. Sostoyanie i tendentsii razvitiya ergonomiki. Po zarubezhnyim materialami: Obzor. – M.: VNIITE, 1982. – 147 s. 11. Mesarovich M., Mako D., Takahara I. Teoriya ierarhicheskih mnogourovnevyih sistem. – M.: Mir, 1973. – 344 s. 12. Zarakovskiy G.M., Pavlov V.V. Zakonomernosti funktsionirovaniya ergaticheskih sistem – M.: Radio i svyaz, 1987. – 231 s. 13. Pavlov V.V. Invariantnost i avtonomnost nelineynyih sistem upravleniya. – Kiev: Nauk. dumka, 1971. – 271 s.

Волосніков С.О.

ОСНОВНІ ЕТАПИ СИНТЕЗУ SEP СИСТЕМИ ТА ЇЇ КОМПОНЕНТИ ОСНОВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ОБТТ

Використання функціонально - структурного синтезу складної людино керованої системи типу ОБТТ дозволяє визначати елементи SEP системи, які максимально підвищують дійсні показники вогневої потужності, захищеності, рухливості та командної керованості до рівня закладеного конструкцією машини

Волосников С.А.

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ СИНТЕЗА SEP СИСТЕМЫ И ЕЕ КОМПОНЕНТЫ ОСНОВНЫХ СВОЙСТВ ОБТТ

Использование функционально-структурного синтеза сложной человекоуправляемой системы типа ОБТТ позволяет определять элементы SEP системы, которые максимально повышают действительные показатели огневой мощи, защищенности, подвижности и командной управляемости до уровня заложенного конструкцией машины

Volosnikov S.A.

PRINCIPLE STAGES OF SYNTHESIZING THE SEP SYSTEM AND ITS COMPONENTS FOR MBT BASIC PROPERTIES

Using of functional - structural synthesis for complicated manned system of MBT type permits the definition of SEP system elements, which maximize the actual indices of fire power, protectability, movability and command controllability up to the level inherent in the vehicle design.

УДК 629.1.032.1

Гужва Ю.М.; Стримовский С.В., канд. тех. наук; Безлепкин А.А.; Бадекин А.А.; Рудчук Ю.В.

ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРЕДПУСКОВОЙ ПОДГОТОВКОЙ И ПУСКОМ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ НА ВОЕННЫХ МАШИНАХ С ДИЗЕЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ СЕМЕЙСТВА 3ТД

1. Введение. Необходимость контроля большого количества параметров при выполнении пуска дизельного двигателя (ДД), правильность выбора способа пуска при соответствующих климатических условиях и имеющемся запасе энергии в системе пуска, а также сложность выполнения операций предпусковой подготовки и пуска ведут к появлению ошибок в процессе выполнения пуска двигателя, особенно у неопытных водителей. Данные ошибки приводят к увеличению длительности времени пуска, уменьшению ресурса работы ДД и пусковых устройств (ПУ). Поэтому научнотехнические работы, направленные на совершенствование конструкций систем предпусковой подготовки, пуска и входящих в них устройств, а также выполнение автоматизации этих систем и устройств не теряют своей актуальности. В результате проведения данных работ на транспортных машинах разного назначения появились системы автоматического и дистанционного пуска двигателя, системы интеллектуального доступа в машину и пуска двигателя без ключа, СТОП-СТАРТ системы.

2. Анализ последних достижений и публикаций.

На силовых установках с двухтактным ДД семейства ЗТД установлены две подсистемы пуска: электрическая и сжатым воздухом [1]. Каждая из этих подсистем может применяться независимо одна от другой или одновременно при выполнении комбинированного пуска. Источником энергии в подсистеме электрического пуска являются аккумуляторные батареи, а в подсистеме пуска сжатым воздухом — воздушные баллоны. Запас электрической энергии в аккумуляторных батареях гораздо больше в сравнении с запасом пневматической энергии в воздушных баллонах. По этой причине подсистема электрического пуска является основной, а подсистема пуска сжатым воздухом вспомогательной и применяется в случаях, когда аккумуляторные батареи разряжены выше нормы. Также комбинированный пуск двигателя применяется как основной при низких или отрицательных температурах окружающей среды.

ДД семейства 3ТД начинают работать устойчиво при высокой частоте вращения коленчатых валов в диапазоне от 900 до 1000 об/мин [2]. ПУ должно обеспечить вращение коленчатых валов с частотой, достаточной для начала, развития процессов образования, воспламенения, сгорания топливовоздушной смеси, и способствовать выходу двигателя на устойчивый режим самостоятельной работы. Эта частота должна достигать величин 270...350 об/мин, в зависимости от теплового состояния деталей силовой установки и температуры окружающей среды. При пусковых частотах вращения коленчатых валов ниже указанных значений становится более продолжительным процесс сжатия. В результате этого увеличивается теплопередача в холодные стенки цилиндров, давление и температура в конце сжатия в этом случае меньше чем в случае с более высокими частотами вращения, что ухудшает условия воспламенения смеси и распространения пламени.

Ухудшение условий смесеобразования при пуске ДД приводит к необходимости увеличения пусковых оборотов коленчатых валов. При этом ПУ преодолевает моменты сил трения поршней в цилиндрах, в подшипниках коленчатых валов, в кинематических парах деталей приводов всех навесных агрегатов на двигателе, момент, создаваемый при сжатии воздуха в цилиндрах, момент тангенциальных сил инерции вращающихся масс [3].

Момент сил трения зависит от вязкости моторного масла, которая уменьшается с увеличением температуры, и конструктивных особенностей силовой установки. Момент сопротивления сжатию воздуха обусловлен разностью работ сжатия и расширения в цилиндрах двигателя, и учитывается только в течение первых оборотов коленчатых валов. Момент тангенциальных сил инерции вращающихся масс зависит от размеров вращающихся деталей и уменьшается по мере их разгона. Поэтому для уменьшения суммарного момента сопротивления вращению коленчатых валов при низких и отрицательных температурах окружающей среды и увеличения температуры заряда топливовоздушной смеси на ДД семейства ЗТД применяют следующие устройства облегчения пуска: подогреватель, свечи накаливания, а также систему автономного факельного подогрева [2]. Все эти устройства и системы облегчения пуска работают независимо друг от друга и функционально взаимно дополняются.

Подогреватель нагревает охлаждающую жидкость (ОЖ) перед пуском и на стоянках при низких и отрицательных температурах, а также разогревает масло в баке системы смазки двигателя.

Свечи накаливания устанавливаются в каждом цилиндре двигателя и применяются для подогрева воздуха на такте впуска рабочей смеси при выполнении пуска.

Система автономного факельного подогрева применяется при каждом пуске двигателя для повышения температуры воздушного заряда в конце такта сжатия за счет подогрева воздуха в верхнем воздушном ресивере двигателя.

Таким образом, только синхронная и согласованная работа всех устройств и системы облегчения пуска, а также систем электрического пуска и пуска сжатым воздухом обеспечивают быстрый и надежный пуск ДД семейства 3ТД и регламентированный ресурс их работы.

- **3. Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является проведение анализа протекания процессов предпусковой подготовки и пуска двигателей семейства ЗТД. Определение возможности внедрения автоматической системы управления предпусковой подготовкой и пуском силовой установки на военных машинах с двухтактным ДД семейства ЗТД и обоснование необходимости ее применения.
- **4. Основная часть.** Система предпусковой подготовки и пуска силовой установки на колесных и гусеничных военных машинах с двухтактным ДД семейства ЗТД состоит из устройств облегчения пуска, системы автономного факельного подогрева и двух подсистем пуска. Ее структурная схема представлена на рис.1. Она имеет четыре режима работы:
 - подготовка двигателя к пуску при температуре ОЖ более 5°C;
 - подготовка двигателя к пуску при температуре ОЖ менее 5°С;
 - выполнение электрического пуска двигателя;
 - выполнение комбинированного пуска двигателя.

Рассмотрим особенности каждого из режимов работы системы предпусковой подготовки и пуска и проанализируем сложность выполнения операций в них.

При выполнении подготовки двигателя к пуску при температуре ОЖ более 5°С водитель включает выключатель аккумуляторных батарей, открывает кран системы автономного факельного подогрева, удаляет воздух из топливной системы с помощью ручного подкачивающего насоса и обеспечивает подачу топлива к топливным насосам высокого давления включением топливного центробежного насоса (ТЦН).

Далее водитель обеспечивает повышение давление масла в системе смазки двигателя не менее чем до 0,05 МПа (0,5 кгс/см²) с помощью маслозакачивающего насоса (включается при нажатой кнопке МЗН) и обеспечивает заполнение сервомотора всережимного регулятора двигателя маслом путем нажатия-отпускания педали подачи топлива до упора и обратно с выдержкой 3...5 секунд в крайних положениях.

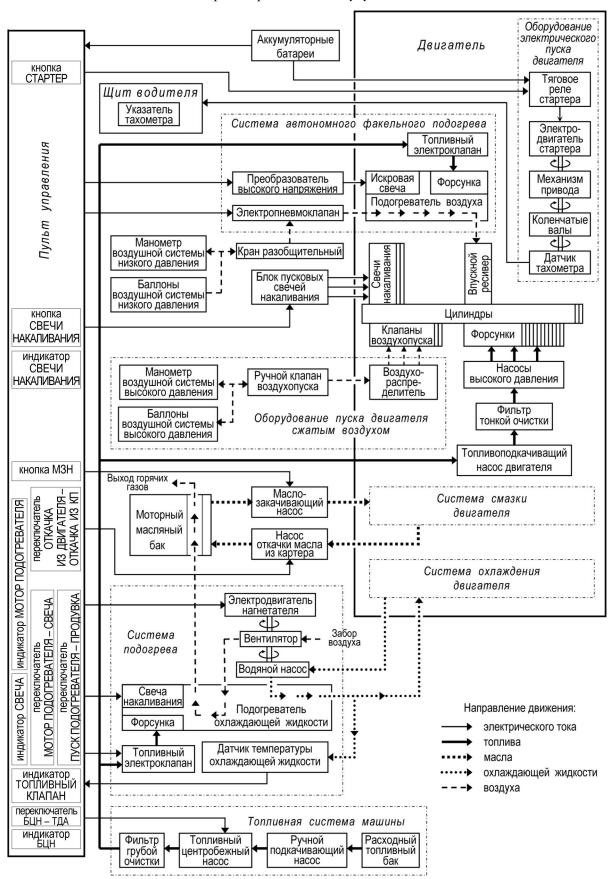


Рис. 1. Структурная схема системы предпусковой подготовки и пуска для дизельного двигателя семейства 3ТД

За 20...30 секунд до пуска двигателя водитель должен включить свечи накаливания для их разогрева. В результате двигатель подготовлен к пуску.

В случае выполнения подготовки двигателя к пуску при температуре ОЖ менее 5°С, перед тем как включать маслозакачивающий насос для повышения давления в системе смазки двигателя, водитель должен выполнить пуск подогревателя и прогреть ОЖ и масло. Для этого необходимо вывернуть пробку на трубе выпускных газов подогревателя, включить свечу накаливания подогревателя, установив переключатель МОТОР ПОДОГРЕВАТЕЛЯ – СВЕЧА в положение СВЕЧА. Через 2...3 минуты, после ее включения, необходимо включить БЦН, перевести переключатель ПУСК ПОДОГРЕВАТЕЛЯ – ПРОДУВКА в положение ПУСК ПОДОГРЕВАТЕЛЯ, в результате чего откроется электромагнитный клапан подачи топлива в подогреватель, ТЦН переключится в форсированный режим и включится на пониженной частоте вращения мотор подогревателя.

После начала устойчивого горения в камере сгорания подогревателя водителю необходимо выключить свечу, переведя переключатель МОТОР ПОДОГРЕВАТЕЛЯ – СВЕЧА из положения СВЕЧА в положение МОТОР ПОДОГРЕВАТЕЛЯ.

Затем необходимо переключатель ПУСК ПОДОГРЕВАТЕЛЯ – ПРОДУВКА перевести в нейтральное положение, в результате чего ТЦН переключается в нормальный режим работы, а мотор подогревателя – на повышенную частоту вращения.

Работа подогревателя должна длиться до достижения температуры ОЖ значения 75°С. Для прекращения работы подогревателя для удаления остатков продуктов горения водителю необходимо кратковременно перевести переключатель ПУСК ПОДОГРЕВАТЕЛЯ – ПРОДУВКА в положение ПРОДУВКА, при этом закроется электромагнитный клапан подачи топлива в подогреватель. Для прекращения продувки (через 60 с) необходимо выключить мотор подогревателя, переведя в нейтральное положение переключатель МОТОР ПОДОГРЕВАТЕЛЯ – СВЕЧА.

При достижении температуры ОЖ значений 110...115°C срабатывает датчик отключения подогревателя, при этом подогреватель автоматически переходит в режим продувки.

Для контроля состояния переключателей предусмотрены четыре светодиодных индикатора.

При температурах окружающего воздуха ниже минус 30°C выполняют двойной разогрев узлов и деталей двигателя. При этом после выполнения первого разогрева делают выдержку до 5 минут с целью отдачи тепла узлам и деталям двигателя и вторично выполняют разогрев ОЖ до температуры 75°C.

Для выполнения электрического пуска двигателя после его подготовки к пуску водителю необходимо нажать и удерживать кнопку СТАРТЕР (при этом включается также маслозакачивающий насос). При этом водитель должен следить за временем работы стартера. Это связано с тем, что режим работы стартера кратковременный. В случае продолжительной его работы при тяжелых пусках двигателя стартер может перегреться и выйти из строя из-за протекания через его обмотки большого тока.

Допускаются следующие режимы включения стартера на двигателях семейства ЗТД:

- продолжительность одного включения не более 7 секунд, при этом включать стартер не более трех раз подряд с интервалом между включениями не менее 15 секунд;
- продолжительность одного включения до 15 секунд, при этом включать стартер не более двух раз подряд с интервалом между включениями не менее 15 секунд;

- продолжительность одного включения не более 30 секунд при температуре ОЖ не выше 20° С.

Если двигатель не пустился, то повторный его пуск выполняют через 5 минут. При этом перед повторной попыткой пуска двигателя водителю необходимо выполнить откачку масла из картера двигателя в течение 30...40 секунд включением насоса откачки масла из картера двигателя. Это делают для того, чтобы предотвратить выброс масла через ресивер системы выпуска отработавших газов в момент повторного пуска двигателя и догорание масла в газоходе при работающем двигателе, а также прогорание поршневых колец из-за избытка масла в двигателе.

После двух неудачных попыток пуска двигателя водителю необходимо установить причину неисправности и устранить ее. В противном случае последующие попытки пуска двигателя приводят к повышению износа, как ПУ, так и деталей двигателя.

При выполнении комбинированного пуска двигателя после его подготовки к пуску водитель должен открыть вентили баллонов воздушной системы высокого давления. Величина давления воздуха в баллонах должна быть не менее 7,0 МПа (70 кгс/см²) при температуре окружающего воздуха более 5°С и не менее 9,0 МПа (90 кгс/см²) при температуре окружающего воздуха ниже 5°С. После этого необходимо нажать кнопку СТАРТЕР и через 1...2 секунды нажать рычаг на клапане воздухопуска воздушной системы высокого давления. При этом в процессе работы стартера рычаг воздухопуска необходимо нажимать 1...4 раза по 2 секунды с интервалом между нажатиями 7 секунд. В этом случае заряда воздуха в баллонах хватает на выполнение 6...8 пусков двигателя.

Неправильное или несвоевременное применение подсистемы пуска сжатым воздухом приводит к неэффективному спусканию заряда воздуха. В результате этого для выполнения повторной попытки пуска двигателя необходимо предварительно зарядить воздушные баллоны от компрессора высокого давления внешнего устройства.

Как только двигатель начал работать, т.е. вышел на устойчивый режим самостоятельной работы, водитель должен отпустить кнопку СТАРТЕР и не нажимать рычаг воздухопуска. После этого установить частоту вращения коленчатых валов двигателя в диапазоне 1200...1400 мин⁻¹ для его прогрева до температуры ОЖ и масла 15...20°С и закрыть вентили баллонов воздушной системы высокого давления и выключить ТЦН (при работе на дизельном топливе). Затем повысить частоту вращения коленчатых валов до 2000 мин⁻¹ для выполнения быстрого прогрева двигатель до температуры ОЖ и масла до 50°С. При этой температуре разрешается движение машины на низших передачах. При достижении температуры ОЖ и масла двигателя значения 75°С и более частоту вращения коленчатых валов устанавливают в диапазоне 900...1000 мин⁻¹, который соответствует минимальной устойчивой частоте вращения коленчатых валов при работе на холостом ходу [2]. В этом случае движение машины разрешается на всех передачах. Контроль работы двигателя водитель выполняет по контрольно-измерительным приборам и мнемоническим сигнализаторам на щите водителя.

Также следует отметить, что перед выполнением пуска двигателя и в процессе его работы водителю необходимо постоянно следить за сигнализаторами потери ОЖ, превышения ее максимальной температуры и исправности системы смазки двигателя, которые находятся на щите водителя. В случае снижения уровня ОЖ или масла двигателя меньше минимально допустимого значения, достижения или превышения максимальной температуры ОЖ, а также выхода из строя нагнетающего масляного насоса

соответствующие сигнализаторы подсвечиваются красным светом. При этом пуск двигателя или дальнейшая его работа запрещены.

В результате выше сказанного видно что, автоматизация процессов выполнения предпусковой подготовки, пуска двигателя семейства ЗТД и его прогрева позволит обеспечить надежный пуск двигателя и уменьшить вероятность выхода из строя устройств облегчения пуска, стартера, а также узлов и деталей двигателя.

Анализ структурной схемы системы предпусковой подготовки и пуска ДД семейства ЗТД (см. рис. 1) показал, что имеющиеся исполнительные устройства в данной системе электромеханического типа, датчики выдают электрические информационные сигналы. Поэтому автоматизацию данной системы целесообразно выполнить путем разработки и внедрения в неё электронного блока управления, построенного на основе микроконтроллера. Единственным существенным препятствием для выполнения разработки электронной системы автоматического управления предпусковой подготовкой и пуском силовой установки с ДД семейства ЗТД является наличие механического привода педали подачи топлива. Поэтому для обеспечения заполнения сервомотора всережимного регулятора маслом перед пуском двигателя и автоматического задания требуемых частот вращения коленчатых валов после выполнения пуска двигателя необходима разработка и внедрение для двигателей семейства ЗТД электромеханического привода педали подачи топлива, управляемого от электронного блока управления или электронного всережимного регулятора с электронной педалью подачи топлива.

Еще одним преимуществом применения электронной системы автоматического управления предпусковой подготовкой и пуском силовой установки с ДД семейства 3ТД является уменьшение времени, затрачиваемого экипажем военной машины на приведение её в боевую готовность при включении данной системы дистанционно по радиоканалу. В этом случае время, которое будет затрачено экипажем машины на личные сборы, преодоление расстояния до места расположения машины и посадку в неё будет уже использоваться электронной автоматической системой на выполнение операций по подготовке, пуску и прогреву двигателя силовой установки. Также в холодное время года в дежурном режиме данная система сможет автоматически поддерживать минимально допустимую рабочую температуру узлов и деталей двигателя посредством управления работой подогревателя для обеспечения быстрого и надежного пуска двигателя силовой установки.

Выводы.

Проведенный анализ протекания процессов предпусковой подготовки, пуска и прогрева двигателей семейства ЗТД, а также конструкции системы предпусковой подготовки и пуска, и взаимодействия входящих в неё устройств и подсистем показал:

- 1. Внедрение на военных машинах электронной системы автоматического управления предпусковой подготовкой и пуском силовой установки с ДД ЗТД позволит упростить водителю выполнение операций по пуску двигателя, обеспечить быстрый и надежный его пуск, регламентированный ресурс работы исполнительных устройств системы предпусковой подготовки и пуска, а также узлов и деталей двигателя.
- 2. Для выполнения разработки данной системы необходимо выполнить разработку и внедрение для двигателей семейства ЗТД электромеханического привода педали подачи топлива, управляемого от электронного блока управления или электронного всережимного регулятора с электронной педалью подачи топлива.

Литература: 1. Бобер А.В. Сравнительная оценка силовых установок БТР-4 с различными двигателями / А.В. Бобер, В.А. Зарянов, С.Г. Крот, В.А. Кузьминский, Федянин А.В. // Механіка та машинобудування. — 2014. - №1. - C. 58—67. 2. Алехин С.А. Двигатель 3ТД Техническое описание / С.А. Алехин, Е.Н. Овчаров — Харьков: ХКБД, 2008. - 144c. 3. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Учебное пособие. Часть 2. — Харьков: IСДО, 1999. - 388c.

Bibliography (transliterated) 1. Bober A.V. Sravnitel'naya ocenka silovyh ustanovok BTR-4 s razlichnymi dvigatelyami / A.V. Bober, V.A. Zaryanov, S.G. Krot, V.A. Kuz'minskij, Fedyanin A.V. // Mekhanika ta mashinobuduvannya. -2014. -N21. -S. 58–67. 2. Alekhin S.A. Dvigatel' 3TD Tekhnicheskoe opisanie / S.A. Alekhin, E.N. Ovcharov - Har'kov: HKBD, 2008. - 144s. 3. Ryazancev N.K. Konstrukciya forsirovannyh dvigatelej nazemnyh transportnyh mashin. Uchebnoe posobie. CHast' 2. - Har'kov: ISDO, 1999. - 388s.

Гужва Ю.М., Стрімовський С.В., канд. тех. наук; Безлепкін О.А., Бадекін О.А., Рудчук Ю.В. ПЕРСПЕКТИВИ ВПРОВАДЖЕННЯ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ПЕРЕДПУСКОВОЮ ПІДГОТОВКОЮ І ПУСКОМ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ НА ВІЙСЬКОВИХ МАШИНАХ З ДИЗЕЛЬНИМ ДВИГУНОМ СІМЕЙСТВА ЗТД

У статті виконано аналіз протікання процесів передпускової підготовки, пуску і прогріву двигуна сімейства ЗТД, а також конструкції системи передпускової підготовки і пуску. Визначено можливості впровадження на військових машинах електронної системи автоматичного керування передпусковою підготовкою і пуском силової установки з дизельним двигуном сімейства ЗТД та обґрунтовано необхідність її застосування.

Гужва Ю.М., Стримовский С.В., канд. тех. наук; Безлепкин А.А., Бадекин А.А., Рудчук Ю.В. ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРЕДПУСКОВОЙ ПОДГОТОВКОЙ И ПУСКОМ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ НА ВОЕННЫХ МАШИНАХ С ДИЗЕЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ СЕМЕЙСТВА 3ТД

В статье выполнен анализ протекания процессов предпусковой подготовки, пуска и прогрева двигателя семейства ЗТД, а также конструкции системы предпусковой подготовки и пуска. Определены возможности внедрения на военных машинах электронной системы автоматического управления предпусковой подготовкой и пуском силовой установки с дизельным двигателем семейства ЗТД и обоснована необходимость ее применения.

Guzhva U.M., Strimovskiy S.V., cand. tech. sci.; Bezlepkin A.A., Badekin A.A., Rudchuk U.V.

PROSPECTS OF INTRODUCTION THE AUTOMATIC CONTROL SYSTEM ON PRESTARTING PREPARATION AND START-UP OF A POWER-PLANT BY MILITARY VEHICLES WITH THE DIESEL ENGINE OF MODEL 3TD

In article the analysis of processes flow the prestarting preparation, start-up and warming-up the engine of model 3TD, and also designs of system the prestarting preparation and start-up is executed. Opportunities of introduction by military vehicles the electronic automatic control system by prestarting preparation and start-up of a power-plant with the diesel engine of model 3TD are determined and necessity of its application is proved.

УДК 629.429.3:621.313

Сріцян Б.Х., Любарський Б.Г. д-р техн. наук; Якунін Д.І., канд. техн. наук.

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОМБІНОВАНОГО ПРИВОДУ НАХИЛУ КУЗОВА ШВИДКІСНОГО ЕЛЕКТРОПОЇЗДУ

Вступ. Вельми важливими критеріями ефективності роботи транспортного засобу ϵ швидкість та пропускна здатність. На залізницях передових в технічному відношенні країн їх вдалося істотно підвищити, запровадивши високошвидкісний електричний транспорт [1-5].

Аналіз літературних джерел. Підвищення швидкості руху можна здійснити двома основними шляхами. По-перше, можна відмовитися від використання кривих порівняно малого радіусу. По-друге, можна залишити в експлуатації існуючу мережу залізниць, вживши заходів по зміні конструкції рухомого складу, що дозволяють підвищити швидкість проходження кривих за рахунок впровадження систем нахилу кузовів [6]. Такий шлях представляється менш витратним, оскільки вводити новий рухомий склад можна поступово, витісняючи існуючий у міру його фізичного та морального зносу. [1,4,5].

У роботі [1,2,7,8] запропонована конструктивна схема комбінованого приводу нахилу кузова транспортного засобу для застосування на електропоїзді. А у роботах [1,2,9] запропоновані математичні та імітаційні моделі складових частин комбінованого приводу нахилу кузова.

Мета роботи провести імітаційне моделювання комбінованої пневматичної та електромеханічної системи нахилу кузова швидкісного електропоїзду при нахилі кузова на максимальний кут 7°.

Імітаційна модель. Для моделювання процесів у механічній системі застосовані функції пакету SimMechanics, а напівпровідникового перетворювача SimPowerSystem. Блок-схема загальної моделі представлена на рис. 1.

Імітаційна модель складається з наступних основних блоків: приводу нахилу кузова, перетворювача і модулів керування та контролю.

Привід нахилу кузова містить підсистему моделювання лінійного електромеханічного перетворювача енергії (ЛЕМПЕ) magnit, та допоміжну підсистему mehanika, яка у свою чергу містить підсистему моделювання механічної частини mekhanizm.

Вхідним параметром цієї допоміжної підсистеми є сила, що реалізується на якорі ЛЕМПЕ, вихідними параметрами - проміжок X між якорем лінійного двигуна і опорою статора, кут θ нахилу кузова екіпажу (tetatek) і швидкість його зміни (Vtek). Сигнал X подається на вхід підсистеми «magnit», як і сигнал U, що є напругою на електромагнітному двигуні, отриманий з відповідного виходу перетворювача. Вихідним параметром підсистеми magnit є сила F, що діє у робочому зазорі лінійного двигуна приводу нахилу. Також вихідним є струм I двигуна електромагнітного типу.

Хід досліджень. Моделювання механізму нахилу кузова проводилось у найбільш напруженому режимі. Задано максимальний кут нахилу кузова, як електричним — 5°, так і пневматичним приводом 2,1°. Моделювання проводилось при заданій швидкості нахилу 2°/сек. Процес нахилу складається з наступних етапів:

 від 0 до 2 с попередній процес підготовки, у якому вага кузова та механізм нахилу встановлюються у заданому положенні в залежності від номінального тиску у пневморесорах, проходить процес попереднього заряду конденсатора С у напівпровідниковому перетворювачі;

© Б.Х. Єріцян, 2015

- від 2 с. до близько 7с проходить процес нахилу кузова до заданого кута;
- від близько 7 с. до 13 с. механізм нахилу підтримує заданий кут нахилу;
- від 13 до близько 18 с. механізм нахилу повертає кузов у вихідне положення. Результати моделювання наведені на рис. 2-16.

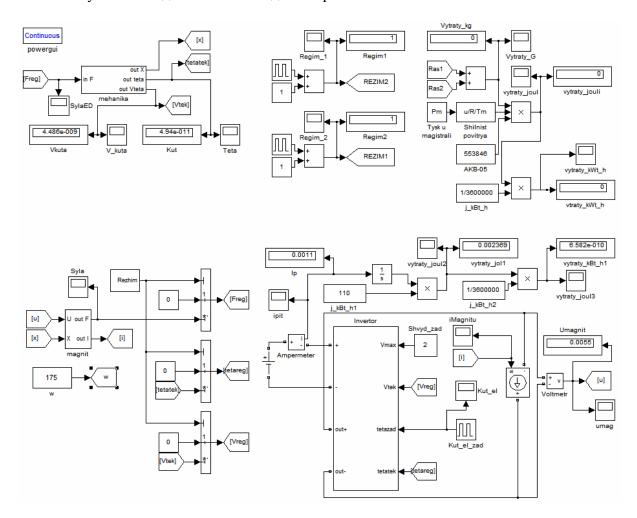


Рис. 1. Блок-схема загальної моделі механізму нахилу

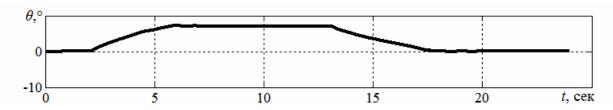


Рис. 2. Залежність загального кута нахилу кузова від часу.

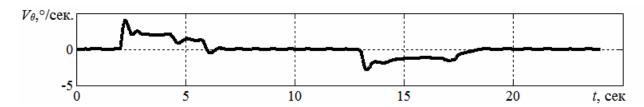


Рис. 3. Залежність загальної швидкості нахилу кузова від часу.

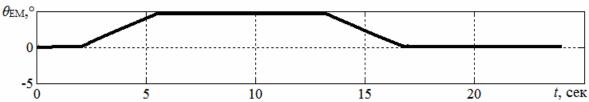


Рис. 4. Залежність кута нахилу проміжної балки, реалізованого електромагнітними ЛД, від часу.

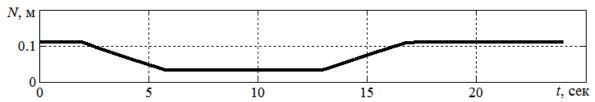


Рис. 5. Залежність робочого зазору електромагнітного ЛД від часу.

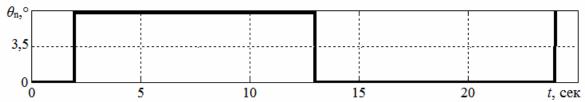


Рис. 6. Залежність заданого кута нахилу кузова від часу.

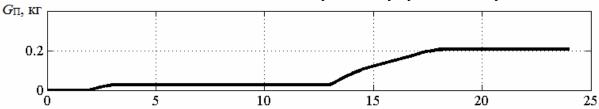


Рис. 7. Залежність вагової витрати повітря від часу.

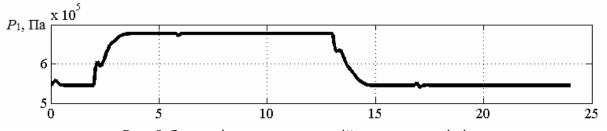


Рис. 8. Залежність тиску у першій пневморесорі від часу.

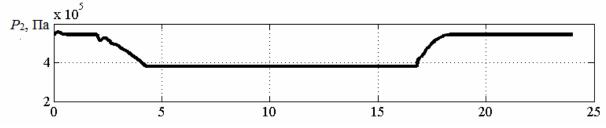


Рис. 9. Залежність тиску у другій пневморесорі від часу.

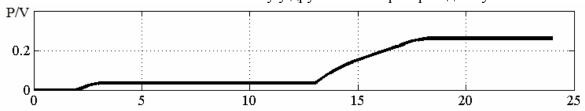


Рис. 10. Залежність витрат електроенергії при роботі компресора від часу



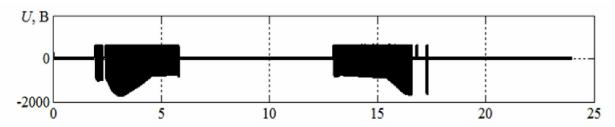


Рис. 12. Залежність напруги ЛД від часу.

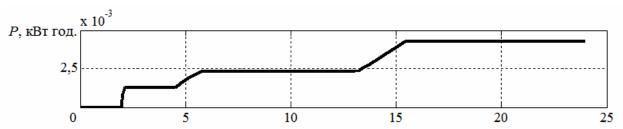


Рис. 13. Залежність витрат енергії ЛД1 та ЛД2 від часу.

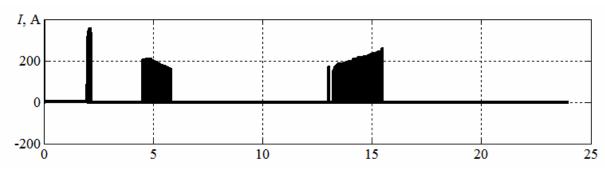


Рис. 14. Залежність струму, що притикає у джерелі живлення напівпровідникового перетворювача від часу.

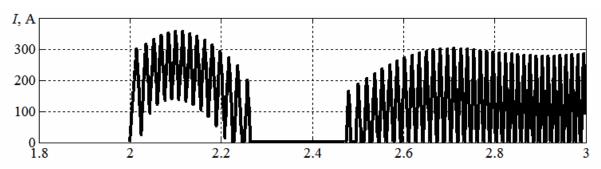


Рис. 15. Фрагмент залежності струму ЛД від часу

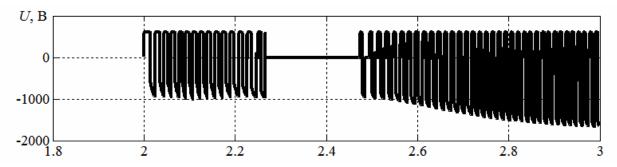


Рис. 16. Фрагмент залежності напруги ЛД1 від часу.

Аналіз результатів імітаційного моделювання. Процес нахилу кузова починається на 2с. Він супроводжується ростом швидкості нахилу кузова до максимального значення короткочасно до 3,7 град/с., що обумовлено одночасною роботою обох систем нахилу та інерційністю кузова (рис. 3). При цьому швидкість електромеханічної системи не перевищує 1,3 град/с (рис. 2.). Далі швидкість стабілізується на заданому рівні від 1,8град/с. до 2,1град/с., що обумовлено сумісною роботою обох складових системи нахилу кузова (див. рис. 3). Найбільший вплив на швидкість на початку руху має пневматична система, оскільки, у той час коли відносний тиск у обох пневморесорах мінімальний, функція розходу має надкритичне максимальне значення що обумовлює максимальне змінення тиску у пневморесорах (див. рис. 8-9). Близько 4,7с. спостерігається зменшення швидкості до 1,1град/с. (див. рис. 3), що обумовлено відключенням пневматичної системи нахилу у зв'язку з досягненням заданого рівня тиску в обох пневморесорах (див. рис. 8-9). З 5с. по 5,8с. швидкість підтримується на рівні 1,1 до 1,3град/с. (див. рис. 3) — електрична складова приводу нахилу працює окремо.

Кут нахилу зростає відповідно швидкості з 2 по 6с. З 5,8 до 6 с спостерігається незначне перерегулювання системи до 0.2° та подальший коливальний процес зупинки нахилу, що закінчується до 7 с. за 1.5 періоду коливань (див. рис. 3).

Тиск у пневморесорі що наповнюється (див. рис. 8), зростає з 2с по 3,5с з 0,545 МПа до 0,677 МПа, а у пневморесорі що стравлюється у повітря, зменшується з 2 по 4,7с з 0,545 МПа до 0,38МПа (див. рис. 9). Близько 2,2 с спостерігається зменшення швидкості росту тиску у пневморесорі що наповнюється, та різке збільшення швидкості стравлення у іншій, що обумовлено інерційністю кузова (див. рис. 9).

Напруга на обмотці якоря має пульсуючий характер, зумовлений дією системи керування (див. рис. 12, 16). Додатна частина імпульсу, що обмежена напругою джерела живлення, складає 600В. Від'ємна частина, що обумовлена дією обмотки якоря, обумовлена рівнем індуктивності що зростає з рухом ЛД при нахилі, та тривалістю імпульсу, який обумовлено надлишком електромагнітної сили над гравітаційною силою опору самоповернення. Таким чином, на початку руху ці дві складові найбільші, тому від'ємні імпульси напруги складають максимального рівня близько 1650В біля 3,2с. Вони знижуються до 740В до 5,8с. руху (див. рис. 12, 16).

Струм ЛД змінюється за пилоподібним законом з амплітудою близько 270А (див. рис. 11, 15), що має постійну складову яка зростає з 2с. до 2,1с. Перша складова обумовлена процесом наростання струму при заряді (лівий фронт) та розряді (правий фронт) індуктивності обмотки якоря ЛД. Постійна складова обумовлена дією проти-

ЕРС обмотки двигуна. Вона зростає з 2с. до 2,1с. у момент початку руху. Далі швидкість починає обмежуватися, тому постійна складова знижується. З 2,26с до 2,45с спостерігається вимкнення електричного приводу нахилу (напруга та струм дорівнюють нулю), що обумовлено максимальною швидкістю нахилу пневматичного приводу. Протягом руху змінна складова зменшується до 53A близько 5,8с, а постійна зростає до 125A. Це обумовлено ростом індуктивності обмотки якоря зі зменшенням робочого зазору.

Процес повертання кузова у вихідне положення розпочинається на 13с. та закінчується близько 18,5с (рис. 2). Крива зміни швидкості носить характер, аналогічній кривій при нахилі, але з від'ємним знаком, тому як обумовлена таким ж процесами. Перерегулювання становить 0,05°(рис. 2), що значно менше ніж при нахилі, це обумовлено меншими значеннями сил, як електромагнітних так і опору при початковому положенні кузова.

Криві струмів якоря та напруги ЛД (рис. 11, 12) при поверненні механізму у вихідне положення близькі до кривих при нахилі, але характер їх змін проходить у зворотному порядку. Також на них чинить вплив сила ваги кузова, що діє у зворотному русі.

Розхід повітря при нахилі кузова обумовлений при нахилі лише роботою пневморесори, що наповнюється (рис. 10). Інша пневморесора стравлює повітря у атмосферу. Рівень розходу зумовлюється відносним тиском (чим він менший тим більший розхід повітря). При нахилі кузова він значно більший і лежить у межах 0,852...1 проти 0,697...1. Тому втрати повітря на нахил значно менші -0,026кг, відносно втрат повітря на повертання кузова у вихідне положення -0,181кг. Загальні витрати повітря за увесь цикл роботи приводу становлять 0,208кг.

Струм джерела живлення носить імпульсний характер (рис. 14). Максимальне значення досягає 360A, на 2,1с. Тривалість імпульсів лежить в межах 0,03 до 0,15с. Найбільша вона на початку процесу нахилу. Кількість імпульсів обумовлюється різницею сил тяги та опору повернення.

Загальні витрати енергії електричної частини приводу нахилу за весь цикл роботи становить 1,318 кДж (див. рис. 13), сумарний розхід повітря пневматичної частини 0,208 кг (рис. 12).

Висновки. За результатами імітаційного моделювання знайдені основні залежності енергетичних показників приводу нахилу. Отже, встановлено наступне.

- Втрати повітря на нахил значно менші 0,026кг за втрати повітря на повертання кузова у вихідне положення, які становлять 0,181кг, що обумовлено різними значеннями відносного тиску у цих режимах. Загальні витрати повітря за увесь цикл роботи приводу становлять 0,208кг.
- Струм джерела живлення носить імпульсний характер з максимальним значенням до 360A. Тривалість імпульсів лежить в межах від 0,03 до 0,15с. Найбільша вона на початку процесу нахилу. Кількість імпульсів обумовлюється різницею сил тяги та опору повертання.
- Загальні витрати енергії електричної частини приводу нахилу за весь цикл роботи становлять 1,318 кДж, сумарний розхід повітря пневматичної частини 0,208 кг.

Литература: 1. Якунин Д.И. Электромеханическая система привода с линейным двигателем для наклона кузовов скоростного подвижного состава. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Харьков, 2010, 202 с. 2. Любарський Б.Г. Теоретичні основи для вибору та оцінки перспективних систем електромеханічного перетворення енергії електрорухомого складу. – Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.09. - «Електротранспорт». Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». Харків, - 2014. 368с. 3. Корниенко В.В. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт / В.В. Корниенко, В.И. Омельяненко – Харьков: HTV «ХПИ», 2007. – 159с. 4. Омельяненко В.И. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения / В.И. Омельяненко, Г.В. Кривякин, Д.И. Якунин, E.C. Редченко // Локомотив-информ. — Харьков: Техностандарт, 2008. — №5 С. 12-17. **5.** Развитие технологии наклона кузовов вагонов // Железные дороги мира, 2001. – №11.– Режим доступу до журн.: http://css-rzd.ru/zdm/11-2001/01185-1.htm. 6. Якунин Д.И. Влияние наклона кузова вагона при движении по кривым участкам пути на взаимодействие колес с рельсами / Д.И. Якунин, Ю.В. Макаренко, Маслиев // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетр.: ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна.–Д. 2009.– Вип. 30. – С. 248–251. 7. Єріцян Б.Х., Якунін Д.І. Лінійний двигун для комбінованої електропневматичної системи нахилу кузова швидкісного електрорухомого складу. // Тези XXII міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології» МісгоСАД. . – Харьков: 2014. 8. Ерицян Б.Х, Якунин Д.И. Развитие имитационного моделирования механизма наклона кузова с линейным электромеханическим преобразователем// Вісник Національного технічного університету «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ».—№39.—2010.— С. 92—97. **9.** Макаренко Ю.В. Усовершенствование пневматического рессорного подвешивания электропоезда путем применения регулятора положения кузова на основе механотроники. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук.—Харьков, 2014, 170 с.

Bibliography (transliterated): 1. JAkunin D.I. JElektromehanicheskaja sistema privoda s linejnym dvigatelem dlja naklona kuzovov skorostnogo podvizhnogo sostava. Dissertacija na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tehnicheskih nauk.- Kharkov, 2010, 202 s. 2. Ljubars'kij B.G. Teore-tichni osnovi dlja viboru ta ocinki perspektivnih sistem elektromehanichnogo peretvorennja energii elektroruhomogo skladu. – Disertacija na zdobuttja naukovogo stupenja doktora tehnichnih nauk za special'nistju 05.22.09. - «Elektrotransport». Nacional'nij tehnichnij universitet «Harkivs'kij politehnichnij institut». Kharkov, - 2014. 368s. 3. Kornienko V.V. Vysokoskorostnoj jelektricheskij transport. Mirovoj opyt / V.V. Kornienko, V.I. Omel'janenko – Kharkov: NTU «HPI», 2007. – 159s. 4. Omel'janenko V.I. Poezda s naklonjaemymi kuzovami dlja skorostnogo passazhirskogo dvizhenija / V.I. Omel'janenko, G.V. Krivjakin, D.I. JAkunin, E.S. Redchenko // Lokomotiv-inform. – Kharkov: Tehnostandart, 2008. – №5 S. 12-17. 5. Razvitie tehnologii naklona kuzovov vagonov // ZHeleznye dorogi mira, 2001. – №11. – Rezhim dostupu do zhurn.: http://css-rzd.ru/zdm/11-2001/01185-1.htm. 6. JAkunin D.I. Vlijanie naklona kuzova vagona pri dvizhenii po krivym uchastkam puti na vzaimodejstvie koles s rel'sami / D.I. JAkunin, JU.V. Makarenko, Masliev // Visnik Dnipropetrovs'kogo nacional'nogo universitetu zaliznichnogo transportu im. akad. V. Lazarjana. – Dnipropetr.: DNUZT im. akad. V. Lazarjana.-D. 2009.-Vup.30. - S. 248-251. 7. Cricjan B.H., JAkunin D.I. Linijnij dvigun dlja kombinovanoï elektropnevmatichnoï sistemi nahilu kuzova shvidkisnogo elektroruhomogo skladu. // Tezi XXII mizhnarodnoï naukovo-praktichnoï konferentsiï «Informatsiyni tekhnologiï» MicroCAD.— Kharkov: 2014. 8. Ericjan B.H, JAkunin D.I. Razvitie imitacionnogo modelirovanija mehanizma naklona kuzova s linejnym jelektromehanicheskim preobrazovatelem// Visnik Nacional'nogo tehnichnogo universitetu «HPI» .-Kharkov: NTU «HPI».-№39.-2010.-S. 92-97. 9. JU.V. Makarenko. Usovershenstvovanie pnevmati-cheskogo ressornogo podveshivanija jelektropoezda putem primenenija reguljatora polozhenija kuzova na osnove mehanotroniki . Dissertacija na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tehnicheskih nauk.- Kharkov, 2014, 170 s.

Єріцян Б.Х., Любарський Б.Г., Якунін Д.І.

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОМБІНОВАНОГО ПРИВОДУ НАХИЛУ КУЗОВА ШВИДКІСНОГО ЕЛЕКТРОПОЇЗДУ

Проведено імітаційне моделювання комбінованої пневматичної та електромеханічної системи нахилу кузова швидкісного електропоїзду при нахилі кузова на максимальний кут 7°. Встановлено, що втрати повітря на нахил значно менші 0,026кг за втрати повітря на повертання кузова у вихідне положення, які становлять 0,181кг, що обумовлено різними значеннями відносного тиску у цих режимах. Загальні витрати повітря за увесь цикл роботи приводу становлять 0,208кг. Струм джерела живлення носить імпульсний характер з максимальним значенням до 360А. Тривалість імпульсів лежить в межах від 0,03 до 0,15с. Найбільша вона на початку процесу нахилу. Кількість імпульсів обумовлюється різницею сил тяги та опору повертання. Загальні витрати енергії електричної частини приводу нахилу за весь цикл роботи становлять 1,318 кДж, сумарний розхід повітря пневматичної частини 0,208 кг.

Ерицян Б.Х., Любарский Б.Г., Якунин Д.И. ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО ПРИВОДА НА-КЛОНА КУЗОВА СКОРОСТНЫХ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ

Проведено имитационное моделирование комбинированной пневматической и электромеханической системы наклона кузова скоростного электропоезда при наклоне кузова на максимальный угол 7°. Установлено, что потери воздуха на наклон значительно меньше 0,026кг чем потери воздуха при возвращение кузова в исходное положение, которые составляют 0,181кг, что обусловлено различными значениями относительного давления в этих режимах. Общие расходы воздуха за все цикл работы привода составляют 0,208кг. Ток источника питания носит импульсный характер с максимальным значением в 360А. Длительность импульсов лежит в пределах от 0,03 до 0,15с. Наибольшая она в начале процесса наклона. Количество импульсов обуславливается разницей сил тяги и сопротивления поворота. Общие затраты энергии электрической части привода наклона за весь цикл работы составляют 1,318 кДж, суммарный расход воздуха пневматической части 0,208 кг.

Yeritsyan B.H., Liubarskyi B.G., Yakunin D.I.

SIMULATION ON THE COMBINED SLOPE BODY HIGH-SPEED TRAINS

A combination of air simulation and-night system elektromeha body tilting high-speed trains with tilting body on maxi-posure angle of 7°. It is established that the loss of air on the slope 0,026kg much smaller loss for the air to rotate the body to the starting position, which are 0,181kg, due to the different values of relative pressure in these modes. Total expenditure by air over the entire cycle of up 0,208kg. The current power source is pulsed nature of the maximum value to 360A. The duration of the pulse is in the range from 0,03 to 0,15s. The largest is at the beginning of the slope. Number of pulses determined by the difference of traction forces and resistance to rotation. Total cost of electrical power tilt over the entire cycle of up 1,318 kJ, the total air flow rate of 0.208 kg of air.

Крот С.Г., Кузьминский В.А., Мормило Я.М., Фолунин С.А., Хань С.П., Шигин Я.В.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МОТОРНО-ТРАНСМИССИОННЫХ УСТАНОВОК КОЛЕСНЫХ БТР, РАЗРАБОТАННЫХ В ГП «ХКБМ», ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ КАЧЕСТВА И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Актуальность темы. В настоящее время в локальных конфликтах, происходящих в некоторых странах мира, а также, что очень актуально, при проведении антитеррористической операции на территории восточной Украины, особое внимание уделяется быстроте перемещения стрелковых подразделений и их обеспечению огневой поддержкой. Наиболее подходящим средством для таких целей являются колесные бронетранспортеры (БТР), имеющие автоматические коробки передач (АКП) и современные комплексы вооружения, включающие в себя скорострельные пушки и гранатометы малого калибра. Мобильность подразделений, в состав которых входят данные БТР, повышается за счет их способности преодолевать водные преграды без предварительной подготовки. С учетом мировых тенденций и требований рынка, в ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» за последнее десятилетие спроектированы и изготовлены опытные образцы БТР, оснащенные украинским вооружением, двигателями и АКП как зарубежного, так и отечественного производства. Полученная в ходе исследований, стендовых и полевых испытаний данных БТР информация в своей совокупности весьма актуальна для проведения анализа качества проектирования, обслуживания и ремонта силовых установок.

Целью статьи является комплексная сравнительная оценка моторнотрансмиссионных установок колесных БТР, разработанных в $\Gamma\Pi$ «ХКБМ», по показателям качества и технического обслуживания.

Основная часть. Значительным шагом в направлении повышения боевых и технических свойств бронетранспортеров явилось создание и выпуск четырехосных полноприводных колесных БТР. Конструктивные особенности этих машин обеспечивают им высокую подвижность и проходимость, возможность использования во взаимодействии с другими боевыми машинами. Бронетранспортеры выполнены плавающими, имеют высокую проходимость, хорошую плавность хода и рациональную компоновку.

Под компоновкой колесного бронетранспортера понимается взаимное размещение боевого расчета, вооружения, основных агрегатов и систем, подчиненное задаче обеспечения заданных боевых и технических свойств.

Основными компоновочными отделениями бронетранспортеров являются (рис. 1) отделение управления 1, боевое (десантное) отделение 2 и моторно-трасмиссионное отделение (МТО), состоящее из отделения силовой установки 3 и трансмиссионного отделения 4.

Силовая установка (СУ) — это совокупность двигателя и систем обеспечивающих его работу в заданных техническими требованиями условиях.

При оценке качества СУ в основном используются показатели назначения и конструктивные параметры, перечень которых определен отраслевыми стандартами [1], к основным из которых относятся:

 $N_e^{o\delta}$ — максимальная мощность СУ, равная мощности двигателя в условиях объекта;

© С.Г. Крот, 2015

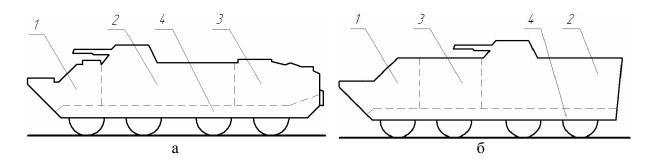


Рис.1. Принципиальная схема компоновки бронетранспортеров: a-BTP-60M, BTP-70M, BTP-AA, BTP-BA, BTP-BA,

 m_{MTV} — сухая масса моторно-трансмиссионной установки (МТУ) (без заправок топливом, маслами и охлаждающей жидкостью), определяется как сумма масс следующих агрегатов и узлов:

$$m_{MTV} = m_{\partial s} + m_c + m_{mv}, \text{ где}: \tag{1}$$

 $m_{\partial s}$ и m_c — сухая масса двигателя его систем, соответственно; m_{mp} — сухая масса трансмиссии;

$$N_{y\delta}^{MTY} = \frac{N_e^{o\delta}}{m_{MTV}}$$
 – удельная мощность МТУ; (2)

 g_{e} – удельный расход топлива.

Для проведения сравнения СУ разных бронетранспортеров используют следующие мощностные и габаритно-массовые показатели:

- относительные потери мощности СУ, представляющие собой отношение затрат мощности на системы СУ к мощности двигателя в условиях стенда N_e^{cm} :

$$\Delta_{\Pi O T} = \frac{N_e^{cm} - N_e^{o \delta}}{N_c^{cm}}; \tag{3}$$

- объемная мощность MTO, представляющая собой отношение максимальной мощности двигателя в условиях стенда N_e^{cm} к объему MTO V_{MTO} :

$$N_{o6}^{MTO} = \frac{N_e^{cm}}{V_{MTO}}. (4)$$

При сравнительной оценке изделий БТТ также используется показатель удельной мощности $N_{\nu \partial}^{\it ETP}$, определяемый по формуле:

$$N_{y\partial}^{ETP} = \frac{N_e^{cm}}{m_{ETP}}$$
, где: (5)

 $N_e^{\it cm}$ — максимальная стендовая мощность двигателя;

 $m_{\it BTP}$ — максимальная масса полностью снаряженного БТР с полными заправками систем.

Для проведения анализа по сравнению силовых установок разработанных в ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» ряда четырехосных БТР с колесной формулой 8х8 в таблице 1 приведены их наименования, марки двигателей, некоторые основные технические характеристики, а также полученные значения показателей назначения, конструктивных параметров, мощностных и габаритно-массовых показателей, описанных выше и более подробно в [2].

По величинам максимальных мощностей в условиях объекта N_e^{o6} можно сказать, что силовые установки БТР-60М, БТР-70М, БТР-ДА, БТР-3Е и БТР-3Е1 менее мощные (находятся на уровне 260...291 л.с.), по сравнению с СУ БТР-4Е, БТР-4А и БТР-4В, для которых N_e^{o6} составляет 415...448 л.с. Подобное соотношение наблюдается и при рассмотрении значений сухих масс МТУ — для первых пяти БТР они находятся в пределах 2,8 ... 3,6 т., а для остальных трех также больше и составляет 4,2...4,3 т.

По показанию удельной мощности МТУ, наименьшее значение у БТР-3E, равное 72,7 л.с/т, а у всех остальных бронетранспортеров $N_{y\partial}^{MTV}$ находится примерно на одном уровне в пределах 92,9...107,2 л.с./т., из них наибольшую величину имеет БТР-4B.

При рассмотрении приведенных значений удельных расходов топлива можно отметить, что в целом различия между ними незначительны (не более 10%), очевидно вследствие применения современных технологий при изготовлении данных двигателей. Среди них дизель МТU 6R106TD21 обладает лучшей топливной экономичностью ($g_e = 194...207~ \text{г/кBt}~ \text{ч}$) вследствие электронного управления впрыском топлива.

В процессе анализа показателей относительных потерь мощности выявлена закономерность, что у силовых установок с дизелями DEUTZ, МТИ и IVECO, имеющими вентиляторные системы охлаждения, относительные потери составляют 0,11 и 0,12, что меньше чем у СУ с двигателями УТД-20С1 и 3ТД-3А, имеющими эжекционные системы охлаждения, 0,13 и 0,17, соответственно. Это связано с тем, что эжекционные системы охлаждения при работе используют энергию отработавших газов, поэтому двигатели с эжекционной системой охлаждения по сравнению с двигателями с вентиляторной системой допускают примерно в три-четыре раза больше сопротивление выпускных трасс, а также примерно вдвое больше разрежение в системе питания воздухом, что в целом уменьшает объектовую мощность силовой установки.

Перед проведением сравнения по показателю объемной мощности МТУ необходимо отметить тот факт, что поскольку все приведенные БТР являются плавающими, их объемы МТО определяются компоновкой машины. Для компоновки бронетранспортеров характерно размещения трансмиссионного отделения между днищем броневого корпуса и полом десантного отделения. Компоновочные схемы трансмиссий БТР представлены на рис. 2. Отделение силовой установки расположено в кормовой части корпуса (БТР-60М, БТР-70М, БТР-ДА, БТР-3Е и БТР-3Е1) или средней БТР-4Е). части корпуса (БТР-4А, БТР-4В и Объемы MTO бронетранспортеров находится в пределах 4,9...6,8 м³. Самой энергоемкой является МТУ бронетранспортера БТР-4Е, показатель $N_{o\delta}^{MTO}$ которого составляет 92,59 л.с./м³, а самый низкий показатель 44,12 л.c/м³ v БТР-3E.

	Таблица 1	Показатели	четырехосн	ых БТР с кол	тесной формул	Габлица I Показатели четырехосных БТР с колесной формулой 8x8, разработанных ГП XKБМ	танных ГП ХК	БМ	
Наименование и	Размер-				Наименовани	Наименование бронетранспортеров	ртеров		
обозначение	ность	ETP-60M	BTP-70M	БТР-ДА	BTP-3E	ETP-3E 1	BTP-4A	BTP-4E	6TP-4B
Максимальная масса БТР, т _{БТР}	Τ	12,2	13,0	14,2	15,0	16,5	21,0	21,9	21,9
Максимальная скорость по шоссе	км/час	80	80	100	100	100	110	110	110
Марка двигателя	1	УТД- 20С1	УТД- 20С1	Deutz BF6M 1015	УТД-20С1	MTU 6R106TD21	IVECO Cursor 10 C10ENTC	зтд-за	Deutz BF6M 1015CP
Максимальная стендовая мощность двигателя, Ne ^{ст}	кВт (л.с.)	220 (300)	220 (300)	240 (326)	220 (300)	240 (326)	316 (430)	368 (500)	330 (448)
Тип системы охлажления	ı	эжек-	эжек- ционная	венти- ляторная	эжек- ционная	венти- ляторная	венти- ляторная	эжек- ционная	венти-
Марка коробки передач		FA3-49	FA3 - 4905	Allison MD 3066	14.1700105	Allison 3200SP	B1318.40. 010c6-1	B1318E.40. 010c6	Allison 4500SP_P
		Пон	казатели наз	начения и ко	нструктивные	Показатели назначения и конструктивные параметры СУ			
90 X	кВт	161	161	210	161	210	276	305	290
£	(л.с.)	(260)	(260)	(291)	(260)	3.16	(375)	(415)	(394)
N MTV	л.с./т	92,9	92,9	91,0	72,7	92,1	87,1	93,7	94,25
ge:	r/kBr.u	225	225	205	225	194	961	ı	195
-на N тах	г/кВт-ч	238	238	230	238	307	216	211	212
			Мощностные	е и габаритн	и габаритно-массовые показатели СУ	казатели СУ:		300	
Апот	1	0,13	0,13	0,11	0,13	0,11	0,12	0,17	0,12
V _{MTO}	E _M	4,9	5,2	8,9	8,9	6,8	5,4	5,4	5,4
$N_{o6}^{ m MTO}$	л.с./м ³	61,2	57,7	47,94	44,12	47,94	79,63	92,59	82,96
Удельная мощность БТР, N _{уд}	л.с/т	24,59	23,08	22,95	20,00	19,76	20,476	22,83	20,50

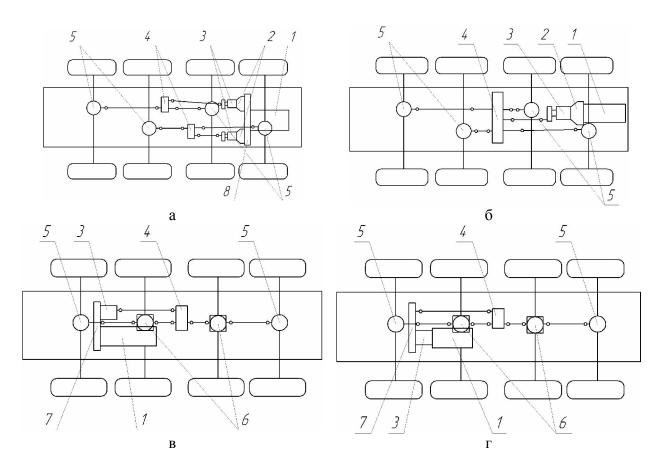


Рис. 2. Компоновочные схемы трансмиссий бронетранспортеров: a-ETP-60M, ETP-70M; E=ETP-3E, ETP-3E, ETP-3E

По общепринятому для транспортных средств критерию удельной мощности колесные бронетранспортеры, разработанные в ГП «ХКБМ», укладываются в существующий диапазон 20...26 л.с/т для бронемашин пехоты и разведподразделений основных стран-производителей [3]. Из приведенных в таблице 1 значений $N_{\nu o}^{\it ETP}$ наибольшее 24,59 л.с/т у БТР-60М, затем идут БТР-70М (23,08л.с/т) и БТР-ДА (22,95 л.с/т), а наименьшая величина 19,76 л.с/т – у БТР-3Е1. Тем не менее, как следует из той же таблицы, не всегда удельная мошность изделия напрямую отражается на основном показателе мобильности транспортного средства – максимальной скорости движения. Так например при примерно одинаковой удельной мощности ~ 23 л.с/т у БТР-70М и БТР-ДА максимальные скорости движения у них разные и составляют 80 км/час и 100 км/час соответственно, а у БТР-4E при $N_{v \delta}^{\it ETP}$ =20,48 л.с/т максимальная скорость еще выше и составляет 110 км/час. Очевидно, что на мобильность бронетранспортера всетаки большее влияние оказывает не $N_{y\delta}^{\it ETP}$, а полученное при разбивке передаточных чисел значение передаточного отношения трансмиссии на высшей передаче. скорректированное исходя из конструктивных особенностей и существующих ограничений по скоростным режимам для применяемых шин.

Однако любая машина, имеющая высокие боевые показатели, может оказаться недостаточно эффективной, если они в процессе эксплуатации будут быстро снижаться. Поддержание этих показателей на стабильном уровне достигается путем своевременного обслуживания и ремонта машин.

Необходимо отметить, что средние суммарные затраты на техническое обслуживание современного бронетранспортера за срок службы примерно в два раза превышают его цену, а отношение времени использования ко времени обслуживания немногим более единицы (1,1-1,4).

Показатели эффективности (огневая мощь, броневая защита, подвижность) бронетранспортера зависят не только от его конструктивных особенностей, но и от принятой системы технического обслуживания, объема, характера и периодичности работ при его проведении.

В Вооруженных Силах Украины на сегодняшний день принята плановопредупредительная система технического обслуживания и ремонта военных гусеничных и колесных машин (ВГКМ), которая предусматривает обязательное проведение на машинах профилактических работ определенной технологической направленности с заданной периодичностью, т.е. независимо от технического состояния машины после конкретного срока эксплуатации выполняется обусловленный вид технического обслуживания.

В зависимости от периодичности и объема работ определены следующие виды технического обслуживания: контрольный осмотр (КО), ежедневное техническое обслуживание (ЕТО), номерные виды обслуживания (ТО-1, ТО-2), сезонное техническое обслуживание (СО), регламентированное техническое обслуживание (РТО).

Для оценки уровня совершенства ВГКМ, а также системы технического обслуживания, используются следующие группы основных показателей обслуживаемости:

- а) частные показатели, характеризующие абсолютные значения трудоемкости, продолжительности и периодичности обслуживания [4]:
 - трудоемкость вида обслуживания

$$au_{TOi} = \sum_{j=1}^{e} au_{onj}$$
, чел. час, где: (6)

 τ_{oni} - трудозатраты на проведение i -й операции, чел. час;

- j количество операций, предусмотренных в виде технического обслуживания.
- продолжительность вида технического обслуживания

$$t_{moi} = \sum_{j=1}^{e} t_{onj}$$
, час, где: (7)

61

- t продолжительность проведения j -й операции технического обслуживания, час.
- суммарная трудоемкость обслуживания в период рассматриваемой наработки

$$\tau_{\text{тоi}}(S) = \sum_{i=1}^{\kappa_1} \tau_{mo1} + \sum_{i=1}^{\kappa_2} \tau_{mo2} + ..., + \sum_{i=1}^{\kappa_j} \tau_{moj}, \text{ чел. час, где:}$$
(8)

 $au_{mo1}, au_{mo2}, \dots, au_{moj}$ трудоемкости j –го вида TO, чел. час;

К1, К2, ... К_і - число проведенных ТО каждого вида.

- суммарная продолжительность t_{mo} обслуживания в период рассматриваемой наработки

$$t_{mo} = \sum_{i=1}^{k1} t_{TO1} + \sum_{i=1}^{k2} t_{TO2} + \dots + \sum_{i=1}^{kj} t_{TOj}$$
, час, где: (9)

 t_{TO1} , t_{TO2} ,..., t_{TOi} - продолжительность j-го вида ТО, час.

- б) удельные показатели, характеризующие трудозатраты на обслуживание, отнесенные к единице наработки [4]:
 - удельная суммарная трудоемкость

$$W_{yд} = \frac{\tau(s)}{s}, \frac{\textit{чел.час}}{\textit{ед.нараб.}}, где:$$
 (10)

- S наработка машины в пределах которой определяется суммарная трудоемкость.
 - удельная суммарная продолжительность

$$T_{yд} = \frac{t_{to}(s)}{s}$$
, час/ед.наработки (11)

- в) обобщенные показатели, совокупно характеризующие потребность и приспособленность к обслуживанию [4]:
 - коэффициент технического обслуживания

$$K_{\text{то}} = \frac{t_{mo}(s)}{t_{mo}(s) + t_{\text{Matu}}(s)}, \text{где где}:$$
 (12)

 $t_{\text{маш}}(s)$ — наработка в единицах времени машины за тот же период эксплуатации.

- коэффициент технологичности операции (работы) или группы операций

$$K_{\text{T}} = \frac{\sum_{e}^{n} \tau_{oni}^{o}}{\sum_{l=i}^{n} \tau_{oni}^{o} + \sum_{i=l}^{n} \tau_{onj}^{n_{3}}},$$
 где: (13)

 $\sum_{i=1}^{n} \tau_{oni}^{o}$ - трудоемкость основных операций (работ);

 $\sum_{i=1}^{n} \tau_{onj}^{n_3}$ - трудоемкость подготовительно- заключительных операций.

Кроме того, используются комплексные показатели, позволяющие производить общую и сравнительную оценку обслуживаемости машины и эффективности системы технического обслуживания (СТО).

В качестве комплексного показателя удобно применять коэффициент технического использования, статическое значение которого определяется по формуле

$$K_{TH} = \frac{t_{cym}}{t_{cym} + t_{o\delta c} + t_{pem}}$$
, где: (14)

 $t_{\text{сум}}$ — суммарное время пребывания объекта в работоспособном состоянии за некоторый период эксплуатации, час;

 $t_{
m oбc}$ — суммарное время простоев из-за планового и внепланового ТО объекта, час;

 $t_{\text{рем}}$ — суммарное время простоя из-за планового и внепланового ремонта, час.

Комплексным показателем может служить уровень определенной системы ТО (Z), обобщенно характеризующий обслуживаемость и безотказность образца. Он равен сумме удельных трудозатрат на проведение плановых работ ТО и произведению параметра потока отказов на среднюю трудоемкость устранения одного отказа за установленную наработку или ресурс, то есть суммарным трудозатратам при ТО и использовании объекта, обеспечивающим его функционирование.

$$Z = \tau_{TO}^{y\vartheta} + \omega \cdot \tau, \frac{qe\pi \cdot qac}{1000 \ \kappa M}$$
 (15)

По требуемым или заданным эталонным (базовым) значениям параметров $\tau_{TO}^{y\phi}$ и τ , значение Z_0 можно рассматривать как требуемый уровень функционирования системы TO. Тогда фактическое значение Z_1 для каждого конкретного образца будут характеризовать действительный уровень его CTO.

Критерием эффективности Э оцениваемый СТО будет отношение

$$\mathcal{J} = \frac{Z_1}{Z_0} \tag{16}$$

Для сравнения между собой СТО двух или нескольких машин необходимо определить для каждой из них значение Z_1 (в аналогичных условиях эксплуатации) и ранжировать его в ряд по минимуму. Наименьшее значение величины будут характеризовать лучшую из сравниваемых машин с точки зрения обслуживаемости и структуры СТО.

В таблице 2 представлены показатели технического обслуживания ряда четырехосных БТР, разработанных в ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» [5, 6].

Степень превосходства одного объекта над другим может быть охарактеризована коэффициентом превосходства

$$K_{\Pi \ni} = \frac{Z_{\delta}}{Z_{M}}$$
, где: (17)

 Z_{6} , Z_{M} – больший и меньший уровни СТО сравниваемых объектов.

При оценке объектов по их готовности к использованию по назначению можно и целесообразно использовать вероятностное распределение продолжительности выполнения TO. Эта величина может быть названа функцией готовности F_r .

Функция готовности представляет собой вероятность того, что в заданную продолжительность проведения ТО объект, как техническое изделие, будет готов к выполнению предстоящей задачи

$$F_{\Gamma}(t) = p(t_{TO} \le t)$$
, где: (18)

t – заданная продолжительность обслуживания, час;

 t_{TO} – фактическая продолжительность обслуживания, час.

Продолжительность работ по техническому обслуживанию МТУ составила для КО и ЕТО до 80%, для ТО-1 и ТО-2 до 60% от общей продолжительности обслуживания. Как видно из таблицы 2 для бронетранспортеров, сравнительный анализ МТУ которых производится в данной статье, периодичность номерных технических обслуживаний одинакова и составляет: 2000 км пробега для ТО-1 и 6000 км пробега для ТО-2. Продолжительность видов технического обслуживания также примерно одинакова и находится в пределах не более 0,2 часа для КО, 1,5 часа – для ЕТО, 2,0 часа – для ТО-1 и 6,6 часа – для ТО-2. Эти цифры были заданы тактико-техническими заданиями на модернизацию или разработку бронетранспортеров и подтверждены в ходе проведения испытаний.

Выводы. В целом разработанные в ГП «ХКБМ» бронетранспортеры с колесной формулой 8х8 обладают приемлемыми конструктивными, мощностными и габаритномассовыми показателями, что гарантирует при своевременном и качественном техническом обслуживании долговременную их эксплуатацию.

Таблица 2 Показатели технического обслуживания четырехосных БТР с колесной формулой 8х8, разработанных ГП «ХКБМ»

			H	аименование	Наименование бронетранспортеров	ртеров		
Наименование показателя	ETP- 60M	BTP- 70M	БТР-ДА	FTP-3E	5TP-3E1	ETP-4A	БТР-4Е	БТР-4В
			ериодичност	гь номерных	видов обслужи	Периодичность номерных видов обслуживания, км. пробега:	era:	
техническое обслуживание № 1	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000
техническое обслуживание № 2	0009	0009	0009	0009	0009	0009	0009	0009
			Іродолжител	ьность видов	технического	Продолжительность видов технического обслуживания, час:	час:	
контрольный осмотр	0,15-0,16	0,15-0,16 0,15-0,16	0,15-0,16	0,15-0,16	0,15-0,20	0,15-0,20	0,15-0,20	0,15-0,20
ежедневное техническое обслуживание	1,1-1,6	1,1-1,6	1,1-1,6	1,1-1,6	1,1-1,6	1,1-1,6	1,1-1,6	1,1-1,6
техническое обслуживание № 1	1,8-2,0	1,8-2,0	1,8-2,0	1,8-2,0	1,8-2,0	1,8-2,0	1,8-2,0	1,8-2,0
техническое обслуживание № 2	6,4-6,6	6,4-6,6	6,4-6,6	6,4-6,6	6,4-6,6	6,4-6,6	6,4-6,6	6,4-6,6
			Трудоемкост	гь видов техн	ического обслу	Трудоемкость видов технического обслуживания, чел. час:	iac:	
контрольный осмотр	0,45-0,48	0,45-0,48	0,45-0,48	0,45-0,48	0,45-0,48	0,45-0,48	0,45-0,48	0,45-0,48
ежедневное техническое обслуживание	2,8-2,9	2,8-2,9	2,8-2,9	2,8-2,9	2,8-2,9	2,8-2,9	2,8-2,9	2,8-2,9
техническое обслуживание № 1	4,9-5,1	4,9-5,1	4,9-5,1	4,9-5,1	4,9-5,1	4,9-5,1	4,9-5,1	4,9-5,1
техническое обслуживание № 2	14,0-14,5	14,0-14,5	14,0-14,5	14,0-14,5	14,0-14,5	14,0-14,5	14,0-14,5	14,0-14,5

Литература: 1.Теория и конструирование танков. Том 4 – М.: «Машиностроение», 1984, с.39 – 40. 2. Возгрин Ю.В. Мощностные характеристики и показатели качества силовых установок бронетранспортеров, разработанных в КП ХКБМ./ Возгрин Ю.В., Герасименко В.И., Золотуха В.Н., Кузьминский В.А., Крот С.Г.// «Інтегровані технології та енергозбереженння», - 2012, №4, С. 28-34. 3. Кудров В.Н. Стенд для испытаний силовых установок колесных и гусеничных машин. / Кудров В.Н., Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Чучмарь И.Д., Зарянов В.А., Золотуха В.Н.//«Вестник национального технического университета «ХПИ»», тематический выпуск «Транспортное машиностроение», - 2007, №33, С. 83-94. 4. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. Том 9. Эксплуатация и ремонт гусеничных и колесных машин. Книга 1. Эксплуатация гусеничных и колесных машин. - Харьков: ХГПУ.1997, С. 113-114. 5. Бронетранспортер БТР-4Е. Руководство по эксплуатации. В1318Е РЭ. 2010, С. 32-1. 6. Бронетранспортер БТР-3Е1. Руководство по эксплуатации. В1332А РЭ. 2010, 437 с

Bibliography (transliterated): 1.Teoriya i konstruirovanie tankov. Tom 4 − M.: «Mashinostroenie», 1984, s.39 − 40. 2. Vozgrin YU.V. Moshchnostnye harakteristiki i pokazateli kachestva silovyh ustanovok bronetransporterov, razrabotannyh v KP HKBM./ Vozgrin YU.V., Gerasimenko V.I., Zolotuha V.N., Kuz'minskij V.A., Krot S.G.// «Integrovani tekhnologiï ta energozberezhennya», - 2012, №4, s.28 − 34. 3. Kudrov V.N. Stend dlya ispytanij silovyh ustanovok kolesnyh i gusenichnyh mashin. / Kudrov V.N., Kuz'minskij V.A., ZHmen'ko R.V., CHuchmar' I.D., Zaryanov V.A., Zolotuha V.N.//«Vestnik nacional'nogo tekhnicheskogo universiteta «HPI»», tematicheskij vypusk «Transportnoe mashinostroenie», - 2007, №33, str.83 − 94. 4. Kolesnye i gusenichnye mashiny vysokoj prohodimosti. Tom 9. EHkspluataciya i remont gusenichnyh i kolesnyh mashin. Kniga 1. EHkspluataciya gusenichnyh i kolesnyh mashin. - Har'kov: HGPU.1997, s. 113-114. 5. Bronetransporter BTR-4E. Rukovodstvo po ehkspluatacii. V1318E REH. 2010, s. 32-1. 6. Bronetransporter BTR-3E1. Rukovodstvo po ehkspluatacii. V1332A REH. 2010, s. 437

Крот С.Г., Кузьминський В.А., Мормило Я.М., Фолунін С.О., Хань С.П., Шигін Я.В.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МОТОРНО-ТРАНСМІССІЙНИХ УСТАНОВОК КОЛІСНИХ БТР, РОЗРОБЛЕННИХ У ДП ХКБМ, ЗА ПОКАЗНИКАМИ ЯКОСТІ ТА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ

У статті наведена порівняльна оцінка моторно-трансмісійних установок БТР, розроблених у ГП «ХКБМ ім. О.О. Морозова», за показниками якості та технічного облуговування що ґрунтуються на технічних характеристиках, розрахункових та експериментальних данних.

Krot S.G., Kuzminskiy V.A., Mormilo J.M., Folunin S.A., Khan S.P., Shigin J.V.

COMPARATIVE ANALYSIS OF WHEELED APC POWER PACKS DEVELOPED IN SE KMDB IN TERMS OF QUALITY AND MAINTENANCE INDICES

This article gives the comparative evaluation of APC power packs developed in SE KMDB in terms of quality and maintenance indices, which are based on technical characteristics, estimated and experimental data.

УДК 539.3: 629.4: 629.45.023.14

Сенько В.И., д-р техн. наук; Макеев С.В., канд. техн. наук; Чепурной А.Д., д-р техн. наук; Литвиненко А.В., д-р техн. наук; Шейченко Р.И.; Граборов Р.В.; Ткачук Н.А. д-р техн. наук; Чубань М.А.

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСШИРЕННЫХ ПРОЧНОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ДЛИННОБАЗНЫХ ПЛАТФОРМ

Введение. В настоящее время контейнерные перевозки грузов являются основной составляющей транспортных потоков как морским путем, так и по автомобильным и железнодорожным магистралям. Контейнерные перевозки практически незаменимы для фирм, доставляющих продукцию большими партиями, поскольку позволяют оптимизировать логистику, а также прогнозировать затраты на транспортные услуги.

Одним из звеньев цепи таких интермодальных перевозок является транспортировка контейнеров железнодорожным транспортом с использованием специализированных и универсальных вагонов-платформ. При этом, в условиях постоянно растущих объемов грузоперевозок, экономически целесообразно использовать платформы, рассчитанные на перевозку одновременно двух 40-футовых или четырех 20-футовых контейнеров, в отличие от широко применяемых на сети железных дорог 40-футовых вагонов-платформ, позволяющих перевозить только один 40-футовый контейнер или два 20-футовых. Это дает возможность при равном количестве перевозимых контейнеров двумя составами, состоящими из 40-футовых и 80-футовых вагонов-платформ, использовать в последнем вдвое меньшее количество вагонов, что, соответственно, уменьшает затраты перевозчиков на обслуживание вагонов, выполнение деповских и капитальных ремонтов, а также обеспечивает снижение тарифных расходов. При проектировании длиннобазных вагонов-платформ особое внимание требуется уделять не только решению вопросов статической прочности конструкции, но и обеспечению ее усталостной прочности, поскольку условия динамического нагружения 80-футовых вагонов-платформ.

В настоящей статье рассмотрены результаты ходовых прочностных и динамических испытаний вагона-платформы модели 13-9975 [1, 2], проект которой разработан Научно-инженерным центром (НИЦ) Управляющей Компании "РэйлТрансХолдинг" (УК "РТХ") (г. Мариуполь) [http://railtransholding.com]. Опытный образец изделия изготовлен в ОАО "Новозыбковский машиностроительный завод" (г. Новозыбков, РФ) [http://www.nvzm.ru], входящем в структуру УК "РТХ" [http://railtransholding.com]. Общий вид и характеристики вагонаплатформы мод.13-9975 приведены на рис. 1 и в табл. 1.

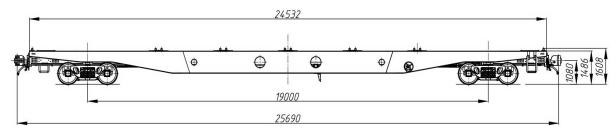


Рис. 1. Основные габаритные размеры вагон-платформы мод.13-9975

Ходовые динамические и прочностные испытания для подтверждения правильности выбранных конструктивных решений и технологии изготовления вагона-платформы проводились с учетом территориальной близости к заводу-изготовителю на специализированном аттестованном участке пути Белорусской железной дороги испытательным центром (ИЦ) "СЕКО" (ИЦ ЖТ "СЕКО") – первого в Республике Беларусь ИЦ железнодорожного транс-

© В.И. Сенько, 2015

порта, созданного по поручению Совета Министров Республики Беларусь и входящего в состав структурных подразделений ведущего технического университета республики — Белорусском государственном университете транспорта (УО "БелГУТ", г. Гомель). ИЦ ЖТ "СЕКО" [http://www.belsut.gomel.by] имеет аккредитацию российского Регистра сертификации на федеральном железнодорожном транспорте и внесен в Единый реестр органов по сертификации и испытательных лабораторий Таможенного союза.

Таблица 1 Технические характеристики вагона-платформы мод.13-99975

70
24
120
1-T
230,5(23,5)
35,89 (3,66)
19000
25690
24530
3062
4
тип 2
1608/1486
20

Постановка задачи. Необходимо отметить, что конечной целью комплекса сертификационных испытаний, проводимых на конечных стадиях создания новых перспективных образцов грузового подвижного состава, является подтверждение соответствия их ходовых, прочностных и динамических характеристик требованиям действующим нормам [3-5]. Соответственно, организация и проведение этих испытаний осуществляется в сертификационных ИЦ. В то же время, кроме выполнения своей базовой ззадачи, понимаемой в узком смысле как прочностные испытания, эти центры могут выполнять свои функции в объемах, понимаемых в более широких пределах.

Действительно, проводимые комплексы ходовых, прочностных и динамических испытаний регламентированы выше-

упомянутыми методиками и документами [3-5]. В то же время они задают, так сказать, только нижнюю границу объема испытаний, минимальный объем информации и необходимый набор результирующих выводов. При этом не существует ограничений "сверху" на объем проводимых исследований. Таким образом, параллельно с минимально необходимым объемом испытаний и результатов, предписываемым существующими методиками, можно получить дополнительный объем информации. Это – первое направление развития традиционных подходов. Оно заключается в получении максимально возможного объема иследовательской информации при единичных испытаниях того или иного образца изделия. Другое, не менее важное направление, - анализ, систематизация и обобщение большого объема иследовательской информации, накопленной при проведени испытаний серии изделий. Естественно, что и первое, и второе из отмеченных направлений исследований требует согласования методологии проводимых работ уже на первых этапах подготовки к их проведению. Более того, стремление к получению как можно большего обема информации должно быть заложено в практику функционирования испытательных центров. В частности, деятельность ИЦ ЖТ "СЕКО" подчинена как раз такой системе критериев. Очевидно, что внедрение предложенных подходов к исследованиям образцов подвижного состава железных дорог (ПСЖД) не может быть в достаточной мере эффективным без привлечения такого же подхода со стороны заказчиков, проектантов и производителей тех или иных изделий. С этой точки зрения подходы, заявленные фирмой "РэйлТрансХолдинг", научно-инженерным центром УК "РТХ", ОАО "Новозыбковский машиностроительный завод" и реализованные в их деятельности, нашли полное соответствие всей стратегии исследований, понимаемой как целостный комплекс взаимосогласованных действий для обеспечения технических характеристик образцов ПСЖД.

Целью данной статьи является методологическое обоснование стратегии взаимосогласования при осуществлении, с одной стороны, регламентированно необходимых испыта-

ний, а, с другой, – желательных дополнительных исследований объектов ПСЖД.

Анализ состояния проводимых исследований. В странах СНГ существует целая сеть сертифицировангных центров, уполномоченных проводить испытания и исследования объеков ПСЖД [www.sovetgt.org/ed/upload-files/doc/Reestr20150206]. При этом и на этапе сертификации самих этих центров, и на этапе проведения ими своей основной деятельност они руководствуются рядом нормативных документов [3-5]. Это является положительным моментом, т.к. способствует обеспечению получения в достаточной степени объективных данных при возможности повторяемости в случае проведения тех же действий другими центрами.

Отдельные аспекты традиционной методологии исследований описаны, использованы и развиты в ряде работ [6-13]. Они опираются в основном на базовые принципы расчетов и измерений, заложенные в нормативных документах [3-5]. Однако в таком традиционном подходе существуют несколько моментов, требующих своего развития. Во-первых, это способы нагружения испытуемого объекта. Они регламентируемы, так сказать, "интегрально": по общей весовой нагрузке, по скоростным характеристикам, по максимальным эксплуатационным напряжениям в элементах конструкции и т.д. В связи с этим и испытания, как правило, производятся в условиях, предписываемых требованиями, но на минимальном регламентируемом уровне. Во-вторых, это требования к прочностным характеристикам: они определяются, как правило, по максимальным эксплуатационным напряжениям в элементах конструкции. В то же время достаточно часто игнорируется общая картина напряженнодеформированного соостояния (НДС) во всей исследуемой конструкции. В-третьих, это вид конечного результата. Он традиционно отвечает на вопрос, соблюдены или нет предъявляемые требования при заданных условиях испытаний, однако не нацелен на определение чувствительности контролируемых характеристик к варьированию проектных, технологических или эксплуатационных характеристик.

Таким образом, традиционная методика не позволяет раскрыть все потенциальные возможности проводимых сертификационных испытаний, и требуется развитие устоявшихся подходов ко всему комлексу исследований, олсуществляемых на этапах освоения и постановки на производство новых образцов подвижного состава железных дорог.

Предлагаемый подход к проведению испытаний объектов подвижного состава железных дорог. На основе анализа устоявшейся практики взаимодействия ИЦ ЖТ "СЕ-КО", группы предприятий фирмы "РэйлТрансХолдинг", научно-инженерного центра УК "РТХ", ОАО "Новозыбковский машиностроительный завод", научно-исследовательского центра компьютерного моделирования машиностроительных конструкций "Тензор" НТУ "ХПИ" предлагается новый подход к проведению испытаний, исследований и совершенствования конструкций перспективных объектов ПСЖД. Он состоит из нескольких частей.

Математическая формализация поставленной задачи базируется на распространении методологии обобщенного параметрического моделирования [14] на исследуемый объект, являющийся не только испытуемым конкретным изделием. Под объектом в широком смысле понимается набор (множество) обобщенных параметров p_i , описывающих и конструкцию, и условия нагружения, и особенности технологии изготовления, структуру и свойства расчетных и численных моделей исследуемых изделий, а также другие варьируемые величины, структуры и распределения, которые в совокупности однозначно идентифицируют все типы моделей исследуемых объектов. Такой подход при фиксированных обобщенных параметрах является реализацией традиционного подхода, в частности, к проведению испытаний объектов ПСЖД. Однако принципиальным его преимуществом является как раз возможность варьирования одного, нескольких или всех обобщенных параметров. Благодаря этому новому качеству обеспечивается потенциальная возможность организации многовариантных расширенных исследований, а с опорой на них, — обоснование тех наборов параметров, на которых достигается удовлетворение всем предъявляемым нормативным требованиям, а так-

же дополнительным. Именно это составляет основу конкурентного преимущества для разработчика новых перспективных изделий, поскольку при наличии установленных ограничений на контролируемые их характеристики возникает возможность удовлетворения и другим критериям: экономичность, технологичность, унификация, трудоемкость и т.п.

Необходимо заметить, что предлагаемый подход, помимо всего прочего, обладает методологической гибкостью, т.к. обеспечивает пополнение множества варьируемых обобщенных параметров (или его уменьшение) из соображений значимости, важности или чувствительности объекта на их варьирование. В результате получаем инструмент решения не только задач анализа, но и синтеза рациональных технических решений. При этом, что особенно важно, задачи синтеза с использование обобщенного параметрического моделирования естественным образом расширяются на оперирование с нечеткими множествами свойств, характеристик и параметров. Этим самым, в свою очередь, обеспечивается получение решения, устойчивого к флуктуациям, варьированию или изменению: свойств материаов, величины нагрузок, скоростных режимов, проектных и технологических параметров и т.п. А уже это гарантированно обеспечивает выполнение требований не только опытными образцами испытуемых изделий, но и всеми серийными изделиями, отличающимися каждый друг от друга и от "эталонного" изделия, а также эксплуатируемых в разнообразных условиях.

Таким образом, имеем дело со следующей постановкой:

процессы и состояния, реализованные в исследуемом объекте, описываются в операторном виде:

$$L(p,u,f,t) = 0; (1)$$

здесь L — оператор соответствующей задачи, $p = \{p_1, p_2, ..., p_N\}$ — массив обобщенных параметров, u — переменные, характеризующие состояние исследуемого объекта (например, распределение перемещений или напряжений), f —массив внешних нагрузок, а t —время;

– контролируемые характеристики
$$h_k(u) \leq [h]_k, k = 1, 2, ..., N_n;$$
 (2)

здесь $\{h_1,h_2,...,h_{N_k}\}=H$ — массив характеристик, например, эквивалентные напряжения, а $\{[h]_1,[h]_2,...,[h]_{N_k}\}=[H]$ — массив допускаемых характеристик (устанавливаются соответствующими нормами);

– дополнительные критерии
$$I_j(p,H(u) \to \min{(\max)}, j=1,2,...,N_j,$$
 (3) где I_j – некоторые величины (масса, стоимость, трудоемкость и т.п.).

Задача (1)—(2) является стандартной задачей испытаний. Задача (1)—(3) поставлена в расширенной формулировке. Первая ограничивается анализом, а вторая распространяется на оптимизацию. При этом важно отметить, что формулировка последней уместна на всех этапах — от предварительных испытаний до исследований в специализированных центрах (в данном случае —ИЦ ЖТ "СЕКО"). Объектом синтеза по соотношениям (3) могут быть, как отмечалось выше, не только характеристики изделия, но и вид, и распределение прикладываемой нагрузки. В частности, для длиннобазных платформ, которые имеют ряд отличительных свойств по сравнению с традиционными платформами, этот фактор является достаточно существенным.

Далее в работе постановка, решение и анализ результатов решения задачи (1)—(3) трансформируется с точки зрения не только обеспечения прочностных характеристик платформы, но и обоснование такого вида ее нагружения, который является более опасным, а, значит, и положительные результаты испытаний являются более ценными, т.к. дают (для случая других видов нагружения) результат, работающий в запас.

Пример проведения исследований. Иллюстрация работы предложенного подхода производится, как отмечалось выше, на примере ходовых прочностных и динамических испытаний вагона-платформы для крупнотоннажных контейнеров модели 13-9975, построен-

ный на ОАО "Новозыбковский машиностроительный завод". Задача испытаний – исследовать величину и характер напряжений в основных несущих элементах вагона при его движении на различных участках пути (многократное их воздействие вызывает явления, свя-

занные с усталостью металла, что приводит к зарождению и накоплению повреждений, появлению трещин) и показатели качества хода вагона.

Испытания проводились для проверки соответствия вагона параметрам, значения которых регламентированы [4] в соответствии с "Методикой проведения динамико-прочностных испытаний

ний. Определение коэффициента устойчивости колеса от схода с рельсов и коэффициента устойчивости вагона от опрокидывания", а также [5]. Технические характеристики опытного образца вагона приведены в табл. 1, общий вид рамы — на рис. 2.

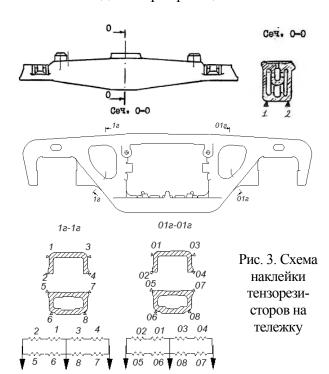
Для загрузки вагона-платформы до полной грузоподъемности использовались два контейнера-сухогруза типоразмера 1СС (груженые песком) массами по 5400 кг и два контейнера-цистерны типа 22Т6, модели Т-11-25H-02 (груженые водой) массами по 29400 кг.

Для проведения ходовых испытаний тензорезисторами оборудовались две тележки, которые были подкатаны под вагон так, чтобы оборудованные стороны боковых рам тележек находились со стороны автосцепок. На шкворневой балке рамы вагона над оборудо-



Рис. 2. Общий вид рамы вагонаплатформы модели 13-9975

грузового вагона" и методикой АЛВЯ.ИЦ 004 ПМ "Методика сертификационных испыта-



ванной тележкой были установлены датчики вертикальных и горизонтальных ускорений. Тарировка боковых сил и коэффициентов вертикальной динамики проводилась перед проведением испытаний в г. Гомеле на территории полигона ИЦ ЖТ "СЕКО" БелГУТ. Схема расклейки тензорезисторов на раме вагона-платформы представлена на рис. 3. Схемы расстановки тензорезисторов на боковых рамах тележек приведены на рис. 4. Опытный поезд был сформирован из двух локомотивов, вагона-лаборатории и опытного образца в порожнем, а затем в груженом состояниях. Схема формирования опытного поезда приведена на рис. 5. Ходовые динамические и ходовые прочностные испытания проводились в период с 02.06.14 г. по 14.06.14 г. на аттестованных участках пути Крулевщизна – Лынтупы, Крулевщизна – Парафьянов Воропаевской дистанции пути Белорусской железной дороги. Режимы движения поезда при испытаниях: на прямом участке пути – 40, 60, 80, 100, 120 км/ч; на кривой R330 со скоростями 5, 10, 20, 40, 60, 75 км/ч; на кривой R615 со скоростями 40, 60, 80, 100, 105 км/ч; на стрелочном переводе марки 1/11 со скоростями 10, 20, 30, 40 км/ч.

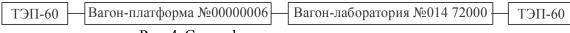


Рис. 4. Схема формирования опытного поезда

Регистрация измеряемых процессов согласно методикам производилась на прямых и кривых участках пути во всем проектном диапазоне допускаемых эксплуатационных скоростей

вплоть до конструкционной скорости. На каждом режиме движения регистрация процессов при ходовых динамических испытаниях осуществлялась при заезде в обе стороны.

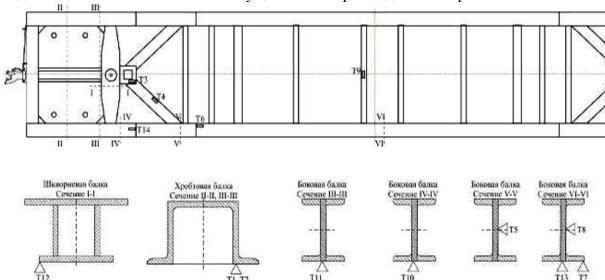


Рис. 5. Схема наклейки тензорезисторов на раму вагона-платформы

Обоснование схемы нагру-Для обоснования выбора жения. нагружения вагонасхемы платформы (в данном случае расобобщенный сматриваемой как варьируемый параметр) были построены эпюры изгибающих моментов, действующих на раму при ее равномерном нагружении кафуговыми и 20-тифутовыми контейнерами (рис. 6, 7). Следует отметить, что общепринятые схемы загружения длиннобазных платформ недостаточно полно учитывают особенности поведения их в процессе эксплуатации. Для проверки работоспособности выбранной конструктивной схемы платформы с точки зрения восприятия и передачи продольных нагрузок в эксплуатации необходимо уделить пристальное

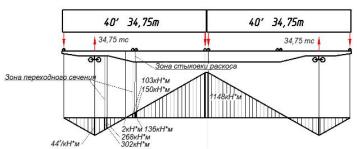


Рис. 6. Эпюра изгибающих моментов $M_{\rm изг40}$ при загрузке рамы платформы двумя 40-кафутовыми контейнерами

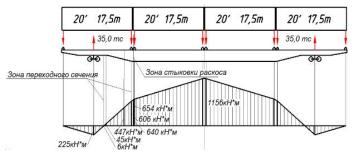


Рис. 7. Эпюра изгибающих моментов $M_{\mbox{\tiny H3120}}$ при загрузке рамы платформы четырьмя 20-тифутовыми контейнерами

внимание элементам конструкции, в которых имеются значительные изменения жесткостей, изменения угла действия силы и значительный объем сварных соединений. В связи с этим была разработана схема загружения длиннобазного вагона-платформы, учитывающая особенности его конструкции, восприятия и передачи нагрузок при эксплуатации (см. рис. 5), а также опыт работ [4, 5], но лишенная недостатков традиционных схем нагружений, обеспечивающая проведение форсированных испытаний и не превышающая грузоподъемности вагона.

Разработанная схема имеет ряд преимуществ перед стандартными схемами с равномерной загрузкой контейнерами: максимальный изгибающий момент в средней части боковых балок рамы вагона-платформы и возможных вариантов загрузки (20-ти- и 40-кафутовыми контейнерами): 1871 кН·м против 1156 кН·м и 1148 кН·м соответственно; зона

стыковки раскоса с боковой балкой нагружена большим изгибающим моментом (753÷1003 кН·м) по сравнению со схемой загрузки 2×40 (2÷136 кН·м) и со схемой загрузки 4×20` (447÷640 кН·м); зоны переходного сечения боковой балки нагружены изгибающим моментом (198÷261 кН·м и 947÷1027 кН·м) не менее чем при схеме 2×40` (302÷268 кН·м и 103÷150 кН·м), а также 4×20' (6÷45 кН·м и 606÷645 кН·м); схема не превышает грузоподъемности вагона-платформы.

Меньший изгибающий момент в шкворневом узле и консольной части и, как следствие, меньший уровень напряжений представляет меньший интерес при проведении ходовых испытаний, поскольку указанные элементы имеют типовую конструкцию, достаточную жесткость и отсутствие зон значительных концентраций напряжений и изменений углов действия силы. Кроме того, НДС консоли было оценено во время проведения статических испытаний. Разработанная схема реализуется следующим образом (рис. 8): в среднюю

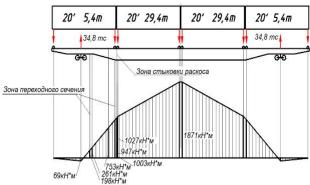


Рис. 8. Эпюра изгибающих моментов $M_{\rm изг20расч}$ при загрузке рамы платформы четырьмя 20-тифутовыми контейнерами по схеме 5,4+2×29,4+5,4

часть вагона-платформы установлены два 20-тифуговых контейнера-цистерны с водой массой 29,4 т, а на консолях – два 20-тифутовых контейнера с песком массой 5,4 т. В ходе испытаний были использованы

средства измерений, занесенные в табл. 2.

Средства измерений

Таблица 2

Таким обра-	Наименование определяемой	Наименование, марка и номер (заводской
зом, регистрация и	характеристики (параметра)	или инвентарный) средства измерения
обработка напря-	Величина напряжений в объ-	Усилитель измерительный MGCplus RU с
женного состояния	екте испытаний	тензорезисторами
и динамических	Температура окружающей	Термометр метеорологический стеклян-
параметров произ-	среды	ный тип ТМ-6, (-30°С - +50°С)
водилась на изме-	Массовые показатели вагона	Весы вагонные тензометрические
, ,		ПУЛЬСАР ВТБ-2ДБ
рительном ком-		
плексе MGCplus.		

При обработке результатов испытаний для груженого и порожнего вагонов была произведена идентификация и систематизация зарегистрированных параметров в зависимости от характера пути и режимов движения опытного поезда, оценена их достоверность.

Коэффициент устойчивости колеса от схода с рельсов в прямых и кривых участках пути согласно [3] определяют по формуле

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu tg\beta} \cdot \frac{Q_{axi} \left[\frac{2(b - a_2)}{l} - K_d^n \frac{(2b - a_2)}{l} + K_d^{nn} \frac{a_2}{l} \right] + q \frac{b - a_2}{l} + \frac{r}{l} H_p}{\mu Q_{axi} \left[\frac{2(b - a_1)}{l} + K_d^n \frac{a_1}{l} - K_d^n \frac{(2b - a_2)}{l} \right] + \mu q \frac{b - a_1}{l} + \left(1 - \frac{r}{l} \mu \right) H_p}$$

Здесь β – угол наклона образующей гребня колеса к горизонтальной оси; μ – коэффициент трения поверхности колес по рельсам, принимается равным 0,25; Q_{axi} – вертикальная статическая нагрузка на шейку оси колесной пары при данном режиме загрузки вагона, т; q – сила тяжести массы неподрессоренных частей, приходящихся на колесную пару, т; 2b – расстояние между серединами шеек оси колесной пары (для типовых колесных пар – 2,036 м); a_1,a_2 — расстояния от точек контакта колес с рельсами до середины соответствующих (набегающей и ненабегающей) шеек оси колесной пары (для типовых колесных пар и типового верхнего строения пути принимаются соответственно 0,250 и 0,210 м); l — расстояние между точками контакта колес колесной пары с рельсами (для типовых колесных пар принимается 1,58 м); r — радиус круга катания колеса (для колес по ГОСТ 9036 принимается 0,45 м); K_d^n, K_d^{nh} — коэффициент вертикальной динамики соответственно на набегающем и ненабегающем колесе $K_d^n = K_d^n$ или $K_d^n, K_d^{nh} = K_d^n$ или K_d^n (определяется исходя из результатов испытаний), значения принимаются положительными в случае обезгрузки колес; H_p — горизонтальная боковая рамная сила, Н. Определение коэффициента устойчивости вагона от опрокидывания при движении по кривым участкам пути определяется по формуле $K_{yo} = (K_d^n - K_o^p + 2)/(K_o^n + K_o^p)$, где K_o^n, K_o^p — максимальные значения коэффициентов вертикальной динамики (перегрузки и разгрузки) нагруженной и обезгруженной боковой рамы тележки вагона соответственно.

Максимальные значения коэффициентов вертикальной динамики и рамных сил определялись с доверительной вероятностью 0,999, а минимальные значения коэффициентов запаса устойчивости от опрокидывания – с доверительной вероятностью не более 0,001. Все полученные показатели были систематизированы в зависимости от скорости и условий движения вагона. Примеры полученных осцилограмм исследуемых процессов приведены на рис. 9, 10. Графики силовых характеристик, полученных при определении статических прогибов рессорного подвешивания и коэффициентов трения рессорных комплектов, приведены на рис. 11.

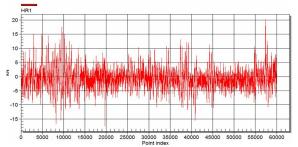


Рис. 9. Осциллограмма процесса HR1 при движении порожнего вагона по прямому участку пути со скоростью 60 км/ч

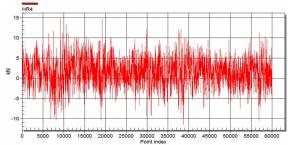
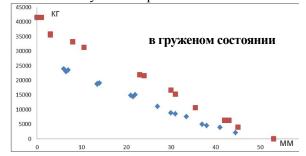


Рис. 10 .Осциллограмма процесса HR4 при движении порожнего вагона по прямому участку пути со скоростью 60 км/ч



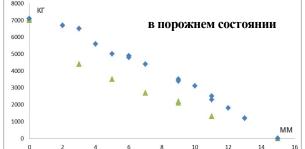


Рис. 11. Графики силовых характеристик при определении статического прогиба и коэфициента трения рессорного подвешивания

Оценка результатов испытаний. Для оценки результатов ходовых динамических испытаний максимальные значения динамических и прочностных показателей вагона-платформы модели 13-9975 в порожнем и груженом состоянии сведены в таблицы и обработаны (рис. 12—15). После обработки результатов проведенных ходовых испытаний были получены максимальные значения нормируемых показателей и сравнены с допускаемыми согласно [3-5].

В порожнем состоянии: $K_{\rm дв\ кузова}=0,47$ (в прямой при скорости 120 км/ч), что не

превышает допускаемый $[K_{\partial g\ \kappa y 306a}] = 0,47;\ K_{\partial g\ heo \delta} = 0,89$ (в прямой при скорости 120 км/ч), что меньше $K_{\partial g\ heo \delta}] = 0,9;\ g_{\kappa y 306a\ gepm.} = 0,56$ (в прямой при скорости 120 км/ч) < $[g_{\kappa y 306a\ gepm.}] = 0,75;\ g_{\kappa y 306a\ gepm.} = 0,29$ (в прямой при скорости 120 км/ч) < $[g_{\kappa y 306a\ gepm.}] = 0,55.$

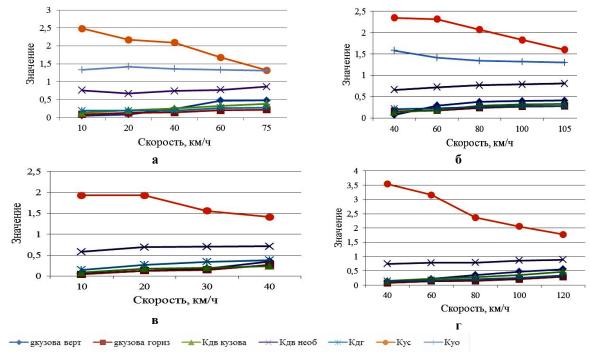


Рис. 12. Результаты испытаний вагона-платформы модели 13-9975 в порожнем режиме (динамические показатели) на участках пути:

а – кривая R330; б – кривая R615; в – стрелка 1/11; г – прямая

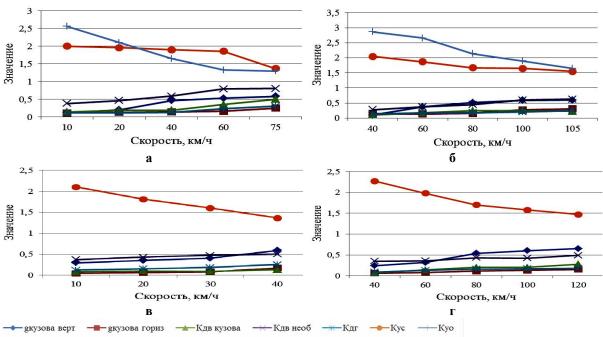


Рис. 13. Результаты испытаний вагона-платформы модели 13-9975 в груженом режиме (динамические показатели) на участках пути:

а – кривая R330; б – кривая R615; в – стрелка 1/11; г – прямая

B груженом состоянии: $K_{\partial 6}$ кузова = 0,50 (в кривой R330 при скорости 75 км/ч), не превышает [$K_{\partial 6}$ кузова] = 0,50; $K_{\partial 6}$ необ = 0,80 (в кривой R330 при скорости 75 км/ч) <[$K_{\partial 6}$ необ] = 0,85; $g_{\text{кузова верт}}$ = 0,65 (в прямой при скорости 120 км/ч), что не превышает [$g_{\text{кузова верт}}$] = 0,65; в кри-

вой R615 при скорости 105 км/ч $g_{кузова\ zopus}$ =0,31, меньше $[g_{кузова\ zopus}]$ =0,45.

Значение коэффициентов горизонтальной динамики $(K_{\partial z})$ определялось по формуле: $K_{\partial z} = HR / P_0$. Здесь HR – боковая рамная сила, действующая на колесную пару; P_0 - статическая осевая нагрузка $(P_0 = 6 \text{ тс для порожнего ваго-}$ на, $P_0 = 23,4$ тс – для груженого вагона). Максимальные значения K_{α} в порожнем состоянии были получены при движении вагона по стрелочному переводу 1/11 на скорости 40 км/ч $(K_{\partial z}=0.38 < [K_{\partial z}] = 0.40$, согласно [5]), в груженом – при движении в кривой R330 при скорости 75 км/ч ($K_{\partial z}$ =0,30< $<[K_{\partial z}]=0,38$ согласно [5]).

Коэффициенты устойчивости колеса от схода с рельсов (K_{yc}) в прямых и кривых участках пути вычислялись путем обработки полученных данных при испытаниях на всех режимах движения согласно действующей методике.

Максимальные значения K_{yc} были получены в порожнем состоянии при движении вагона в кривой R330 со скоростью 75 км/ч (p=0,001–1,32; при допускаемых [K_{yc}] =1,3, [5]), в груженом состоянии — при движении по стрелочному переводу на скорости 40 км/ч (p=0,001–1,36; при допускаемых [K_{yc}] =1,3, согласно [5]).

Коэффициент запаса устойчивости от бокового опрокидывания в кривых (K_{yo}) определялся для следующих случаев (табл. 3):

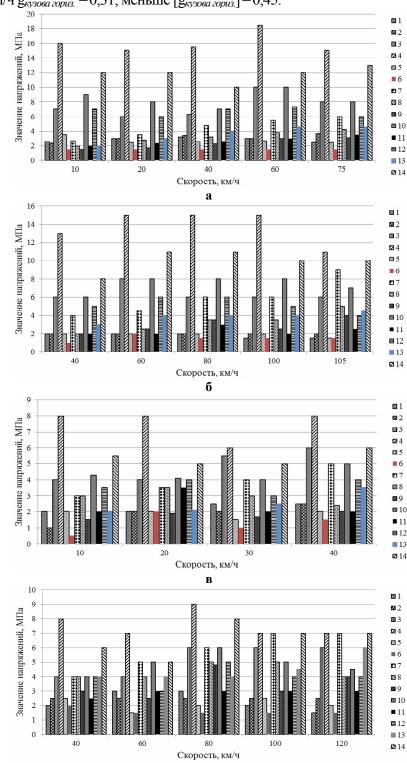


Рис. 14. Значения напряжений в исследуемых точках вагонаплатформы модели 13-9975 в порожнем режиме (прочностные показатели) на разных участках пути: а — кривая R330; б — кривая R615; в — стрелка 1/11; г — прямая; 1-14 — номера датчиков

наружу кривой R = 615 м при движении с максимальной скоростью 105 км/ч; внутрь кривой R = 330 м при движении со скоростью 10 км/ч.

Результаты по максимальным динамическим напряжениям при ходовых прочностных испытаниях приведены в табл. 4. Из табл. 4 видно, что максимальные значения динамических напряжений в элементах рамы вагона-платформы в порожнем режиме не превышают 18,4 МПа, в груженом режиме — 30,0 МПа, а максимальные статические напряжения не превышают 108,2 МПа в порожнем режиме и 210,0 МПа — в груженом.

Анализ прочности конструкции различных схем погрузки длиннобазной платформы позволил выявить наиболее неблагоприятные с тчки зрения изгибающих моментов и напряжений Применительно к рассматриваемой длиннобазной платформе наиболее опасными зонами являются средняя и консольная части в зоне переменного сечения боковых балок. Расчетные значения динамических напряжений в исследуемых точках вагона-платформы модели 13-9975 в груженом режиме для схемы загрузки двумя 40-кафутовыми контейнерами (34,75 т -34,75 т) представлены на рис. 16.

Результаты расчета амплитуды напряжений условного симметричного цикла для двух наиболее неблагоприятных схем загрузки (20-тифутовыми контейнерами (5,4 т—29,4 т—5,4 т) и 40-кафутовыми контейнерами (34,75 т—34,75 т)) приведены в табл. 5, 6. Приведенную амплитуду динамического напряжения, эквивалентную по повреждающему действию распределению амплитуд напряжений за расчетный срок службы кон-

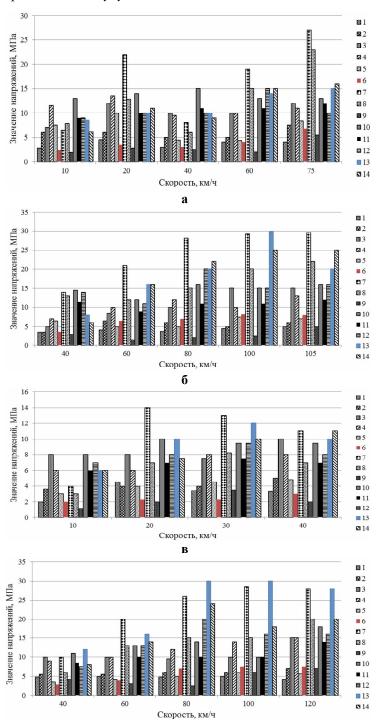


Рис. 15. Значения напряжений в исследуемых точках вагонаплатформы модели 13-9975 в груженом режиме (прочностные показатели) на разных участках пути: а — кривая R330; б — кривая R615; в — стрелка 1/11; г — прямая; 1-14 — номера датчиков

струкции, определяют по формуле:
$$\sigma_{a,\ni} = \sqrt[m]{\frac{T_p f_{\ni}}{N_c} \sum_{j=1}^n K_{y^u j} \sum_{j}^{K_{vi}} P_{vi} \sum_{j}^{K_{\varsigma j}} \sigma_{vi}^m \cdot P_{\sigma i}} \quad \text{3десь} \quad m - 1$$

показатель наклона левой ветви кривой усталости (для сварных вагонных конструкций из углеродистых и низколегированных сталей m=4); $T_p=365\cdot 10^3~(L_c~/V)T_k$ — суммарное

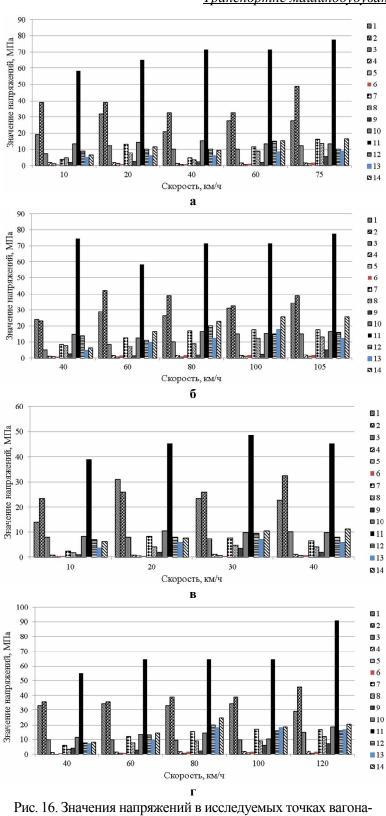


Рис. 16. Значения напряжений в исследуемых точках вагонаплатформы модели 13-9975 в груженом режиме по схеме загрузки 2×40 ` (34,75т-34,75т) на разных участках пути: а — кривая R330; б — кривая R615; в — стрелка 1/11; г — прямая; 1-14 — номера датчиков

время действия динамических нагрузок за расчетный срок службы, с (L = 126 км - проектный среднесуточный пробег груженого вагона; V = 22.4 м/c- проектная средняя техническая скорость движения вагона (для вагонов с конструкционной скоростью 120 км/ч); $T_k =$ 32 года – проектный срок службы конструкции; $f_9 = 2,16 \, \Gamma$ ц – эффективная частота процесса изменения динамических нагрузок, определенная по результатам сбрасывания вагона с клиньев; $N_0 = 10^7$ циклов — базовое число циклов динамических напряжений; средняя доля протяженности характерных участков пути в общей длине железных дорог $(K_{yy1} = 0.75$ для прямых участков, K_{y42} = 0,23 для кривых участков, $K_{y43} = 0.02$ для стрелочных переводов); P_{vi} – доля времени, приходящаяся на эксплуатацию в і-том диапазоне скоростей, величины P_{vi} для различных типов подвижного состава принимают согласно [4]; K_{vi} – принятое число диапазонов скоростей; σ_{vi} – уровень амплитуды динамических напряжений; $P_{\sigma i}$ – вероятность появления амплитуд с уровнем σ_{vi} в *i*-том диапазоне скоростей движения вагона; $K_{\sigma i}$ – принятое число разрядов амплитуд напряжений.

Таким образом, максимальное значение амплитуды напряжений условного симмет-

ричного цикла $\sigma_{a.9}$ составляет – 23,55 МПа.

Экспериментальным методом была проведена трехкратная проверка работоспособ-

ности механизма поворота автосцепки и сцепляемости испытуемого вагона в кривых на скорости движения 5–8 км/ч, исходя из которой, был сделан вывод о том, что устройство работает нормально. Поворот автосцепки и механическое соединение автосцепок было выполнено в кривой R=330 м. Коэффициент относительного трения соответствует ГОСТ 9246: в груженом состоянии 0,087, допускаемое [0,08–0,12]; в порожнем состоянии 0,11, допускаемое [0,10–0,16]. Максимальный угол поворота надрессорной балки относительно боковой рамы тележки вагона был получен прискорости движения 100 км/ч груженого состава в кривой R 615 и составил 0,920°.

Коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания

Таблица 3

По-	Наружу кривой ((R=615 м) v=105км/ч	Внутрь кривой (R=330 м) v=10км/ч				
каза-		Реж	ИМ				
тель	порожний	груженый	порожний	груженый			
K_{vo}	$1,30 ([K_{yo}]=1,3,[3])$	$1,65 ([K_{vo}]=1,3,[3])$	$1,33 ([K_{yo}]=1,2,[3])$	$2,56 ([K_{yo}]=1,2,[3])$			

Таблица 4 Максимальные напряжения в элементах рамы вагона-платформы (МПа)

Максималь-Статиные динамические Нормаческие нанапрятивное пряжения Элемент жения значе-По-Груот веса ние рожжегруза ний ный 3,2 4,6 210 Хребтовая балка 1 5,0 Хребтовая балка 2 3,7 7,5 -10,2210 210 Сочленение хреб-3 10,0 27,5 15,0 товой и раскоса 4 -20 Раскос 18,4 15,0 210 Сочленение бо-5 ковой балки и 3,5 10,0 58 210 раскоса Боковая балка 6 2.0 8.2 62.9 190 29,6 108,2 190 7 9,0 Боковая балка 8 23,0 210 Боковая балка 5,0 -8,2 Поперечная вспомогательная 9 4,8 7,0 8,5 205 балка 10 10.0 19.1 190 Боковая балка 18,0 11 3,5 14,0 -8,5 190 Боковая балка Шкворневая 12 7,3 20,0 -18,6 210 балка 190 Боковая балка 13 6,0 30,0 103,8 14 13 20,0 -54 190 Боковая балка

Таблица 5 Амплитуды напряжений условного симметричного цикла $\sigma_{a.9}$ (МПа) для двух неблагоприятных режимов загрузки

pendinion surpy sidi									
Элемент	Точка	$\sigma_{a.920}$	$\sigma_{a.940}$						
Хребтовая балка	1	2,68	4,34						
Хребтовая балка	2	3,46	5,52						
Хребтовая балка.									
Сочленение с	3	6,80	6,80						
раскосом									
Раскос	4	9,60	5,85						
Боковая балка.									
Сочленение с	5	2,56	1,56						
раскосом									
Боковая балка	6	4,88	3,45						
Боковая балка	7	21,56	18,97						
Боковая балка	8	7,33	6,45						
Поперечная вспо-	9	5,21	5,21						
могательная балка	9	3,41	3,41						
Боковая балка	10	7,55	7,61						
Боковая балка	11	6,31	10,07						
Шкворневая	12	11 16	11,15						
балка	12	11,16	11,13						
Боковая балка	13	23,55	20,72						
Боковая балка	14	11,89	11,98						

Статический прогиб рессорного подвешивания под тарой составил 15 мм, под максимально допустимой нагрузкой брутто — 53 мм.

Заключение. В работе предложен новый подход к испытаниям, исследованиям и совершенствованию объектов ПСЖД. Отличительными особенностями данного подхода является акцент на совмещении регламентированных испытаний и дополнительных исследований элементов данных конструкций. При этом представляется возможным не только решение задачи соответствиия изделия предъявляемым требованиям, но и обоснование технических решений,

Таблица 6 Амплитуды напряжений условного симметричного цикла $\sigma_{a.9}$ (МПа) для двух неблагоприятных режимов загрузки по основным элементам

Элемент	Точка	$\sigma_{a.920}$	$\sigma_{a.940}$
Хребтовая балка	1	2,68	4,34
Раскос	4	9,60	5,85
Поперечная вспо-	9	5,21	5,21
могательная балка	9	3,21	
Шкворневая балка	12	11,16	11,15
Боковая балка.	14	11,89	11,98
Консольная часть	14	11,09	
Боковая балка.	13	23,55	20,72
Средняя часть	13	23,33	

удовлетворяющих дополнительным критериям, а также обосновать характерные режимы нагружения с точки зрения обеспечения прочности изделий при разнообразных вариантах приложения нагрузки. В частности, на примере вагона-платформы модели 13-9975 продемонстровано использование предложенного подхода при ходовых и прочностных испытаниях. На первом этапе расчетным путем обосновывается наиболее неблагоприятный режим нагружения вагона-платформы, а в дальнейшем подтверждается обоснованность принятых технических решений, обеспечивающих приемлемый уровень напряжений в несущих элементах корпуса.

Предложенный подход в дальнейшем планируется распространить на весь цикл разработки

исследований и испытаний объектов ПСЖД.

Литература: 1. Патент на полезную модель RU 142263 U1 Российская Федерация МПК В61D3/08 В61D3/20. Вагон-платформа длиннобазный. / Шпак С.А., Чепурной А.Д., Литвиненко А.В. [и др.]; заявитель и патентообладатель ООО УК "РэйлТрансХолдинг", ООО "НИЦ УК "РэйлТран*сХолдинг*"; заявл. 08.11.2013; опубл. 27.06.2014. **2.** Патент на корисну модель UA 88676 U МПК: В61D 3/20, В61D 3/08. Вагон-платформа довгобазний. / Шевченко О.К., Литвиненко А.В., Чепурний А.Д. [та інш.] .; заявитель и патентообладатель ЩОО УК "РэйлТрансХолдинг", ООО "НИЦ УК "РэйлТрансХолдинг"; заявл. 29.10.2013; опубл. 25.03.2014. Бюл. № 6. 3. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества: РД 24.050.37-95.-М.:ГосНИИВ, 1995. – 102 с. 4. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ВНИИЖТ-ГосНИИВ, 1996. – 319 с. **5.** НБ ЖТ ЦВ 01-98 "Вагоны грузовые железнодорожные. Нормы безопасности". – М.:ВНИИЖТ-ГосНИИВ, 1998. – 14 с. 6. Черкашин Ю.М. Разработка методики оценки ресурса несущих конструкций кузовов вагонов, прошедишх капитальновосстановительный ремонт / Черкашин Ю.М., Коршунов С.Д., Антипин Д.Я. // Вестник ВНИИЖТ.. -2011. -№ 1. -C. 19-22. 7. Эволюционное моделирование в проектировании несущих систем вагонов / Серпик И.Н., Сударев В.Г., Тютюнников А.И. [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. −2008. – № 5. – С. 21–25. 8. Сударев В.Г. Разработка и испытания на сопротивление усталости вагона-платформы для контейнеров модели 13-3115-01 / В.Г. Сударев, К.В. Кякк, Д.И. Загорский. // Тяжелое машиностроение. -2010. -№1. - С. 31-34. **9.** Расчет вагонов на прочность. / Вершинский С.В. и др. Под ред. Л. А. Шадура. - М.: Машиностроение, 1971. — 432 с. 10. Орлов Е. А. Моделирование воздействия эксплуатаиионных нагрузок на рамы тепловозов: методы, модели, специализированная САПР // Вісник $HTV_{,,}X\Pi I''$. -2006. -№24. -C.103-112. 11. Плоткин В.С. К вопросу совершенствования методик оценки прочности литых деталей тележек грузовых вагонов при их проектировании и испытаниях для цели подтверждения соответствия /В.С. Плоткин, А.М. Краснобаев, О. А. Краснобаев // Вестник ВНИИЖТ. - 2014. - № 6. - С. 33–37. 12. K оценке напряжений в литых деталях тележек грузовых вагонов / В.С. Плоткин, А.М. Краснобаев, Т.Е. Конькова [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. −2014. − № 4. — С. 20–24. 13. Портнов А.В. Моделирование взаимодействия бесстыкового пути с пролетными строениями методом конечных элементов // Вестник ВНИИЖТ. -2013. $-N_{2}$ 2. -C. 40-43. 14. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д. [и др.] // Механика и машиностроение. -2006. -№ 1. -C.57-79.

Bibliography (transliterated): 1. Patent na poleznuju model' RU 142263 U1 Rossijskaja Federacija MPK B61D3/08 B61D3/20 . Vagon-platforma dlinnobaznyj. / Shpak S.A., Chepurnoj A.D., Litvinenko A.V. [i dr.]; zajavitel' i patentoobladatel' OOO UK "RjejlTransHolding", OOO "NIC UK "RjejlTransHolding"; zajavl. 08.11.2013; opubl. 27.06.2014. **2.** Patent na korisnu model' UA 88676 U MPK: B61D 3/20, B61D

3/08. Vagon-platforma dovgobaznij. / Shevchenko O.K., Litvinenko A.V., Chepurnij A.D. [ta insh.].; zajavitel' i patentoobladatel' ShhOO UK "RjejlTransHolding", OOO "NIC UKi "RjejlTransHolding"; zajavl. 29.10.2013; opubl. 25.03.2014. Bjul. № 6. **3.** Vagony gruzovye i passazhirskie. Metody ispytanij na prochnost' i hodovye kachestva: RD 24.050.37-95.-M.:GosNIIV, 1995.-102 p. 4. Normy dlja rascheta i proektirovanija vagonov zheleznyh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyh). – Moscow: VNIIZhT-GosNIIV, 1996. – 319 p. 5. NB ZhT CV 01-98 "Vagony gruzovye zheleznodorozhnye. Normy bezopasnosti". – 1998. – 14 p. 6. Cherkashin Ju.M. Razrabotka metodiki ocenki resursa nesushhih konstrukcij kuzovov vagonov, proshedshih kapital'no-vosstanovitel'nyj remont / Cherkashin Ju.M., Korshunov S.D., Antipin D.Ja. // Vestnik VNIIZhT. -2011. - № 1. - P. 19–22. **7.** Jevoljucionnoe modelirovanie v proektirovanii nesushhih sistem vagonov / Serpik I.N., Sudarev V.G., Tjutjunnikov A.I. [i dr.] // VESTNIK VNI-IZhT. – 2008. – № 5. – P. 21-25. 8. Sudarev V.G. Razrabotka i ispytanija na soprotivlenie ustalosti vagona-platformy dlja kontejnerov modeli 13 3115 01 / V.G. Sudarev, K.V. Kjakk, D.I. Zagorskij. // Tjazheloe mashinostroenie. – 2010. – №1. – P. 31–34. **9.** Raschet vagonov na proch-nost'. / Vershinskij S.V. i dr. Pod red. L. A. Shadura. – Moscow: Mashinostroenie, 1971. – 432 p. 10. Orlov E. A. Modelirovanie vozdejstvija jekspluatacionnyh nagruzok na ramy teplovozov: metody, modeli, specializirovannaja SAPR // Visnik NTU,,KhPI". – 2006. – № 24. – P.103–112. 11. Plotkin V.S. K voprosu sovershenstvovanija metodik ocenki prochnosti lityh detalej telezhek gruzovyh vagonov pri ih proektirovanii i ispytanijah dlja celi podtverzhdenija sootvetstvija /V.S. Plotkin, A.M. Krasnobaev, O. A. Krasnobaev // Vestnik VNIIZhT. -2014. $-N_{2}$ 6. -P. 33 37. 12. K ocenke naprjazhenij v lityh detaljah telezhek gruzovyh vagonov / V.S. Plotkin, A.M. Krasnobaev, T.E. Kon'kova [i dr.] // Vestnik VNIIZhT. -2014. -N2 4. -P. 20–24. 13. Portnov A.V. Modelirovanie vzaimodejstvija besstykovogo puti s proletnymi stroenijami metodom konechnyh jelementov // Vestnik VNIIZhT. – $2013. - N_{\odot} 2. - P. 40-43.$ 14. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskih sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija / Tkachuk N.A., Gricenko G.D., Chepurnoj A.D. [i dr.] // *Mehanika ta mashinobuduvannja.* -2006. $-N_{2}1$. -P.57-79.

Сенько В.И., Макеев С.В., Чепурной А.Д., Литвиненко А.В., Шейченко Р.И., Граборов Р.В., Ткачук Н.А. Чубань М.А.

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСШИРЕННЫХ ПРОЧНОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ДЛИННОБАЗНЫХ ПЛАТФОРМ

В статье предложен новый подход, соединяющий регламентированный объем испытаний и дополнительные исследования объектов подвижного состава железных дорог на примере длиннобазной платформы. Проиллюстрированы отдельные этапы исследований. Предложенная методология исследований применима для широкого множества объектов, в первую очередь — вагонов, вагонов-платформ, вагонов-цистерн.

Сенько В.І., Макеєв С.В., Чепурний А.Д., Литвиненко О.В., Шейченко Р.І., Граборов Р.В., Ткачук М.А. Чубань М.О.

МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ РОЗШИРЕНИХ МІЦНІСНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ ДОВГОБАЗНИХ ПЛАТФОРМ

У статті запропоновано новий підхід, що поєднує регламентований обсяг випробувань і додаткові дослідження об'єктів рухомого складу залізниць на прикладі довгобазної платформи. Проілюстровані окремі етапи досліджень. Запропонована методологія досліджень може застосовуватися для широкої множини об'єктів, в першу чергу — вагонів, вагонів-платформ, вагонів-цистерн.

Sen'ko V.I., Makeyev S.V., Chepumoy A.D., Litvinenko A.V., Sheychenko R.I., Graborov R.V., Tkachuk M.A., Chuban M.A.

METHODOLOGICAL FOUNDATIONS OF ENHANCED STRENGTH AND DYNAMIC RESEARCHES AT LONGBASE PLATFORMS TESTING

This paper proposes a new approach that connects the regulated amount of testing and additional research facilities of railway rolling stock on the example of long wheelbase platform. The separate stages of research are illustrated. The proposed research methodology is applicable to a wide set of objects such as wagons, wagon-platforms, wagon-tanks.

Сергиенко А.Н., канд. техн. наук; Любарский Б.Г., д-р. техн. наук; Медведев Н.Г, канд. техн. наук; Сергиенко Н.Е., канд. техн. наук; Перевозник А.С., Соболев Е.Ф.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ СИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВОЗБУЖДЕНИЕМ ОТ ПОСТОЯННЫХ МАГНИТОВ

1. Введение

Вектор развития современных автомобилей в настоящее время направлен на создание гибридных конструкций, основной составляющей частью которых является электрический тяговый привод (ЭП).

В первых конструкциях гибридных автомобилей таких фирм как Honda [1], General Motors [2] и др. были реализованы тяговые передачи мощности, в которых электрическая часть была выполнена на основе асинхронных электромеханических преобразователей энергии, а на автомобилях Тойота Prius [2] — синхронных переменного тока, Nissan Neo Hybrid [3], Toyota Estima и Highlander Hybrid, Honda Insight, Mercedes-Benz S-400 Hybrid [4] и др. — синхронных с возбуждением от постоянных магнитов.

Однако вопрос по однозначному выбору типа тягового привода для автомобиля в настоящее время остается открытым и для его решения необходим анализ динамических и энергетических показателей транспортного средства в целом.

Решение указанной задачи целесообразно производить по результатам моделирования движения автомобиля с гибридной силовой установкой (ГСУ).

2. Постановка задачи и основные уравнения, подсистемы модели

В работе поставлена цель: разработать имитационную модель тягового электропривода гибридного автомобиля на основе синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов.

Имитационная модель гибридного автомобиля может быть разработана в универсальной интегрированной среде MATLAB/Simulink [5], которая позволяет моделирование его систем, визуализацию результатов исследований [6-8]. На рис. 1 представлена разработанная комплексная модель электромеханическая модель автомобиля с ГСУ. Основными ее компонентами являются следующие подсистемы: ДВС, электрической части, планетарного механизма, регулирования потребления энергии и динамики автомобиля.

В подсистеме ДВС (Internal Combustion Engine) построена модель бензинового двигателя с ограничителем скорости без учета динамики сгорания топливно-воздушной смеси.

Электрическая подсистема (Electrical Subsystem) состоит из 4 частей: электродвигатель (ЭД), генератора, никель-металлогидридной АКБ и преобразователя напряжения.

Подсистема планетарного механизма (Planetary Gear Subsystem) моделирует распределитель мощности, который регулирует направление её потоков и согласовывает работу ДВС, генератора и ЭД на разных режимах работы ГСУ.

Подсистема динамики автомобиля (Vehicle Dynamics) моделирует механическую часть автомобиля.

Современный ЭП представляет собой конструктивное единство устройства управления, электродвигателя и силового преобразователя. Как правило, управление ЭП переменного тока осуществляется за счет изменения выходных параметров силового

© А.Н. Сергиенко, 2015

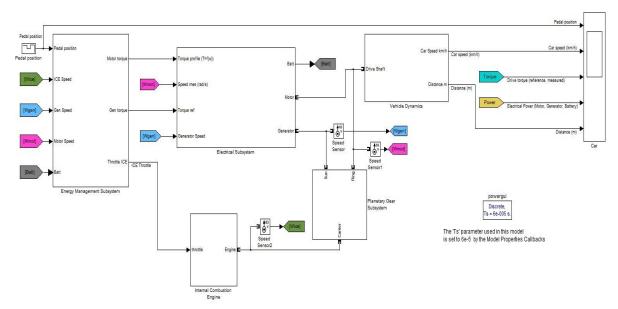


Рис. 1. Simulink-модель автомобиля с гибридной силовой установкой

преобразователя (частота, напряжение и т.д.) [9].

Для случаев, когда в процессе эксплуатации нагрузка может меняться на одной и той же частоте, т.е. нет четкой зависимости между моментом нагрузки и скоростью вращения, а также в случаях, когда необходимо получить расширенный диапазон регулирования частоты при номинальных моментах, применяется векторный метод управления ЭД [9, 10].

Для регулирования частоты вращения в приводе предусмотрены обратные связи:

- по углу поворота ротора, которая определяет положение ротора относительно статора (угловая координата ротора). Связь формирует вектор напряжения статора с использованием пространственно-векторной ШИМ;
- по току статора, обратная связь, которая позволяет установить режим управления привода при ограничении тока статора (режим пуска), также обратная связь по току корректирует положение вектора напряжения статора сформированного пространственно-векторной ШИМ с использованием информации от обратной связи по углу положения ротора;
- обратная связь по угловой скорости (производная угловой координаты), позволяет создать привод с заранее заданной скоростью движения. Связь отвечает за поддержание заданной скорости движения.

Модель генератора построена по такому же принципу, как и ЭД.

Применение PI-регулятора частоты вращения ЭД с обратной связью (рис. 2) позволяет стабилизировать частоту вращения ЭД. Одно из преимуществ системы с обратной связью – быстродействие [9–11].

Модель регулятора частоты вращения (рис. 3) построена на основе PI-регулятора [10]. Выходной сигнал PI-регулятора – заданный крутящий момент, используемый в блоке регулятора тока.

Схема векторного контроля синхронного двигателя с постоянными магнитами представлена на рис. 4. Блок dq - abc выполняет преобразование dq составляющих то-

ка в фазовые переменные abc. Регулятор тока — это двухпозиционный автоматический регулятор с регулируемым диапазоном частот.

Блок преобразования углов используется для получения связи между электрическими и механическими параметрами ротора при различных его положениях. Блок

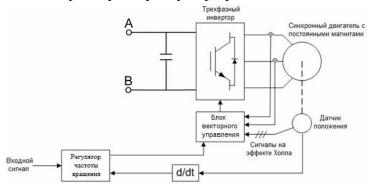


Рис. 2. Структурная схема электропривода с СДПМ

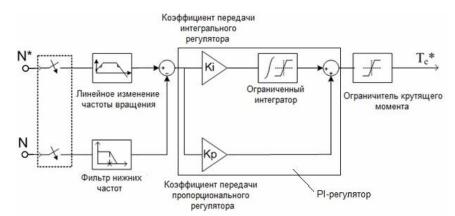


Рис. 3. Структурная схема регулятора частоты вращения ЭД

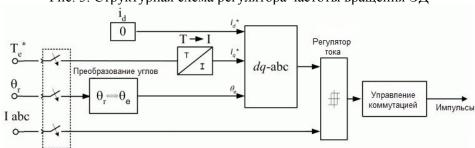


Рис. 4. Структурная схема векторного контроля

управления коммутацией применяется для ограничения частоты преобразователя. Блок $T \rightarrow I$ выполняет преобразование данных о крутящем моменте в максимальный ток. Зависимость, используемая для преобразования, предполагает Π -образную синусоидальную форму кривой тока. На практике вследствие индуктивности ЭД невозможно получить такой ток. По этой причине электромагнитный момент должен быть ниже, чем эталонный, особенно при высокой частоте вращения [11].

Блок трехфазного инвертора состоит из регулируемого источника тока расположенного в цепи постоянного тока, двух регулируемых источников напряжения и двух регулируемых источников тока в цепи переменного тока (рис. 5).

Величина тока регулируемого источника равна:

$$I_{dc} = \frac{\left(P_{out} + P_{losses}\right)}{V_{in}},\tag{1}$$

где I_{dc} – постоянный ток; P_{out} – мощность источников переменного тока; P_{losses} –

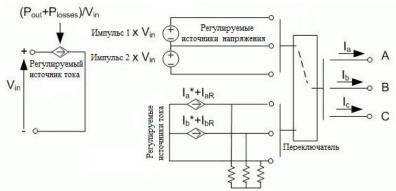


Рис. 5. Структурная схема трехфазного инвертора

потери в электронном устройстве; V_{in} – постоянное напряжение магистрали.

Ограничитель тока не допускает превышение заданного значения после трансформации.

Там где протекает переменный ток, источники тока представляют собой средние токи фаз. Блоки источника напряжения задают прямоугольную форму его колебаний и соответствующее изменение фазного тока. Выходной сигнал источника напряжения зависит от значения импульса (1 или 0) посылаемого от регулятора тока [11, 12].

Подсистема, описывающая работу пространственно-векторной модуляция (ПВМ), включает семь блоков, представленных на рис. 6. Трехфазный генератор используется для того чтобы вырабатывать синусоидальные фазные напряжения с различной частотой и амплитудой [12]. Эти три сигнала сдвинуты относительно друг друга на углы $2\pi/3$ радиан. Трансформация $\alpha\beta$ преобразовывает переменные значения напряжений из трехфазной системы в двухфазную $\alpha\beta$ систему. Векторный сектор $\alpha\beta$ ищет сектор плоскости $\alpha\beta$, в которой находится вектор напряжения. Плоскость $\alpha\beta$ разделена на 6 различных секторов. Векторы напряжений образуют между собой угол $\pi/3$ радиан.

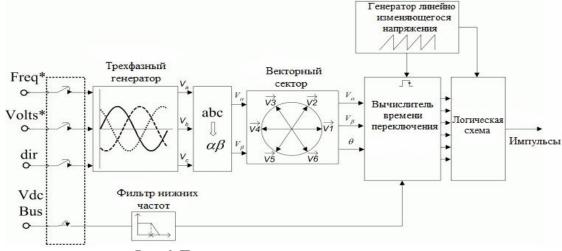


Рис. 6. Пространственная векторная модуляция

Подсистема генератора линейно изменяющегося напряжения применяется для создания единичного сигнала с частотой переключений ПВМ. Вычислитель времени переключения определяет время переключения между векторами напряжений. Входной сигнал данного блока определяется сектором, в котором лежит вектор напряжения. Логическая схема получает сигналы от вычислителя времени переключения и от генератора линейно изменяющегося напряжения и сравнивает сигнал генератора и время срабатывания для того, чтобы привести в действие переключатели инвертора в нужное время [6, 10].

Подсистема, описывающая работу трехфазного инвертора, состоит из регулируемого источника тока расположенного в цепи постоянного тока и трех регулируемых источников напряжения расположенных в цепях переменного тока (см. рис. 7).

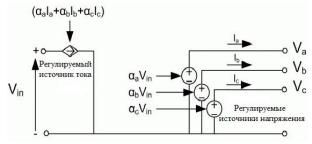


Рис. 7. Структурная схема трехфазного инвертора

Постоянный ток I_{dc} равен:

$$I_{dc} = \alpha_a \cdot I_a + \alpha_b \cdot I_b + \alpha_c \cdot I_c, \qquad (2)$$

где α_a , α_b , α_c – коэффициенты заполнения фаз инвертора A, B и C; I_a , I_b , I_c – трехфазные токи.

Напряжение трехфазного инвертора:

$$V_a = \alpha_a \cdot V_{in}, \qquad V_b = \alpha_b \cdot V_{in} \quad V_c = \alpha_c \cdot V_{in}, \qquad (3)$$

где V_{in} — напряжение на шине постоянного тока.

Блок прерывателя включает в себя конденсатор и динамический прерыватель, который используется для поглощения энергии, вырабатываемой при замедлении ЭД.

Для обеспечения взаимодействия источников энергии необходима система регулирования потребления энергии, которая включает в себя следующие подсистемы:

- вычисления необходимой величины крутящего момента ДВС (в гибридном режиме и при его отключении) (рис. 8);
 - контроля состояния АКБ (рис. 9);

86

- контроля мощности, потребляемой от АКБ (рис. 10).

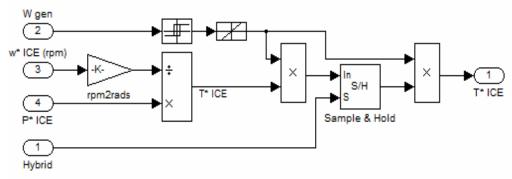


Рис. 8. Подсистема, вычисляющая требуемый крутящий момент ДВС Механіка та машинобудування, 2015, № 1

Система энергетического контроля устанавливает базовый сигнал для ЭД, генератора и ДВС для того, чтобы точно распределить энергию от этих 3-х источников. Энергетический контроль осуществляется в соответствии с данными о режиме движения и ходе педали акселератора.

Подсистема контроля состояния АКБ поддерживает её в заряженном состоянии между 40% и 80% во избежание перезарядки или недостаточного заряда. Энергия запасается путем рекуперативного торможения. Это означает, что избыточная мощность

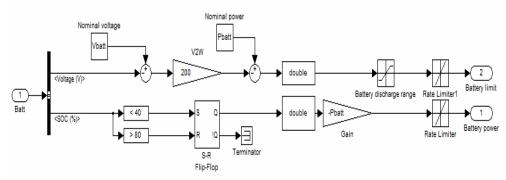


Рис. 9. Подсистема контроля состояния АКБ

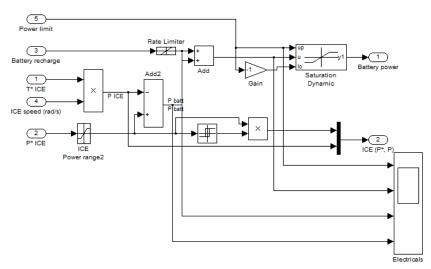


Рис. 10. Подсистема вычисления заряда АКБ

ДВС используется генератором только для снабжения энергией ЭД. Когда заряд батареи ниже 40%, но выше 10% прекращается бесшумный режим движения. Избыточная мощность используется генератором для зарядки между 40% и 60% состояние заряда батареи считается на достаточном уровне. При этом автомобиль движется за счет энергии АКБ в бесшумном режиме со скоростью ниже 40 км/ч, ДВС работает в оптимальном режиме и избыточная мощность используется генератором для зарядки АКБ. Когда заряд батареи увеличивается с 60% до 80%, продолжает работать режим потребления энергии, но АКБ. Это происходит при малых скоростях и при остановках. Заряд АКБ ниже 10% считается критическим. На этом уровне система энергетического контроля сконцентрирована на восстановлении требуемого заряда [13].

Для предотвращения падения напряжения АКБ предусмотрена также подсистема контроля потребляемой мощности (рис. 11).

Система регулирования потребления энергии управляет режимами работы ЭД, генератора и ДВС, и при необходимости принимает решение, когда нужно включить гибридный режим движения, а когда отключить. Общая схема этой системы представлена на рис. 12.

Подсистема регулирования потребления энергии (Energy Management Subsystem) (см. рис. 11) устанавливает базовый сигнал для ЭД, генератора и ДВС для того, чтобы точно распределить энергию от этих 3-х источников.

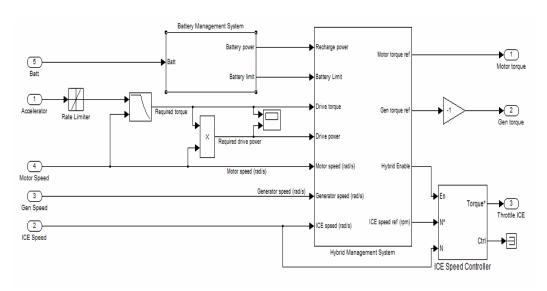


Рис. 11. Модель энергетического контроля

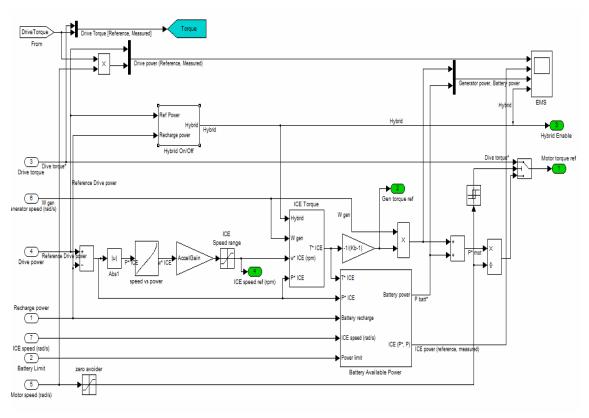


Рис. 12. Система управления режимами движения

Система управления обеспечивает в соответствии с положением педали управления скоростью и режимами движения ступенчатое регулирование изменение мощности на каждом из источников энергии автомобиля. Задаваемый системой управления закон изменения момента в приводе колес и полученный в результате моделирования несколько отличается в режиме рекуперативного торможения.

Результаты имитационного моделирования

Результаты моделирования движения автомобиля 2 класса с ГСУ — изменение мощности ЭД, генератора и АКБ в процессе движения приведены на рис 13. Изменение крутящего момента в приводе в процессе движения автомобиля показано на рис. 14. Система управления обеспечивает в соответствии с положением педали управления скоростью и режимами движения ступенчатое регулирование изменение мощности на каждом из источников энергии автомобиля. На гибридном режиме разгона момент привода возрастает до максимального значения, хотя изменение момента ДВС происходит в соответствии с его внешней характеристикой. В режиме установившегося движения двигатель

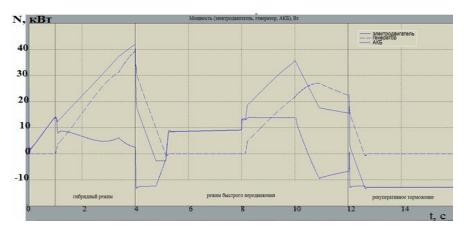


Рис. 13. Изменение мощности электродвигателя, генератора и АКБ

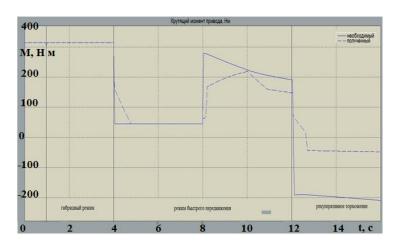


Рис. 14. Изменение крутящего момента привода

работает на оборотах холостого хода -800 об/мин. При рекуперативном торможении система управления устанавливает частоту вращения 2000 об/мин для подзарядки АКБ. Характер изменения полученных параметров в процессе движения автомобиля соответствует реальным значениям.

Заключение.

- 1. Разработанная имитационная модель тягового электропривода гибридного автомобиля на основе синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов позволяет моделировать различные режимы движения автомобиля и проводить количественную оценку энергетических параметров работы его элементов таких как: тяговый электродвигатель, генератор, аккумуляторная батарея и др.
- 2. Имитационная модель создана на основе стандартных элементов среды моделирования MATLAB/Simulink и позволяет легко изменять параметры отдельных элементов в зависимости от их физических характеристик.
- 3. Предложенная имитационная модель тягового электропривода гибридного автомобиля позволит проводить сравнительный анализ различных технических решений и элементов привода для поиска рациональных конструкций транспортных средств.

Литература 1. Дэниэлс Д. Современные автомобильные технологии. – М.: АСТ, 2003. – 224 с. 2. Скворцов В.А, Берестов А.П. Тенденции в развитии транспортных средств с использованием электропривода // Автомобильная электроника. – 2004. – №1 – С. 85-87. 3. Гібридні автомобілі / [Бажинов О.В., Смирнов О.П., Сєріков С.А., Гнатов А.В., Колєсніков А.В.]. – X.: XHAДУ, 2008. – 327 с. **4.** Раков В.А. Развитие парка гибридных автомобилей. / В.А. Раков // Мир транспорта. – 2013. – №1. – С. 52-59. 5. Ch. Lin, Z. Filipi, Y. Wang, L. Louca, H. Peng, D. Assanis, J. Stein. Integrated, feedforward hybrid electric vehicle simulation in SIMULINK and its use for power management studies. Automotive research center. The University of Michigan, 2001. 6. Смирнов О.П. Аналіз схемних рішень побудови автомобілів з гібридною енергетичною установкою / О.П. Смирнов // Вестник ХНАДУ/Сб. науч. тр. – Х.: РИО ХНАДУ, 2006. – Вып. №32. – С. 41-43. 7. Автомобиль. Особенности конструкции / [Скляров В.Н., Волков В.П., Скляров Н.В., Руденко И.Д., Сергиенко Н.Е.]. – Х.: ЧП Озеров, 2013. – 927 с. 8. Е. Grunditz, E. Jansson. Modelling and simulation of a hybrid electric vehicle for shell ecomarathon and an electric go-kart. Department of energy and environment. Chalmers University of technology, 2009. 9. Рябов Е.С. Электродвигатели для перспективного электроподвижного состава / В.И. Омельяненко, Б.Г. Любарский, Е.С. Рябов, А.В. Демидов, Т.В. Глебова // Локомотив-інформ. – 2008. – №1. – С. 16-19. **10.** Pat. WO 2012/015488 CIIIA, F16F15/03, F16F6/00. Electricity generating shock absorbers /

- Zuo Lei; Tang Xiudong; Zhang Pei Sheng. № US2011/024699; st. 02.12.11; pub. 02.02.12. 28 p. 11. Lei Zuo, Brian Scully, Jurgen Shestani and Yu Zhou. Design and c harac erization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions // Smart Materials and Structures. 2010. №19. P. 1-11. 12. S-B Choi, M-S Seong and K-S Kim. Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism // Journal of Automobile Engineering. 2009. april, vol. 233. P. 459-470. 13. Воѕе suspension system-white paper, Boѕе Company 2004. [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://www.boѕе.com/
- 1. Dehniehls D. Sovremennye avtomobil'nye tekhnologii. M.: AST, 2003. 224 s. 2. Skvorcov V.A, Berestov A.P. Tendencii v razvitii transportnyh sredstv s ispol'zovaniem ehlektroprivoda // Avtomobil'naya ehlektronika. 2004. \mathbb{N} 01 S. 85-87. 3. Gibridni avtomobili /

[Bazhinov O.V., Smirnov O.P., Serikov S.A., Gnatov A.V., Kolesnikov A.V.]. - H.: HNADU, 2008. – 327 s. 4. Rakov V.A. Razvitie parka gibridnyh avtomobilej. / V.A. Rakov // Mir transporta. – 2013. – №1. – S. 52-59. 5. Ch. Lin, Z. Filipi, Y. Wang, L. Louca, H. Peng, D. Assanis, J. Stein. Integrated, feed-forward hybrid electric vehicle simulation in SIMU-LINK and its use for power management studies. Automotive research center. The University of Michigan, 2001. 6. Smirnov O.P. Analiz skhemnih rishen' pobudovi avtomobiliv z gibridnoyu energetichnoyu ustanovkoyu / O.P. Smirnov // Vestnik HNADU/Sb. nauch. tr. -H.: RIO HNADU, 2006. – Vyp. №32. – S. 41-43. 7. Avtomobil'. Osobennosti konstrukcii / [Sklyarov V.N., Volkov V.P., Sklyarov N.V., Rudenko I.D., Sergienko N.E.]. - H.: CHP Ozerov, 2013. – 927 s. 8. E. Grunditz, E. Jansson. Modelling and simulation of a hybrid electric vehicle for shell eco-marathon and an electric go-kart. Department of energy and environment. Chalmers University of technology, 2009. 9. Ryabov E.S. EHlektrodvigateli dlya perspektivnogo ehlektropodvizhnogo sostava / V.I. Omel'yanenko, B.G. Lyubarskij, E.S. Ryabov, A.V. De-midov, T.V. Glebova // Lokomotiv-inform. – 2008. – №1. – S. 16-19. 10. Pat. WO 2012/015488 SSHA, F16F15/03, F16F6/00. Electricity generating shock absorbers / Zuo Lei; Tang Xiudong; Zhang Pei Sheng. – № US2011/024699; st. 02.12.11; pub. 02.02.12. – 28 p. 11. Lei Zuo, Brian Scully, Jurgen Shestani and Yu Zhou. Design and c harac erization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions // Smart Materials and Structures. – 2010. – №19. – R. 1-11. 12. S-B Choi, M-S Seong and K-S Kim. Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism // Journal of Automobile Engineering. – 2009. – april, vol. 233. – R. 459-470. 13. Bose suspension system-white paper, Bose Company 2004. [EHlektronny] resurs]: - Rezhim dostupa: http://www.bose.com/

Сергієнко А.М., Любарський Б.Г., Медведєв М.Г., Сергієнко М.Є., Перевозник А.С., Соболєв Є.Ф.

МОДЕЛЮВАННЯ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДА ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ СИНХРОННОГО ДВИГУНА ЗІ ЗБУДЖЕННЯМ ВІД ПОСТІЙНИХ МАГНІТІВ

Розроблено імітаційну модель приводу гібридного автомобіля з використанням синхронного електричного двигуна з постійними магнітами, яка дозволяє досліджувати зміну показників приводу і автомобіля при управлінні потоками потужності від джерел енергії. Комплексна модель включає пристрої приводу коліс від ДВС і електроприводу та управління їх роботою.

Sergienko A.N., Lyubarskii B.G., Medvedev N.G., Sergienko N.E., Perevoznik A.S., Sobolev E.F.

MODELING TRACTION DRIVEHYBRID VEHICLES BASED ON SYNCHRONOUS ENGINE PERMANENT MAGNET

A simulation model of hybrid car drive with a synchronous electric motor with permanent magnets, which allows you to explore the changes in performance and drive the car in the management of power flows from the power sources. Integrated device model includes wheel drive from the engine and the electric drive and control of their work.

УДК 623.438.3

Серпухов О.В., канд. техн. наук; Коритченко К.В., д-р техн. наук; Бізонич Д.В.

УДОСКОНАЛЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОНОМНОГО ФАКЕЛЬНОГО ПІДІГРІВАЧА НА ДВИГУНІ 5ТДФ

Вступ.

Підготовки бойових машин до руху складається з операцій щодо перевірки готовності двигуна до пуску, операцій, за якими здійснюється пуск двигуна, та операції прогрівання силової установки машини на режимі неробочого ходу. За часовими витратами на операції, за якими здійснюється пуск двигуна, значно впливає температура оточуючого середовища. За температури оточуючого середовища нижче +5 °C до переліку операцій щодо пуску додаються операцій щодо попереднього розігрівання мастила та охолоджуючої рідини за допомогою системи підігрівання машини. Тривалість додаткових операцій визначається не тільки трудовитратами екіпажу, але й протяжністю процесу прогрівання мастила та охолоджуючої рідини. При цьому, за низьких температур необхідний час розігрівання мастила та охолоджуючої рідини, за яким забезпечується надійний пуск двигуна, може перевищувати часові витрати на безпосереднє виконання операцій щодо підготовки бойової машини до руху. Таким чином, складова процесу розігрівання мастила та охолоджуючої рідини силових установок бойових машин Збройних Сил України за низьких температур суттєво впливає на загальний час підготовки машин до руху [1-4]. Загалом, це впливає на час приведення у бойову готовність танкових та механізованих підрозділів у зоні АТО, а також підрозділів частин негайного реагування.

Мета роботи.

Експериментальна перевірка вихідних характеристик автономного факельного підігрівача з удосконаленої електричною розрядною системою запалювання на двигуні 5ТДФ.

Основна частина.

3 метою забезпечення надійного та швидкого пуску двигуна 5ТДФ в умовах низьких температур використовують факельне підігрівання повітря, яке після підігрівання надходить до циліндрів. Збільшення температури впускного повітря здійснюється за рахунок спалювання пального, що надходить із паливної системи танка, у спеціальному пристрої, який монтується безпосередньо на двигуні та називається автономним факельним підігрівачем (АФП). Високотемпературні продукти згорання, що утворюються під час роботи АФП, надходять у впускний колектор, де змішуються з холодним повітряним струменем, що підвищує початкову температуру повітряного заряду в циліндрі двигуна. Підігрівач АФП розташовують на верхньому повітряному патрубку біля нагнітача двигуна.

Згідно з технічним описом до бронеоб'єкта [3], підігрівач починає працювати одночасно з електричним стартером під час натискання на кнопку ПУСК СТАРТЕРА. Паливо до підігрівача подається під тиском $P \ge 0.35$ МПа штатним відцентровим насосом БЦН-1 паливної системи силової установки. Повітря у підігрівач надходить із балонів високого тиску повітряної системи танка через редуктор і подається в камеру згорання підігрівача під тиском 1,6 МПа. За рахунок вихороутворення в потоці повітря та розпилення палива під тиском забезпечується утворення паливо повітряної суміші в камері згорання АФП. Безпосередньо в підігрівачі повітря розподіляється на первинний і вторинний потоки. Первинний потік надходить у порожнину завихрювача, де змішується з паливом. Горюча суміш підпалюється іскровим розрядом, який створюється між

електродом свічки та боковим електродом у камері згорання АФП. За прийнятої витрати палива 0,3 г/с, витрата повітря через первинний контур складає 0,9 г/с, що утворює коефіцієнт надлишку повітря біля свічки запалювання АФП $\alpha = 0,2$ і забезпечує надійне спалахування палива. Вторинний повітряний контур сприяє згоранню палива.

У результаті дослідження роботи АФП були виявлені такі недоліки:

- неповне згорання палива в АФП;
- не надійний пуск ${\rm A}\Phi\Pi$ або тривалий час затримки пуску, що перевищує 5 с за низьких температур;
- падіння індикаторної роботи із-за зниження густини паливоповітряного заряду.

Оцінимо потужність підігрівача АФП виходячи з витрати палива. Згідно з [5], якнайменший за часом процес пуску двигуна 5ТДФ під час використання АФП досягається за витрати палива на роботу останнього близько 0,3 г/с. Як відомо, питома теплота згорання дизельного палива складає 42700 кДж/кг. Відповідно під час забезпечення повного згорання палива, знаходимо потужність підігрівача $W_{\Lambda\Phi\Pi}$ і необхідної потужності підігрівача $W_{\Pi OTP}$ для пуску двигуна 5ТДФ показує, що режим роботи системи підігрівання повітря впуску двигуна 5ТДФ не забезпечує повне згорання палива. Пояснюється це тим, що розробниками АФП у першу чергу виконувалася умова забезпечення надійного запалювання палива слабкострумовим іскровим розрядом, що було досягнуто шляхом створення коефіцієнта надлишку палива під час роботи іскрової свічки, що дорівнює $\alpha = 0,2$. Але це призводить до негативних наслідків щодо пуску дизельного двигуна 5ТДФ, оскільки надлишюк пари палива, що не згоріло, після АФП надходить разом із повітряним зарядом у циліндри двигуна та збагачує паливо-повітряну суміш, а це зрештою знижує індикаторну потужність.

Підтвердженням неякісного згорання палива, що потрапляє з факелом у потік холодного повітря у впускному колекторі, є зниження температури повітряних зарядів в міру віддалення від $A\Phi\Pi$. У разі догорання палива у впускному колекторі відбувалось би підвищення температури повітряного потоку, але фактично це не виникає (табл. 1).

Таблиця 1 Розподіл початкової температури повітряних зарядів по циліндрах за умови працюючого ${\rm A}\Phi\Pi$ за даними []

	LJ				
Номер циліндра	1	2	3	4	5
Початкова температура, К	410	420	450	490	520

Недолік щодо неповного згорання палива виявлено шляхом розрахунку теоретичих значень теплового ефекту реакції за відомими значеннями витрат палива та повітря та порівнянням із фактичним підвищенням температури повітря, що потрапляє в циліндри двигуна. Встановлено, що більше ніж 50 % палива, що подається до АФП, не згорає. Причиною неповного згорання палива визначено недостатній час згорання палива в камері АФП. У результаті частина палива, що не згоріла у камері, потрапляє в струмінь холодного повітря, де процес подальшого згорання унеможливлюється. Отже, під час прокручування колінчастих валів двигуна електричним стартером на пускових швидкостях, відцентровий компресор (нагнітач) забезпечує інтенсивне прокачування та наповнення циліндрів повітрям, а полум'я, яке спалахнуло на виході з камери згорання АФП, здувається цим потоком, що призводить до погіршення якості згорання палива.

Зроблений аналіз процесів спалахування та згорання паливо повітряної суміші в серійному підігрівачі АФП виявив явище запізнення спалахування суміші від іскрового розряду, який генерується штатним агрегатом запалювання КВ-112 (або КПН-1А на ра-

нішніх випусках двигуна 5ТДФ) (частота імпульсів складає 500 Гц, напруга 14 кВ). Це також було підтверджено на практиці в ході натурного випробування АФП в умовах низьких температур. За низьких температур погіршуються умови для випаровування палива. Це призводить до зміни концентрації палива в повітрі, що формується біля електродів АФП, залежно від навколишньої температури повітря та температури палива. Відомо, що мінімальна енергія запалювання залежить від значень концентрації палива. Тому із-за малої потужності систем запалювання, що використовуються в наш час, можуть виникати умови, коли запалювання суміші в камері АФП не відбувається або виникає з великою затримкою (за рахунок затримки збільшується час випаровування). Це дає підстави вважати, що причиною запізнення спалахування є недостатня енергія іскри. Як результат пуск танкового двигуна відбувається після декількох спроб, час пуску після натискання на кнопку ПУСК СТАРТЕРА досягає 25–30 секунд. Це призводить до суттєвого зменшення ресурсу танкових акумуляторних батарей.

Пропонується здійснити вдосконалення системи АФП за такими напрямками:

- збільшення об'єму камери згорання для забезпечення повного вигорання палива;
- застосування системи потужного розряду для підвищення надійності та скорочення часу запалювання (збільшення енергії розряду дозволяє розширити діапазон концентрацій, за яких відбувається надійне запалювання паливної суміші).

Перевірка ефективності запропонованих заходів здійснювалась у стендових умовах із використанням штатних паливної, повітряної та електричних систем танка Т-64 шляхом унесення незначних конструктивних змін у вищезазначену систему.

Для перевірки визначених напрямків удосконалення було створено $A\Phi\Pi$ із подовженою камерою згорання (рис. 1).

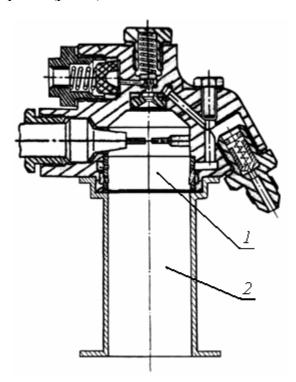


Рис. 1. Будова підігрівача (АФП) впускного повітря двигуна 5ТДФ з подовженою камерою згорання: I — штатна камера згорання АФП, 2 — додаткова камера згорання

Внутрішній діаметр подовженої камери згорання АФП у вигляді трубки дорівнював 70 мм. Вплив розміру камери згорання АФП на характеристики його роботи здійснювалося шляхом порівняння температури, що досягається в повітрі перед впуск-

ними вікнами циліндрів у двох вимірювальних точках (рис. 2). Під час вимірювань передбачалось установлення фіксованої частоти обертів двигуна, що дорівнювала 200 хв⁻¹. Вимірювання температури повітря здійснювалося мультиметрами, оснащеними термопарами. Абсолютна похибка вимірювання значень температури не перевищувала 1° С.

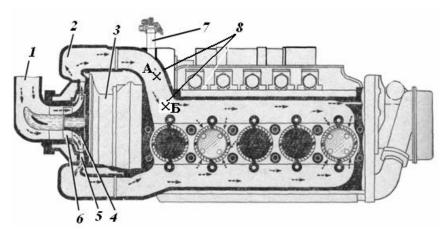


Рис.2. Схема руху та підігрівання впускного (продувального) повітря: I – вихідний патрубок нагнітача; 2 – збірник; 3 – привід нагнітача; 4 – робоче колесо нагнітача; 5 – дифузор; 6 – напрямнийий апарат; 7 – АФП; 8 – точки вимірювання температури (точки A, Б)

Також було створено окремий стенд АФП, що споряджався окремою системою продування повітря (рис. 3). До стенда АФП приєднувалися трубопроводи зі штатної системи танка. Час затримки в запалюванні палива визначався візуально за допомогою секундоміра. Дослідницький блок запалювання надавав можливість змінювати як енергію одиночного імпульсу запалювання, так і частоту імпульсів запалювання. Енергія розряду регулювалася в діапазоні від 50 до 500 мДж, а частота імпульсів у діапазоні від 1 до 200 Гц. Напруга високовольтного імпульсу, що створювалася для пробивання проміжку, складала не менше ніж 20 кВ.

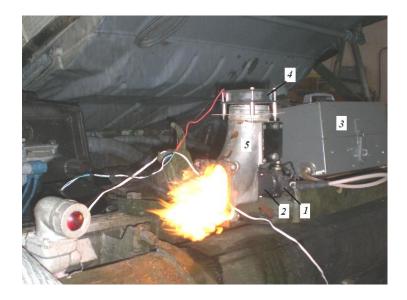


Рис.3. Стенд для дослідження часу затримки спалахування в АФП: 1 – АФП; 2 – подовжувач камери згорання АФП; 3 – високовольтний блок запалювання; 4 – вентилятор; 5 – патрубок впускного колектора

Система запалювання з підвищеною енергією розряду досліджувалась на стенді АФП. Результати порівняння часу затримки спалахування від моменту одночасного вмикання систем забезпечення АФП та запалювання в разі використання різних систем запалювання показали, що штатний блок КПН-1А призводив до спалахування палива в камері АФП із затримкою 3...5 с, а з блоком системи потужного розряду затримка за часом не перевищувала 2 с (табл. 1). Усі порівняння проводились за умови охолодження камери запалювання АФП до температури -10...-12 °C.

Таблиця 1 Порівняння часу затримки спалахування в камері ${\rm A}\Phi\Pi$ (із різними) системами запалювання

	Блок запалювання										
Попомотр		КПН-1А					Розроблений				
Параметр		Номер досліду					Номер досліду				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Температура камери	-13	-13	-12	-11	-11	-12	-12	-11	-11	-10	
АФП, °С											
Час затримки	5	4	3	5	3	2	1	2	1	1	
спалахування, с	3	۲	3	3	3	2	1		1	1	
Середнє значення		4				1,4					
затримки, с		4 1,4									

Скорочення часу затримки спалахування навіть на декілька секунд сприяє подовженню ресурсу акумуляторних батарей, «жорстко» навантажених під час пуску.

У результаті порівняння роботи штатної системи АФП з дослідною системою АФП, у якій збільшені об'єм камери згорання та потужність іскрового розряду, визначено збільшення температури повітряного потоку в контрольних точках (рис. 3) на $30...50~\rm K$ (табл. 2). Це свідчить про поліпшення якості згорання палива. Вимірювання здійснювалося за температури навколишнього середовища $-10...-12~\rm ^{\circ}C$. Інтервал між дослідами складав не менше ніж $30~\rm x$ в. Частота обертів двигуна дорівнювала $n=200\pm10~\rm x$ в $^{-1}$. Подача палива в циліндри не здійснювалась.

Таблиця 2 Порівняння температурного режиму повітряного потоку у впускному колекторі з різними варіантами $A\Phi\Pi$

різними варіантами АФТТ									
Параметр		Варіант виконання АФП							
		Штатний АФП			Дослідний				
		Номер досліду			Номер досліду				
		1	2	3	4	5	6		
Температура	A								
в контрольних		179	182	174	221	215	225		
точках, °С									
,	Б	157	163	155	195	189	207		

Виходячи з того, що для штатної системи здійснювалося уточнення оптимального режиму роботи, то потребує уточнення режим роботи $A\Phi\Pi$ зі збільшеною камерою згорання щодо забезпечення скорочення часу холодного пуску танкового дизельного двигуна.

Висновки:

- 1. Результати порівняння часу затримки спалахування від моменту одночасного вмикання систем забезпечення АФП та запалювання в разі використання різних систем запалювання показали, що штатний блок КПН-1А призводив до спалахування палива в камері АФП із затримкою 3...5 с, а з блоком системи потужного розряду затримка за часом не перевищувала 2 с.
- 2. У результаті порівняння роботи штатної системи $A\Phi\Pi$ з дослідною системою $A\Phi\Pi$, у якій збільшені об'єм камери згорання та потужність іскрового розряду, визначено збільшення температури повітряного потоку в контрольних точках на $30...50~\mathrm{K}$.

Література 1. Соколов В.В. Технические средства, обеспечивающие сокращение времени на выход танков по тревоге / В.В.Соколов // М.: издание академии Бронетанковых войск, 1971. — 91с. 2. Коритченко К. В. Можливість застосування плазмових технологій у засобах пуску танкових дизельних двигунів / К. В. Коритченко, В. М. Замана // Збірник тез доповідей Третьої Всеукраїнської науково-технічної конференції «Перспективи розвитку озброєння та техніки Сухопутних військ», Академія Сухопутних військ. — 2010. — С. 73. 3. Объект 434. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Кн. 2. — М.: Воениздат, 1986. — 767с. 4. Двигатель 5ТДФ. — М.: Воениздат, 1977. — 144 с. 5 Рязанцев Н. К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин / Н. К. Рязанцев. — Киев, 1993 — ч.1. — 251 с.

Bibliography (transliterated) 1. Sokolov V.V. Tekhnicheskie sredstva, obespechivayushchie sokrashchenie vremeni na vyhod tankov po trevoge / V.V.Sokolov // M.: izdanie akademii Bronetankovyh vojsk, 1971. – 91s. 2. Koritchenko K. V. Mozhlivist' zastosuvannya plazmovih tekhnologij u zasobah pusku tankovih dizel'nih dviguniv / K. V. Koritchenko, V. M. Zamana // Zbirnik tez dopovidej Tret'oï Vseukraïns'koï naukovo-tekhnichnoï konferenciï «Perspektivi rozvitku ozbroennya ta tekhniki Suhoputnih vijs'k», Akademiya Suhoputnih vijs'k. – 2010. – S. 73. 3. Ob"ekt 434. Tekhnicheskoe opisanie i instrukciya po ehkspluatacii. Kn. 2. – M.: Voenizdat, 1986. – 767s. 4. Dvigatel' 5TDF. – M.: Voenizdat, 1977. – 144 s. 5 Ryazancev N. K. Konstrukciya forsirovannyh dvigatelej nazemnyh transportnyh mashin / N. K. Ryazancev. – Kiev, 1993 – ch.1. – 251 s.

Серпухов А.В.; Корытченко К.В., Бизоныч Д.В.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОНОМНОГО ФАКЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ НА ДВИГАТЕЛЕ 5ТДФ

В статье представлены результаты экспериментальной проверки автономного факельного подогревателя с усовершенствованной электрической разрядной системой зажигания. Исследовано время задержки воспламенения струи дизельного топлива в АФП и температура подогретого воздушного заряда в контрольных точках двигателя.

Serpuhov O.V., Korytchenko K.V., Bizonych D.V.

IMPROVEMENT OF FEATURES OF AUTONOMOUS FLAME HEATER ON THE ENGINE 5TDF

The results of experimental verification of features of autonomous flame heater with the improved electrical ignition system on the engine 5TDF are presented in the article. It is investigated the time of delay of self-ignition of diesel fuel in AFP and temperature of warmed-up air charge in the control points of engine.

Ребров А.Ю., канд. техн. наук; Мигущенко Р.П., д-р. техн. наук

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ИДЕНТИФИ-КАЦИИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ИННОВАЦИОННЫХ ТРАКТОРНЫХ СЕЛЬСКОХО-ЗЯЙСТВЕННЫХ ШИН КАТЕГОРИЙ IF И VF

1. Введение

Современные инновационные технологии производства тракторных шин позволяют обеспечить повышение технико-экономических показателей колесных тракторов по сравнению с шинами, произведенными по традиционной технологии. Это достигается за счет высокой эластичности шин, увеличенной площади пятна контакта с опорным основанием и большой грузоподъемности. Такие шины имеют более низкое давление на почву, что способствует повышению урожайности культур, снижению стоимости механической обработки почвы и защите от эрозии.

В связи с этим, представляет интерес анализ перспективности применения инновационных шин на сельскохозяйственных тракторах, в том числе и отечественного производства, а также прогнозирование технико-экономических показателей тракторов с такими шинами. Характеристики перспективных инновационных шин могут использоваться в математических моделях, описывающих процессы взаимодействия пневматической шины с деформируемой почвой, при решении задач теории трактора.

2. Постановка задачи и основные уравнения

Около 10 лет назад на мировом рынке тракторных сельскохозяйственных шин появилась технология Michelin Ultraflex, которая одновременно решает две задачи: повышение производительности и защита почвы. Группа Michelin предлагает линейку шин с технологией Michelin Ultraflex, включающую шины категорий IF (Improved Flexion - шины повышенной эластичности) и VF (Very High Flexion - шины очень высокой эластичности). Инновационная технология Michelin Ultraflex позволяет повысить динамическую эластичность шин и обеспечивает максимально возможную управляемость на дороге при скорости до 65 км/ч [1].

В 2006 году шины категорий IF и VF были официально утверждены Европейской технической организацией по шинам и ободьям (ETRTO – European Tyre and Rim Technical Organization) [2]. С одной стороны, особенностью шин категории IF и VF является большая грузоподъемность соответственно на 20% и 40% по сравнению с обычными радиальными шинами при одинаковом внутришинном давлении [2]. С другой стороны, при одинаковой номинальной нагрузке шины IF и VF могут эксплуатироваться при более низком давлении. Однако у шин IF и VF не повышается грузоподъемность при снижении скоростного режима эксплуатации, хотя при изменении скорости они не требуют корректировки давления при работе с постоянной радиальной нагрузкой [3].

Компания Firestone производит тракторные шины с технологией Advanced Deflection Design (AD2) [4], которая по сути аналогична технологии Michelin Ultraflex и дает возможность производить шины категории IF.

© А.Ю. Ребров, 2015

Компания Good Year также производит шины IF и VF и имеет инновационную технологию Low Sidewall (LSW) [5]. LSW шины имеют меньшее соотношение высоты профиля к ширине и, вследствие этого, меньшую боковую стенку, чем в обычных шинах. Чем меньше высота боковины, тем лучше гасятся колебания остова, особенно при движении на высоких скоростях, сохраняя при этом удобство и комфорт оператора.

При одинаковом наружном диаметре шины LSW по сравнению с обычными имеют больший посадочный диаметр и меньшую высоту боковины, они более низкопрофильные. Good Year является единственной компанией, которая при производстве сельскохозяйственных шин объединила преимущества IF и LSW технологий. Это обеспечивает лучшую устойчивость и управляемость благодаря LSW технологии, а также работу с более низким давлением и увеличенную грузоподъемность шин на поле благодаря IF технологии.

Новый каркас шин, разработанный компанией Trelleborg с использованием технологии Blue Tire [6], обеспечивает высокую производительность сельскохозяйственных операций из-за более широкого пятна контакта и низкого уплотнения почвы по сравнению с обычными радиальными шинами. Шины IF и VF, как и обычные радиальные, произведенные под брендом Trelleborg, отличаются высокими значениями контурной площади пятна контакта [7] с жестким основанием.

Инновацией компании Mitas является шина Super Flexion Tire (SFT), которая при низком давлении по своим характеристикам превосходит некоторые конкурирующие IF шины [8]. Компания Mitas также производит до десяти типоразмеров VF шин.

Bridgestone, дочерней компанией которой является Firestone, в производстве тракторных шин использует разработанную инновационную технологию Narrow Rim Option (NRO) [9], которая позволяет монтировать шины IF и VF на более узкие ободья, чем рекомендуемые ETRTO. Технология NRO связана с особенностями напряженно-деформированного состояния боковин и плечевой области шин. IF и VF шины с NRO технологией маркируются соответствующим образом.

В целом, по сравнению с обычными радиальными шинами, шины IF и VF обладают рядом преимуществ. Среди них: большая площадь пятна контакта (до +24%); малое давление на почву и низкое минимальное вниришинное давление (0,04-0,06 МПа); меньшая глубина колеи (до -55%), а также меньшее сопротивление качению (до -20%); выше касательная сила тяги при одинаковом буксовании (до +7%) [1].

Целью данной роботы является анализ технических характеристик инновационных шин категорий IF и VF, а также адаптация известной математической модели тракторных шин В. Л. Бидермана [10, 11], построенной на универсальной нагрузочной характеристике шин, для моделирования IF и VF шин и их взаимодействия с почвой. Это позволит использовать математическую модель для анализа перспективности применения на тракторах, в том числе и отечественного производства, инновационных IF и VF шин при эксплуатации в почвенных условиях Украины.

3. Алгоритм расчета

Для анализа технических данных шин с тракторным рисунком протектора (R-1, R-1W, R-2), которые в соответствии с международной классификацией предназначены для использования на ведущих колесах тракторов, были выбраны более 500 шин ряда

известных производителей. Среди них Good Year, Michelin, Mitas, Firestone, Trelleborg, Tyrex, Voltyre, Белшина, Rosava, Днепрошина.

Анализ показывает, что отношение радиальной деформации или прогиба шины к высоте профиля (относительная радиальная деформация) при работе с номинальной радиальной нагрузкой и соответствующем ей давлении для шин, выполненных по традиционной технологии, и IF, VF шин отличается. Относительная радиальная деформация определяется соотношением:

$$\Delta_f = \frac{f_{\text{cm}}}{H} \cdot 100\%,$$

где $f_{\text{сш}}$ – статический прогиб шины;

H – высота профиля шины

Так, высоко эластичные VF шины имеют относительную деформацию Δ_f в пределах 27-31%, шины IF - 21-27%, шины традиционной технологии - 12-26%. Следует отметить, что диагональные шины более жесткие и имеют меньшую относительную радиальную деформацию (12-20%) по сравнению с радиальными (17-24%). Особое место занимают радиальные узкие высокопрофильные шины для работы в междурядьях. Для некоторых из них относительная радиальная деформация составляет 9-15%.

Также определенный интерес представляет минимально возможное давление, создаваемое шиной на жесткое основание, при работе с номинальной радиальной нагрузкой. Под номинальной нагрузкой понимается допускаемая нагрузка при соответствующем давлении. Несомненно, минимально возможное давление шины на жесткое основание будет при минимально допустимом давлении и максимально допустимой нагрузке при минимально допустимом давлении. В ходе анализа технических данных по шинам установлено, что шины VF создают минимально возможное давление на основание в пределах 66-132 кПа (у лучших образцов 66-72 кПа), шины IF — 86-115 кПа (у лучших образцов 86-91 кПа). В тоже время современные радиальные шины создают минимально возможное давление на основание в пределах 67-118 кПа (у лучших образцов 67-81 кПа). При максимальной радиальной нагрузке и соответствующем ей давлении шины VF создают давление на основание более 100 кПа, шины IF — более 120 кПа, радиальные шины — более 137 кПа.

Таким образом, шины категорий IF и VF имеют ряд преимуществ по сравнению с обычными радиальными шинами, особенно при одинаковых радиальных нагрузках, поэтому их применение на современных тракторах представляется перспективным.

Для анализа эффективности переоборудования или комплектации существующих и вновь создаваемых тракторов шинами категорий IF и VF необходимо произвести предварительные теоретические тяговые расчеты. Для моделирования взаимодействия шин с жестким опорным основанием наиболее удобна и достоверна модель тракторных шин В. Л. Бидермана, приведенная в работах [10, 11].

Однако, эта математическая модель хорошо описывает шину при ее относительной радиальной деформации 18-22%, в то время как шины IF и VF имеют существенно большие прогибы вследствие своей высокой эластичности. Критерием сходимости результатов моделирования и реальных данных является равенство расчетной и действительной контурной площади пятна контакта шины с жестким основанием.

Идентифицировать шины IF и VF для математической модели [10, 11] можно следующим образом. Прогиб тракторной шины определяется зависимостью:

$$f_{\text{III}} = \frac{c_2 \cdot G_k}{2 \cdot (p_{\text{III}} + p_0)} + \sqrt{\left(\frac{c_2 \cdot G_k}{2 \cdot (p_{\text{III}} + p_0)}\right)^2 + c_1 \cdot G_k}, \tag{1}$$

где G_k – нагрузка на колесо, кH;

 p_0 , c_1 , c_2 — постоянные для данной шины коэффициенты, кПа, м²/кН, 1/м; $p_{\text{ш}}$ — внутришинное давление, кПа.

Коэффициенты p_0 , c_1 , c_2 зависят от ряда параметров шины. Это наружный диаметр колеса (D), ширина профиля шины (b), статический радиус (r_c) , минимально допустимое давление в шине $(p_{\text{ш.min}})$, максимально допустимая нагрузка при минимально допустимом давлении $(Q_{p\text{min}})$, максимально допустимое давление в шине $(p_{\text{ш.max}})$, максимально допустимом давлении $(Q_{p\text{max}})$, посадочный диаметр шины $(D_{\text{п}})$ и норма слойности (n_c) .

Учитывая, что показатель нормы слойности в технических данных для радиальных шин не указывается, адаптировать модель тракторных шин В. Л. Бидермана можно используя показатель контурной площади пятна контакта. Однако, для шин IF и VF идентифицировать норму слойности таким образом, чтобы расчетная и действительная контурные площади пятна контакта шины с жестким основанием совпадали при нагружении шины по линии, соединяющей точки ($p_{\text{ш.min}}$; Q_{pmin}) и ($p_{\text{ш.max}}$; Q_{pmax}), не удается. Погрешность расчетов может достигать 24%.

Для решения этой проблемы рассмотрим моделирование пятна контакта шины с опорным основанием, которое представляет собой эллипс, контурная площадь которого равна [10, 11]:

$$F_k = \frac{\pi}{4} \cdot a_k \cdot b_k \,, \tag{2}$$

где a_k , b_k – большая и малая полуоси эллипса, либо длина и ширина пятна контакта.

Статистический анализ результатов статических испытаний шин показал, что ширина пятна контакта и его длина могут быть определены по зависимостям [10, 11]:

$$a_k = c_3 \cdot \sqrt{D \cdot f_{\text{III}} - f_{\text{III}}^2} ; \qquad (3)$$

$$b_k = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R_{\text{np}} \cdot f_{\text{II}} - f_{\text{II}}^2} . \tag{4}$$

где c_3 – коэффициент, зависящий от размеров и нормы слойности шины; $R_{\rm пp}$ – приведенный радиус поперечного сечения шины.

$$c_3 = \frac{20,5}{11,9 + \left| \frac{D}{b} - \frac{|n_c - 9|}{2} - 3 \right|}.$$
 (5)

$$R_{\rm np} = \frac{b+H}{2.5} \,, \tag{6}$$

где H – высота профиля шины.

$$H = \frac{D - D_{\pi} \cdot 0,0254}{2},\tag{7}$$

где $D_{\rm n}$ – номинальный посадочный диаметр обода в дюймах.

Первоначально в расчетах норма слойности для модели выбирается таким образом, чтобы исключить комплексные значения при расчетах по зависимости (1). После определения контурной площади пятна контакта шины с жестким основанием в соответствии с (1-7) определяется коэффициент:

$$k_F = \frac{F_k}{F_u} \,, \tag{8}$$

где F_k – расчетная контурная площадь пятна контакта шины (2);

 $F_{\rm H}$ — номинальная контурная площадь пятна контакта шины, по данным испытаний производителя.

Затем корректируется зависимости (5) и (6) следующим образом:

$$c_{3} = \frac{\frac{20.5}{\sqrt{k_{F}}}}{11.9 + \left| \frac{D}{b} - \frac{|n_{c} - 9|}{2} - 3 \right|}.$$
 (9)

$$R_{\rm np} = \frac{b+H}{2,5 \cdot k_E},\tag{10}$$

Далее после замены выражений (5) и (6) на (9) и (10) численным методом определяется норма слойности n_c из уравнения:

$$\frac{F_k}{10000} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\frac{20,5}{\sqrt{k_F}}}{11,9 + \left| \frac{D}{b} - \frac{|n_c - 9|}{2} - 3 \right|} \cdot \sqrt{D \cdot f_{\text{cm}} - f_{\text{cm}}^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{b + H}{2,5 \cdot k_F}} \cdot f_{\text{cm}} - f_{\text{cm}}^2}, \tag{11}$$

где $f_{\text{сш}}$ — статический прогиб шины.

4. Анализ результатов исследования

В качестве примера для идентификации были выбраны тракторные шины типо-

<u>Транспортне машинобудування</u>

размера 710/70 R42, изготовленные по традиционной технологии, а также шины IF и VF нескольких мировых производителей (см. табл.).

В таблице приведены значения номинальной контурной площади пятна контакта $F_{\rm H}$, декларируемые производителями, а также идентифицированные значения слойности n_c и коэффициента k_F , полученные из условия $F_k = F_{\rm H}$.

Размер	<i>D</i> , м	<i>b</i> , м	<i>r_c</i> , M	$Q_{p ext{max}},$ кг	<i>р</i> _{ш.max} , МПа	$Q_{p m min}, \ m K\Gamma$	<i>р</i> _{ш.тіп} , МПа	$F_{\scriptscriptstyle \mathrm{H}},\mathrm{cm}^2$	n_c	k_F	Бренд
710/70 R42	2,043	0,716	0,914	6955	0,24	3905	0,06	3690	10,7	0,94	Good Year
710/70 R42	2,050	0,732	0,920	6960	0,24	2680	0,04	3758	6,66	0,89	Michelin
710/70 R42	2,060	0,717	0,910	7480	0,24	3520	0,06	3523	7,10	1,08	Trelleborg
710/70 R42	2,070	0,731	0,935	7475	0,24	4080	0,06	3400	9,89	1,00	Mitas
710/70 R42	2,075	0,730	0,938	7475	0,24	3500	0,06	3419	7,20	0,96	Firestone
IF710/70 R42	2,062	0,742	0,919	7750	0,24	4250	0,08	3619	7,30	1,00	Michelin
IF710/70 R42	2,060	0,735	0,920	7760	0,24	4190	0,08	4786	7,73	0,77	Trelleborg
IF710/70 R42	2,075	0,730	0,921	7750	0,24	3475	0,06	3806	6,67	0,97	Firestone
VF710/70 R42	2,060	0,715	0,920	7750	0,16	5030	0,08	3750	5,69	0,90	Mitas

Таблица – Технические данные шин ведущих мировых производителей

Норма слойности является условным показателем и может принимать любые (не обязательно целочисленные) значения. Значения номинальной контурной площади пятна контакта для одного и того же типоразмера шины с весьма близкими размерами может отличаться на величину до 40% (см. табл.). Построенные по результатам идентификации контурные площади пятна контакта нескольких шин из табл. при соблюдении масштаба относительно размеров шины приведены на рис.

Следует отметить, что не всегда контурная площадь пятна контакта шин IF и VF больше, чем у обычных радиальных шин того же типоразмера. Поэтому в каждом конкретном случае необходимо обращаться к данным производителя и проводить идентификацию. Идентифицированные значения коэффициента k_F показывают, что до корректирования зависимостей (5) и (6) расчетная контурная площадь пятна контакта может отличаться от действительной в большую и меньшую стороны.

Таким образом, предложенный метод идентификации тракторных сельскохозяйственных шин категорий IF и VF с использованием известной математической модели В.Л. Бидермана [10, 11], построенной на универсальной нагрузочной характеристике шин, позволяет определить коэффициенты модели из условия равенства расчетной и действительной контурной площади пятна контакта шины с жестким опорным основанием $F_k = F_{\rm H}$. Для расчета взаимодействия ходовых систем тракторов с деформируемым опорным основанием при использовании предложенного метода и с учетом радиальной нагрузки и давления в шинах IF и VF можно воспользоваться рекомендациями [12].

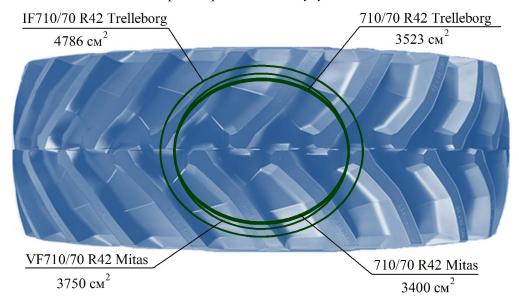


Рисунок – Показатели пятна контакта тракторной шины типоразмера 710/70 R42

Заключение

Математическая модель тракторной шины, предложенная Л. В. Бидерманом [10,11], наиболее полно отражает все показатели взаимодействия шины с жестким основанием с учетом ее характеристик, радиальной нагрузки и внутришинного давления. Шины категорий IF и VF обладают высокой эластичностью. Их относительная радиальная деформация (Δ_f) при номинальной нагрузке составляет 27-31% — для VF шин и 21-27% — для IF шин. У радиальных шин обычной конструкции относительная радиальная деформация находится в пределах 12-26%. Поэтому для проверки адекватности математической модели В.Л. Бидермана необходимо производить идентификацию шин IF и VF, а также некоторых современных радиальных шин с использованием предложенного метода.

Предложенный метод идентификации радиальных шин, выполненных по традиционной технологии, а также шин категорий IF и VF, обладает высокой точностью. Разность между расчетной и действительной контурной площадью пятна контакта с жестким основанием при номинальной нагрузке составляет ± 2 см 2 .

Jumepamypa 1. www.michelinag.com. **2.** UN/ECE Regulation No.106. **3.** Michelin Agriculture and Compact Line Data Book. - 2013. (www.michelinag.com). 4. Data book for Firestone brand AG tires. - 2011. (www.firestoneag.com). 5. Experience the Good Year advantage. 2014. (www.titan-intl.com). **6.** The Power beneath Blue Power (www.trelleborg.com/wheelsystems us). 7. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. 8. Agricultural tires. Technical data book 2nd edition. Mitas. -2014. (www.mitasag.com). 9. Bridgestone VT-Tractor tyres. (www.bridgestone.co.uk). 10. Ксеневич И.П. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксеневич, В.А. Скотников, М.И. Ляско. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с. **11.** Гуськов В.В. Тракторы: теория / Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 377 с. 12. ГОСТ 26953-86 Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия на почву.

Bibliography (transliterated): 1. www.michelinag.com. 2. UN/ECE Regulation No.106. 3. Michelin Agriculture and Compact Line Data Book. - 2013. (www.michelinag.com). 4. Data book for Firestone brand AG tires. - 2011. (www.firestoneag.com). 5. Experience the Good Year advantage. - 2014. (www.titan-intl.com). 6. The Power beneath Blue Power (www.trelleborg.com/wheelsystems_us). 7. GOST 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. 8. Agricultural tires. Technical data book 2nd edition. Mitas. - 2014. (www.mitasag.com). 9. Bridgestone VT-Tractor tyres. (www.bridgestone.co.uk). 10. Ksenevich I.P. Hodovaja sistema – pochva – urozhaj / I.P. Ksenevich, V.A. Skotnikov, M.I. Ljasko. – M.: Agropromizdat, 1985. – 304 s. 11. Gus'kov V.V. Traktory: teorija / Gus'kov V.V., Velev N.N., Atamanov Ju.E. i dr.; pod obshh. red. V.V. Gus'kova. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 377 s. 12. GOST 26953-86 Tehnika sel'skohozjajstvennaja mobil'naja. Metody opredelenija vozdejstvija na pochvu.

Ребров О.Ю., Мигущенко Р.П.

ВИКОРИСТАННЯ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ПОКА-ЗНИКІВ ІННОВАЦІЙНИХ ТРАКТОРНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ШИН КА-ТЕГОРІЙ ІГ ТА VF

Розглянуті загальні показники тракторних сільськогосподарських радіальних шин традиційної технології виготовлення, а також інноваційних шин категорій ІГ та VF. Запропоновано метод ідентифікації тракторних шин категорій ІГ та VF, а також деяких сучасних радіальних шин з використанням математичної моделі, побудованої на універсальній навантажувальній характеристиці шин. Метод дозволяє ідентифікувати шини за нормою шаруватості і контурною площею плями контакту з жорсткою опорною поверхнею та використовувати математичну модель для теоретичного аналізу ефективності використання шин категорій ІГ та VF на існуючих і нових, у тому числі і вітчизняних, сільськогосподарських тракторах.

Rebrov A. Yu., Migushchenko R. P.

USE IT-TECHNOLOGIES AT INDICATORS IDENTIFICATION OF INNOVATE TRACTOR FARM TIRES CATEGORIES IF AND VF

Considered overall performance of the agricultural tractor radial tires manufacturing by traditional techniques as well as innovative tires categories IF and VF. It is offered the method of identification of tractor tires categories IF and VF, and some modern radial tires using a mathematical model, based on a tire universal characteristic. The method allows to identify tires by ply rating and gross flat plate area with a rigid supporting surface and to use a mathematical model for theoretical analysis of efficiency of existing and new domestic agricultural tractors, equipped with IF and VF tires.

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК 533.6.013.422

Папазов С.В.; Аврамов К.В., д-р техн. наук

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ПЛАСТИНЧАТЫХ КОНСТРУКЦИЙ

1. Введение

Проблема динамической неустойчивости деформируемых тонкостенных элементов конструкций в газовом потоке имеет большой научный и практический интерес. В частности, такая задача возникает в турбо-компрессоростроении при взаимодействии лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов турбомашин с трехмерным нестационарным газовым потоком. Воздействие потока с упругими лопатками турбомашин может не только возбуждать их колебания, но и приводить к увеличению с течением времени амплитуды колебаний до значений, при которых может произойти разрушение конструкции. Динамическая неустойчивость пластин в газовом потоке встречается в аэрокосмических системах. В частности, при определенных условиях, могут возникать неустойчивые аэроупругие колебания элементов тормозных систем аэрокосмической техники. При этом потеря динамической устойчивости может привести к потере работоспособности всей системы.

В данной статье исследуется динамическая неустойчивость аэроупругих колебаний консольной пластины при ее взаимодействии с трехмерным нестационарным газовым течением. Для решения данной проблемы предложен метод, основанный на использовании технологии двустороннего обмена данными между аэродинамическим расчетом и расчетом динамики упругой конструкции.

2. Постановка задачи и основные уравнения

Рассматривается нестационарное обтекание консольной пластины, изображен-

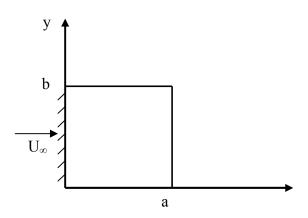


Рис. 1. Схема механической системы

ной на рис. 1. Пластина с одной стороны защемлена. Перпендикулярно защемленной стороне на пластину нагнетается газовый поток. На значительном удалении от пластины поток имеет постоянную скорость. Представленное расположение консольной пластины в потоке называется системой типа «флаг» [1,2]. Газ предполагается сжимаемым и невязким. Пластина является тонкой, поэтому, сдвигом и инерцией вращения можно пренебречь.

© С.В. Папазов, 2015

Перемещения и деформации являются малыми. Поэтому выполняются формулы Коши. Напряжения и деформации удовлетворяют закону Гука.

В качестве математической модели, описывающей невязкое газовое течение, выбрана система дифференциальных уравнений Эйлера, включающая в себя уравнение неразрывности, уравнение движения и уравнение энергии [3]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0;$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \vec{v}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} \otimes \vec{v}) = -\vec{\nabla} p;$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot e) + \vec{\nabla} \cdot (\rho e \vec{v}) - \vec{\nabla} \cdot (p \vec{v}),$$
(1)

где ho – плотность газа; \vec{v} – вектор скорости газового потока; p – давление;

$$\vec{\nabla} = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$$
 – оператор Гамильтона; $e = \frac{1}{\gamma - 1} \cdot \frac{p}{\rho} + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2}$ – пол-

ная энергия единицы массы; γ – показатель адиабаты; u,v,w – компоненты вектора скорости газового потока. Данная система может быть представлена в дивергентной форме:

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial R}{\partial y} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0;$$

$$F = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot v \\ \rho \cdot w \\ \rho \cdot e \end{bmatrix}; \quad Q = \begin{bmatrix} \rho \cdot u \\ p + \rho \cdot u^2 \\ \rho \cdot u \cdot v \\ \rho \cdot u \cdot w \\ (\rho \cdot e + p) \cdot u \end{bmatrix}; \quad R = \begin{bmatrix} \rho \cdot v \\ \rho \cdot v \cdot u \\ p + \rho \cdot v^2 \\ \rho \cdot v \cdot w \\ (\rho \cdot e + p) \cdot v \end{bmatrix}; \quad G = \begin{bmatrix} \rho \cdot w \\ \rho \cdot w \cdot u \\ \rho \cdot w \cdot v \\ p + \rho \cdot w^2 \\ (p + \rho \cdot e) \cdot w \end{bmatrix},$$

где F – вектор консервативных переменных; Q , R , G – векторы газодинамических потоков.

Представленная математическая модель дополняется граничными условиями на всех границах расчетной области. Эти граничные условия выражаются в равенстве скоростей точек жидкости, прилегающих к пластине, и скоростей точек поверхности пластины во все моменты времени движения системы. В качестве численного метода решения системы дифференциальных уравнений Эйлера, используется метод конечных объемов [4].

Задача решается шагами по времени. В каждый момент времени из решения задачи аэродинамики определяется поле давлений, которое прикладывается к верхней и нижней сторонам пластины.

Для исследования колебаний пластина разбивалась на конечные элементы. Неизвестными задачи выступают значения перемещений в узлах конечных элементов. Вектор узловых перемещений пластины обозначим через U. Тогда уравнение движения пластины представим в следующем виде:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = P(t), \tag{3}$$

где М — матрица масс; С — матрица демпфирования; К — матрица жесткости; P(t) — перепад давления, действующий на пластину. Следуя общим правилам расчета колебаний с помощью метода конечных элементов [5], матрицу демпфирования представим пропорциональной матрице масс:

$$C = \alpha \cdot M, \tag{4}$$

где α – коэффициент демпфирования при матрице масс. Полученная динамическая система (3) интегрируется численно методом Ньюмарка.

Под действием аэродинамических сил пластина деформируется, что приводит к изменению структуры газового течения. Поэтому в данной задаче для описания аэроупругого поведения консольной пластины в невязком газовом потоке учитывалось вза-имное влияние структуры течения и деформирования пластины.

3. Алгоритм расчета

Численные расчеты проводились для пластины со следующими геометрическими характеристиками: a = 0.77м; b = 0.77м. Толщина пластины h = 0.001 м. Механические характеристики пластины принимались следующими: плотность материала пластины $\rho = 2840$ кг/м³; модуль Юнга $E = 70.56 \cdot 10^9$ Па; коэффициент Пуассона v = 0.3

Расчеты проводились с помощью конечно-элементного комплекса. Расчетный проект состоит из следующих модулей: Design Modeler, Ansys Meshing, Ansys Fluent, Transient Structural, System Coupling. В модуле Design Modeler построена 3D геометрия для проведения связанного расчета аэроупругости (рис. 2). В качестве примера, расчетная сетка для исследования динамики газа приводится на рис. 3. Построенная геометрия включает в себя два тела: тело «fluid», которое описывает канал газового течения, и тело «solid», которое является пластиной. Модуль Ansys Meshing использовался при построении расчетных сеток для аэродинамического и механического расчетов.

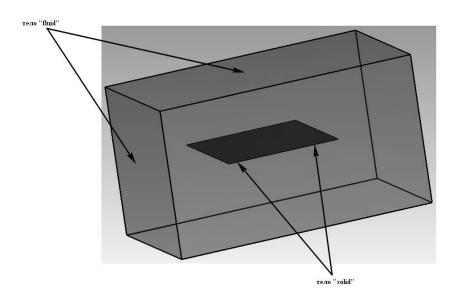


Рис. 2. 3D геометрия для проведения связанного расчета аэроупругости

<u>Динаміка та міцність машин</u>

Модуль Ansys Fluent использовался для задания всех граничных условий для проведения расчета обтекания пластины трехмерным нестационарным газовым потоком. На границе входа расчетной области задавались скорость и статическое давление. На границе выхода расчетной области задавалось статическое давление. На верхней и нижней сторонах пластинки задаются условие непроницания, то есть нормальные составляющие скорости на поверхности пластины $V_{_{n}}$ равны скорости поперечных колебаний пластины: \dot{w} : $V_n = \dot{w}$. Аэродинамический расчет выполняется до установления стационарного течения; потом данные передавались в механический расчет. В модуле Transient Structural указаны все параметры, необходимые для проведения механического расчета и выбрана поверхность, на которую прикладывается давление из задачи гидроаэродинамики. Модуль System Coupling используется для создания связи между программными модулями Ansys Fluent и Ansys Mechanical. В System Coupling указываются поверхности, между которыми происходит передача данных аэродинамического и прочностного расчетов. Из модуля Ansys Fluent в модуль Transient Structural передаются усилия, а из Transient Structural в Ansys Fluent передаются перемещения. На рис. 4 представлена структурная схема для численного решения задачи аэроупругости.

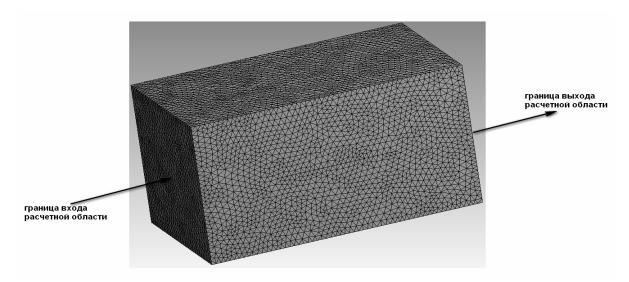
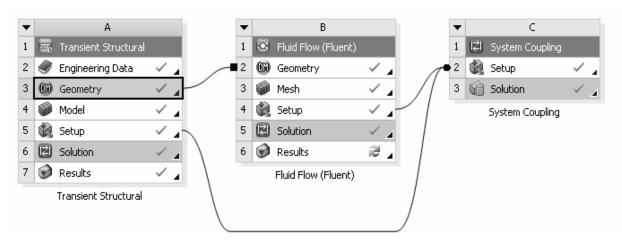


Рис. 3. Расчетная сетка для численного моделирования обтекания пластины



Puc. 4. Использование модуля System Coupling для организации связи между программными модулями Ansys Fluent и Ansys Mechanical

4. Анализ результатов численного моделирования

На рис. 5-7 показаны результаты численного моделирования поперечных перемещений пластины с течением времени при разных значениях коэффициента демпфирования α и скорости потока U_{∞} . На рис. 5 и рис. 6 показаны поперечные перемещения пластины при разных значениях коэффициентов демпфирования α =10 и α =5 и одинаковой скорости газового потока U_{∞} = 3м/с. Динамическое поведение, представленное на рис. 5 и рис. 6, описывает движение конструкции к устойчивому состоянию равновесия. На рис. 7 представлено динамическое поведение поперечных перемещений пластины при U_{∞} =10м/с. Поведение пластины, представленное на рис. 7, описывает движение пластины от неустойчивого тривиального состояния равновесия. Итак, устойчивое состояние равновесия пластины наблюдается при скорости газового потока U_{∞} =3м/с, а неустойчивое состояние равновесия наблюдается при U_{∞} =10м/с. Поэтому в скоростном интервале U_{∞} ∈ [3;10] м/с наблюдается бифуркация Хопфа. В этой точке устойчивое состояние равновесия преобразуется в неустойчивое.

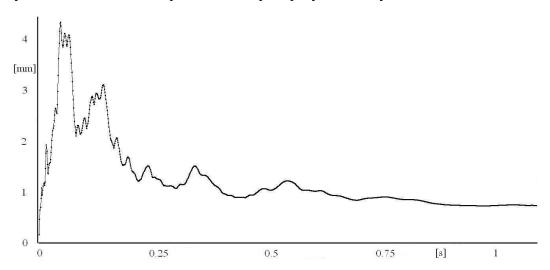


Рис. 5. Поперечные перемещения пластины с коэффициентом демпфирования α = 10 и скоростью потока U_{∞} = 3м/c

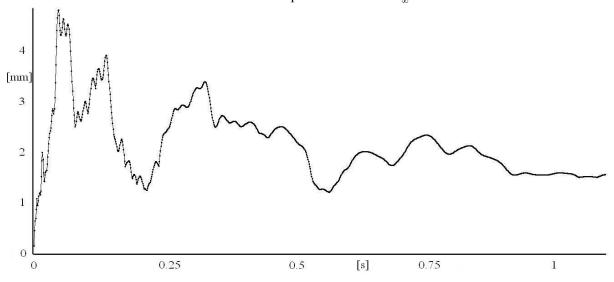


Рис. 6. Поперечные перемещения пластины с коэффициентом демпфирования α = 5 и скоростью потока U_{∞} = 3м/c



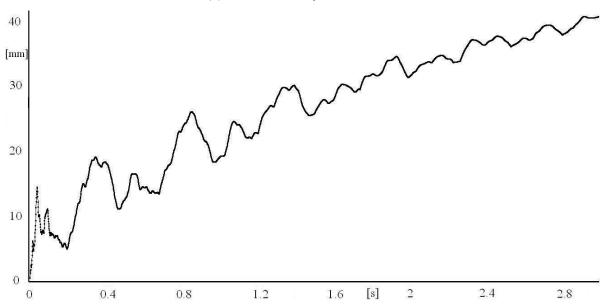


Рис. 7. Поперечные перемещения пластины с коэффициентом демпфирования α = 0.5 и скоростью потока U_{∞} = 10м/с

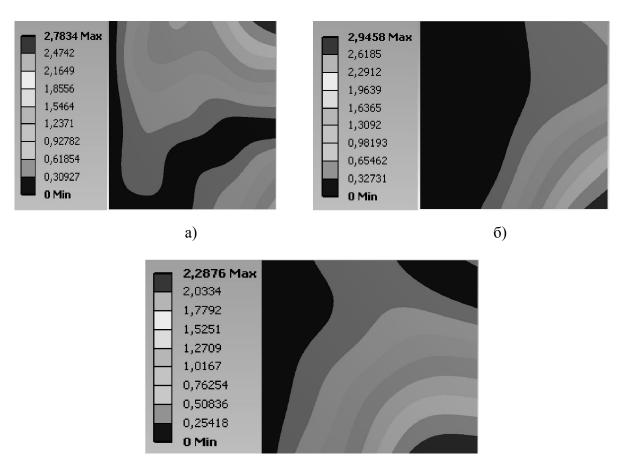


Рис. 8. Поля перемещений пластины в моменты времени: a) - t = 0.15c; б) - t = 0.3c; в) - t = 0.45c

Исследовались поля перемещений пластины в разные моменты времени. Некоторые результаты анализа представлены на рис. 8. Здесь показаны поля перемещений в следующие моменты времени: t=0.15c, t=0.3c, t=0.45c. Из этого рисунка видно как

Динаміка та міцність машин

сильно меняется форма деформирования пластинки с течением времени. Итак, форма деформирования пластинки носит многомодовый характер, то есть поперечные перемещения пластинки раскладываются по большому числу собственных форм колебаний.

Заключение.

В статье представлен общий подход к численному моделированию двухстороннего обтекания тонкостенных конструкций трехмерным, сжимаемым, вязким газовым потоком. Рассматривается линейное динамическое деформирование тонкостенных конструкций. В статье описано, как организовано взаимодействие между блоками, моделирующими колебания пластинки, и блоком аэродинамической части задачи.

С помощью численного моделирования задачи аэроупругости исследованы колебания конструкции около устойчивого и неустойчивого тривиального состояния равновесия.

Показано, что для получения поперечных перемещений, они должны быть разложены в ряд по значительному числу собственных форм колебаний.

Литература 1. Tang, D., Henry, J. K., Dowell, E. H., 1999, "Limit cycle oscillations of delta wing models in low subsonic flow", AIAA Journal 37, 1355-1362. **2.** Tang, D., Dowell, E. H., 2002, "Limit cycle oscillations of two-dimensional panels in low subsonic flow," International Journal of Non-Linear Mechanics 37, 1199-1209. **3**. Л.Г. Лойцянский. Механика жидкости. Госиздатфизматлит. 1959. **4.** Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2-х томах: Т. 1: Пер. с англ. — М.: Мир, 1991. — 504 с. **5.** Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов. Справочник/ Под общей редакцией Мяченкова В.И., М: Машиностроение, 1989, 456 с.

Bibliography (transliterated) 1. Tang, D., Henry, J. K., Dowell, E. H., 1999, "Limit cycle oscillations of delta wing models in low subsonic flow", AIAA Journal 37, 1355-1362. 2. Tang, D., Dowell, E. H., 2002, "Limit cycle oscillations of two-dimensional panels in low subsonic flow," International Journal of Non-Linear Mechanics 37, 1199-1209. 3. L.G. Lojcyanskij. Mehanika zhidkosti. Gosizdatfizmatlit. 1959. 4. Fletcher K. Vychislitelnye metody v dinamike zhidkostej: V 2-x tomah: T. 1: Per. s angl. – M.: Mir, 1991. – 504 s. 5. Raschety mashinostroitel'nyh konstrukcij metodom konechnyh jelementov. Spravochnik/ Pod obshhej redakciej Mjachenkova V.I., M: Mashinostroenie, 1989, 456 s.

Папазов С.В., Аврамов К.В.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОПРУЖНИХ КОЛИВАНЬ ПЛАСТИНЧАСТИХ КОНСТРУКЦІЙ

У статті описано підхід до чисельного моделювання аеропружної взаємодії тонкостінних пластин з тривимірним нестаціонарним газовим потоком. Наведено результати чисельного моделювання аеропружних коливань тонкостінних конструкцій в тривимірному нестаціонарному газовому потоці.

Papazov S.V., Avramov K.V.

NUMERICAL MODELING OF AEROELASTIC VIBRATIONS OF PLATE STRUCTURES

The article describes the approach for numerical modeling of aeroelastic interaction of thin plates with a three-dimensional non-stationary gas flow. The results of numerical modeling of aeroelastic vibrations of thin-walled structures in three-dimensional unsteady gas flow are shown.

Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.Н., канд. техн. наук

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ В МОДИФИЦИРОВАННОМ ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Введение. Контактное взаимодействие зубьев является основным видом передачи механической мощности в редукторах и трансмиссиях. В связи с этим обеспечение контактной прочности выходит на первый план при проектировании зубчатых зацеплений, особенно - при использовании зацеплений новых типов, например, двухпараметрических или эволютных [1-4]. В этих случаях необходимо исследовать контактное взаимодействие тел, ограниченных поверхностями сложной формы. С другой стороны, даже зубья традиционных эвольвентных зубчатых колес подвергают продольной модификации и «бочкованию», в результате чего форма исходной рабочей поверхности незначительно изменяется. Однако такое незначительное изменение геометрической формы приводит к существенному изменению локализации контакта зубьев. В результате улучшаются условия сопряжения зубьев, например, за счет меньшей чувствительности к погрешностям обработки, сборки и упругого деформирования. Отсюда – избавление от нежелательной концентрации напряжений на кромках зубьев. В то же время для расчета контактного взаимодействия таких зубьев нельзя напрямую применять традиционные методики, поскольку по мере увеличения силы их прижатия пятно контакта резко прогрессирует, быстро выходя на периферию рабочих поверхностей. В связи с этим требуется разработка новых моделей и проведение численных исследований, которые бы дали возможность установить качественные особенности и количественные характеристики контактного взаимодействия зубьев со сложнопрофильными поверхностями. Это составляет цель данной работы.

Анализ существующих методов расчета контактного взаимодействия. Основные методики анализа контактной прочности зубчатых зацеплений до настоящего времени — стандартизированные модели и алгоритмы [5]. Они базируются на соотношениях, получаемых из модели Герца [6]. Для учета влияния факторов, этой моделью не учитываемых должным образом, служат различные коэффициенты [7]. Данные коэффициенты получены, как правило, эмпирическим путем в ходе многовариантных стендовых испытаний зубчатых зацеплений. Неустранимый недостаток такого подхода — невозможность распространения на те типы зацеплений, которые только создаются, и опытные образцы которых либо отсутствуют, либо их изготовление в большом количестве нецелесообразно.

Сложившееся противоречие частично разрешается путем проведения многовариантных исследований контактного взаимодействия тел конечных размеров, что отражено в работах [8, 9]. В то же время геометрическая форма тел, контактное взаимодействие которых исследовалось в этих работах (а именно два параллелепипеда с эллипсоидальной формой искажения пары сопряженных граней), не вполне совпадают с формой зубчатых передач того или иного типа. Кроме того, отличаются и граничные условия на закрепленных частях взаимодействующих тел. В связи с этим требуется проведение подобных исследований контактного взаимодействия сложнопрофильных тел, но с приближением их формы и граничных условий к реальным условиям.

Постановка задачи. Исследуется контактное взаимодействие при однопарном зацеплении прямозубых зубьев эвольвентного профиля (рис. 1). Случай I соответствует исходной геометрии зубьев. Случай II – контакт зубьев, модифицированных путем

формирования «бочек» на рабочих поверхностях радиусами R_1 , R_2 . Случай III — номинальная исходная геометрия зубьев (случай I) плюс перекос на небольшой угол α .

Анализ контактного взаимодействия осуществляется при помощи метода конечных элементов. Нагружение — путем приложения крутящего момента $M = P \cdot R$, где P — усилие прижатия зубьев, R — плечо действия этой силы относительно оси нагружаемого зубчатого колеса. Второе колесо тормозится на оси. Локальная зона контактирующих зубьев — на рис. 2. Требуется определить характер изменения контактных площадок и распределений контактных давлений при изменении крутящего момента (или усилия прижатия P). Кроме того, результаты конечно-элементного моделирования дают возможность определить напряженно-деформированное состояние (НДС). В связи с этим попутно ставится задача определения влияния усилия прижатия (или крутящего момента) на характеристики НДС.

Результаты исследований. Параметрические конечно-элементные модели (рис. 3) исследуемых объектов дают возможность организовывать и проводить многовариантные исследования их напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия. Для обеспечения таких расчетных исследований был создан соот-

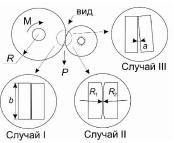


Рис. 1. Схема контактного взаимодействия зубьев прямозубой эвольвентной передачи

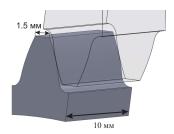


Рис. 2. Геометрическая модель зоны контактного взаимодействия эвольвентных зубьев

ветствующий макрос, который дает возможность в полуавтоматизированном режиме варьировать исходные данные, осуществлять расчеты, проводить обработку массива результирующей информации и устанавливать зависимости контролируемых величин от варьируемых параметров. В итоге была получена база данных значительного объема, содержащая весь комплекс информации о напряженно-деформированном состоянии зубьев с учетом контактного взаимодействия. Созданная база данных является открытой, т.е. предоставляет возможность не только проводить анализ уже полученных результатов, но и организовывать дальнейшие исследования с изменением любых варьируемых параметров. Т.о., получаем базу данных с элементами базы знаний, т.е. с возможностями установления закономерностей, которые отражают зависимость характеристик НДС от совокупности значимых параметров.

По итогам анализа созданной базы данных расчетных исследований могут быть построены интегральные зависимости максимальных контактных давлений q и эквивалентных напряжений по Мизесу σ_9 в зоне контакта зубьев от крутящего момента M. В частности, на рис. 4 отображена зависимость изменения максимальных контактных давлений при варьировании величины крутящего момента, предсказанные методом

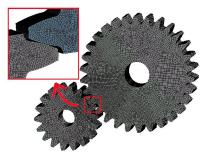


Рис. 3. Конечно-элементные модели исследуемых зубьев: 300 тыс. конечных элементов (КЭ), более 1 млн. узлов

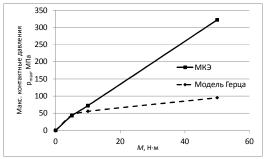


Рис. 4. Зависимости изменения максимальных контактных давлений при варьировании крутящего момента, полученные разными методами

Динаміка та міцність машин

Герца и полученные численным решением методом конечных элементов. На рис. 5, 6 – картины распределения q и σ .

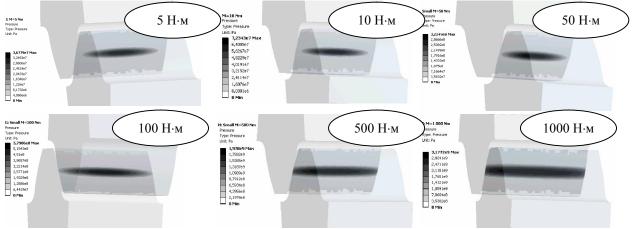


Рис. 5. Распределение контактных давлений при варьировании величины крутящего момента (случай II)

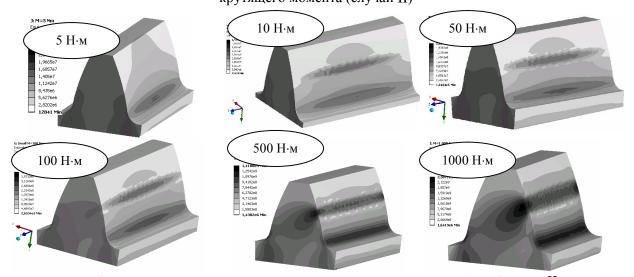


Рис. 6. Напряжения по Мизесу, возникающие в сопрягаемых зубьях (случай II)

Как видно из представленных зависимости и распределений, тенденции изменения q_{max} резко отличаются от получаемых согласно модели Герца. Четко прослеживается два участка на кривой q_{max} (M): первый из них соответствует случаю, когда площадка контакта расположена в центральной зоне рабочей поверхности зубьев, а второй — при выходе пятна контактна на периферию зуба. При этом максимальные контактные давления достигаются в центральной части пятна контакта, однако характер максимума резко выражен на первом участке (при малых M), а далее, с ростом M он становится все менее резко выраженным. Максимальные напряжения по Мизесу достигаются на некоторой глубине от рабочей поверхности зуба. При этом зона их расположения в плане с ростом M распространяется к периферии рабочих поверхностей зуба, а максимальные значения не меняют локализацию и остаются в центре (в пределах исследованных в данном случае диапазонов нагрузок).

Естественно, что сам характер распределения q и σ_9 для случая II (см. рис. 1), т.е. для бочкообразного зуба, отличается как от идеального контакта прямых зубьев (случай I, см. рис. 1), так и от контакта с перекосом (случай III, см. рис. 1). Характерные распределения q представлены для случаев I и III на рис. 7, 8. На рис. 9 — сравнительные диаграммы, показывающие соотношение уровней контактных давлений, возни-

Динаміка та міцність машин

кающих в случаях I, II, III при $M=10~\mathrm{H\cdot m}$. Видно, что случай III является неблагоприятным. Случай I является более предпочтительным по сравнению со случаем II. Однако, учитывая, что в реальности случай I неизбежно трансформируется к случаю III (изза неизбежного наличия перекосов, погрешностей изготовления и деформаций осей, валов, ступиц зубчатых колес), устойчиво предпочтительным является как раз вариант II.



Рис. 7. Распределение контактных давлений при варьировании величины крутящего момента (случай I)

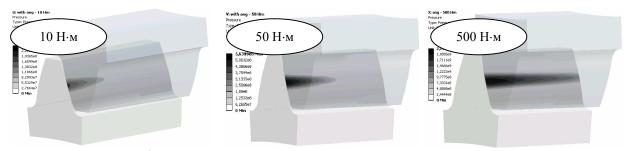


Рис. 8. Распределение контактных давлений при варьировании величины крутящего момента (случай III)

Выводы. Разработанные модели и алгоритмы исследования контактного взаимодействия зубьев модифицированных зубчатых передач дают возможность проводить анализ влияния разфакторов напряженноличных на деформированное состояние взаимодействующих тел. С использованием этого инструментария, в частности, влияния модификации зубьев («бочкования») на характер распределения и величины достигаемых контактных давлений и напряжений. Установлено, что использованная модификация благоприятно напряженносказывается на

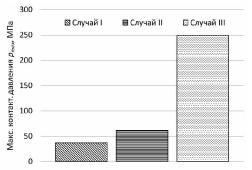


Рис. 9. Соотношение уровня максимальных контактных давлений, возникающих в случаях I, II, III.

деформированном состоянии контактирующих зубьев. Снижается реально реализуемый уровень контактных давлений и напряжений.

Предложенные подходы, модели, созданные базы данных и установленные закономерности могут быть использованы в дальнейшем при исследованиях и обосновании проектно-технологических параметров перспективных зубчатых передач.

Литература: 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. / А.И. Павлов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с. 2. Протасов Р.В.. Формирование конечно-элеметной модели и анализ напряженно-деформированного состояния эволютной передачи / Р.В. Протасов, А.В. Устиненко, В.И. Сериков // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – №31. – С. 139-143. 3. Протасов Р.В. Анализ контактного взаимодействия в зубчатых и цепных передачах с эволютным профилем методом конечных элементов // Р.В. Протасов, А.В. Устиненко,

С.В. Андриенко, А.В. Бондаренко, Е.М. Иванов, С.А. Кашуба // Вісник НТУ «ХПІ».— Харків: НТУ «ХПІ». — 2015. — № 43. — С. 69—73. 4. Ткачук Н.А. К вопросу конечно-элементного моделирования колес двухпараметрических передач / Н.А. Ткачук, Н.Н. Ткачук // Вісник НТУ «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ». — 2008. — № 2. — С.159-166. 5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические звольвентные. Расчет на прочность. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 125с. 6. Hertz Н. Über die Вегйнгипд fester elastischer Körper / Н. Hertz. — Ј. Reine Angew. Math, 1881. — Vol. 92. — S. 156-171. 7. Заблонский К.И.Расчет и конструирование зубчатых передач / К.И. Заблонский. — Киев-Москва: Машгиз, 1958. — 175 с. 8. Негробова Н.Б. Влияние формы поверхностей контактирующих тел конечных размеров на распределение контактных давлений / Н.Б. Негробова // Вісник НТУ «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ». — 2011. — № 51. — С. 98—102. 9. Скрипченко Н.Б. Распределение контактных давлений при контакте тел конечных размеров по поверхностям близкой формы при варьировании контактных площадок / Н.Б. Скріпченко // Вісник НТУ «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ». — 2014. — № 7. — С. 20-25.

Bibliography (transliterated):1. Pavlov A.I. Sovremennaya teoriya zubchatyih zatsepleniy. / A.I. Pavlov. – Kharkov: HNADU, 2005. – 100 s. 2. Protasov R.V. Formirovanie konechno-elemetnov modeli i analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya evolyutnoy peredachi / R.V. Protasov, A.V. Ustinenko, V.I. Serikov // Visnyk NTU «KhPI». – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2014. – #31. – S. 139-143. 3. Protasov R.V. Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya v zubchatyih i tsepnyih peredachah s evolyutnyim profilem metodom konechnyih elementov // R.V. Protasov, A.V. Ustinenko, S.V. Andrienko, A.V. Bondarenko, E.M. Ivanov, S.A. Kashuba // Visnyk NTU «KhPI». – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2015. – #43. – S. 69–73. 4. Tkachuk N.A. K voprosu konechno-elementnogo modelirovaniya koles dvuhparametricheskih peredach / N.A. Tkachuk, N.N. Tkachuk // Visnyk NTU «KhPI». -Kharkiv: NTU «KhPI». – 2008. – #2. – S.159-166. **5.** GOST 21354-87. Peredachi zubchatyie tsilindricheskie zvolventnyie. Raschet na prochnost. – M.: Izd-vo standartov, 1988. – 125s. 8. Negrobova N.B. Vliyanie formyi poverhnostey kontaktiruyuschih tel konechnyih razmerov na raspredelenie kontaktnyih davleniy / N.B. Negrobova // Visnyk NTU «KhPI». – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2011. – #51. – S. 98–102. **9.** Skripchenko N.B. Raspredelenie kontaktnvih davleniv pri kontakte tel konechnyih raz-merov po poverhnostyam blizkoy formyi pri varirovanii kontaktnyih ploschadok / N.B. Skripchenko // Visnyk NTU «KhPI». – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2014. – # 7. – S. 20-25.

Скріпченко Н.Б., Ткачук М.М.

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ В МОДИФІКОВАНОМУ ЗУБЧАСТОМУ ЗАЧЕПЛЕНІ

У статті поставлена та розв'язана задача про контактну взаємодію модифікованих робочих поверхонь зубчастих передач. Проведено аналіз розподілу контактних зон та контактного тиску при різній величині крутного моменту. Установлені характерні особливості напружено-деформованого стану в зоні контактної взаємодії зубців.

Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.Н.

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ В МОДИФИЦИРОВАННОМ ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

В статье поставлена и решена задача о контактном взаимодействии модифицированных рабочих поверхностей зубчатых передач. Проведен анализ распределения контактных зон и контактных давлений при различной величине крутящего момента. Установлены характерные особенности напряженно-деформированного состояния в зоне контактного взаимодействия зубьев.

Skripchenko N.B., Tkachuk M.M.

CONTACT INTERACTION IN THE MODIFIED GEARING

In the article the problem of contact interaction of modified gear surfaces was formulated and solved. Analysis of the distribution of contact areas and contact pressure for different values of moment was held. Characteristic features of the stress-strain state in contact interaction area of teeth were identified.

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 621.9.042

Волонцевич Д.О., докт. техн. наук, Ковалюх Р.В., канд. техн. наук

ОСНОВЫ КЛАССИФИКАЦИИ РЕГУЛИРУЕМЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИХ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА

Часть 2

В первой части нашей статьи мы рассмотрели вопросы классификации регулируемых механических передач в целом. В этой части статьи в соответствии с идеологией, принятой в первой части, мы изложим свой взгляд на вопросы классификации двухпараметрических зубчатых передач и их составляющих - зубчатых колес.

С точки зрения классики [10], **зубчатая передача** — это трехзвенный передаточный механизм, в котором подвижными звеньями являются зубчатые колеса, образующие со стойкой вращательные пары, обеспечивающие непрерывное движение одного звена относительно другого с заданной, согласно передаточному отношению, функциональной зависимостью. Исходя из этого определения видно, что основная функция такой зубчатой передачи — это организация передачи вращения между валами и одновременная трансформация крутящего момента с каким-то постоянным коэффициентом или по постоянному закону (например, некруглые зубчатые колеса). Основными элементами такой зубчатой передачи являются зубчатые колеса с постоянной геометрией, которые в свою очередь содержат зубчатый венец, состоящий из зубьев, связанных друг с другом прилегающей к ним поверхностью тела колеса.

С другой стороны, **двухпараметрическая зубчатая передача** — это как минимум четырехзвенный передаточный механизм, в котором зубчатые колеса выполнены по специальной геометрии, позволяющей осуществлять регулирование выходных параметров передачи, в том числе и изменение геометрии второго зубчатого колеса.

Любая зубчатая передача характеризуется следующими основными параметрами:

- передаточное отношение, i_{12} ;
- геометрия поверхностей сопряжения;
- основные размеры зубьев:
 - окружной шаг, p;
 - модуль зуба, *m*;
 - диаметр делительной окружности, d;
 - межосевое расстояние, a_w ;
 - диаметр окружности впадин, d_i ;
 - диаметр окружности вершин, d_e ;
 - толщина зуба, S;
 - радиальный зазор, c.

В связи с этим рассмотрим в пространстве два постоянно контактирующих тела, которые связаны приведенной на рис. 1 декартовой системой координат, примененной Ф.Л. Литвиным для исследования пространственных зубчатых зацеплений [1]:

- система координат $S_1(x_1, y_1, z_1)$, связанная с колесом 1;
- система координат $S_2(x_2, y_2, z_2)$, связанная с колесом 2.

© Д.О. Волонцевич, 2015

Оси колес в общем случае скрещиваются, причем их угол скрещивания ψ_{γ} в общем случае не равен 90° . Оси вращения колес совпадают с положительным направлением осей o_1z_1 и o_2z_2 .

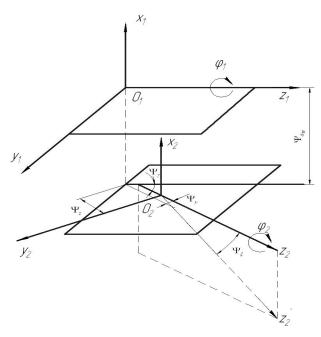


Рис. 1. Пространственные системы координат

Была разработана классификация двухпараметрических регулируемых зубчатых передач, **основными классификационными признаками** которых могут быть приняты следующие параметры:

- количество регулируемых параметров,
- наличие и вид связи между регулируемыми параметрами,
- исходное расположение осей колес,
- тип передаточного отношения,
- способ изменения передаточного отношения,
- конструктивное исполнение венца,
- способ регулирования передачи,
- тип сигнала в управляющем устройстве,
- тип зацепления,
- вид начальных поверхностей,
- вид сечения плоскостью, проходящей через ось вращения,
- вид профиля зацепления.

В общем виде эта классификация представлена на рис. 2 и позволяет отразить основную гамму возможных структурных, геометрических и конструктивных решений регулируемых зубчатых передач, а значит, и определить вид регулируемого параметра или их совокупности.

Первым классификационным признаком в двухпараметрических передачах является количество регулируемых параметров. Поскольку речь идет о передаче вращения, то эти тела должны быть телами вращения. Это обстоятельство оставляет из шести степеней свободы (три линейных перемещения и три угла Эйлера), определяющих положе-

ние тела в пространстве, только: угол перекрещивания осей вращения тел – ψ_{γ} ; кратчайшее межосевое расстояние – $\psi_{\alpha w}$; два параметра – ψ_{X} и ψ_{Z} , характеризующих возможные перемещение обоих тел вдоль своих осей. Значит, если построить какое-либо специальное зацепление с использованием вращательной пары, то для обеспечения, хотя бы одного дополнительного варьируемого параметра (или параметров), вне зависимости от формы зубьев, в нашем распоряжении будут находиться четыре величины: ψ_{γ} , $\psi_{\alpha w}$, ψ_{X} и ψ_{Z} . Эти величины будут описывать исходное состояние зубчатой передачи с кинематической точки зрения, и поэтому являются независимыми, а, следовательно, могут определять вид регулируемого параметра и то количество степеней свободы, которое возможно реализовать в этой передаче.

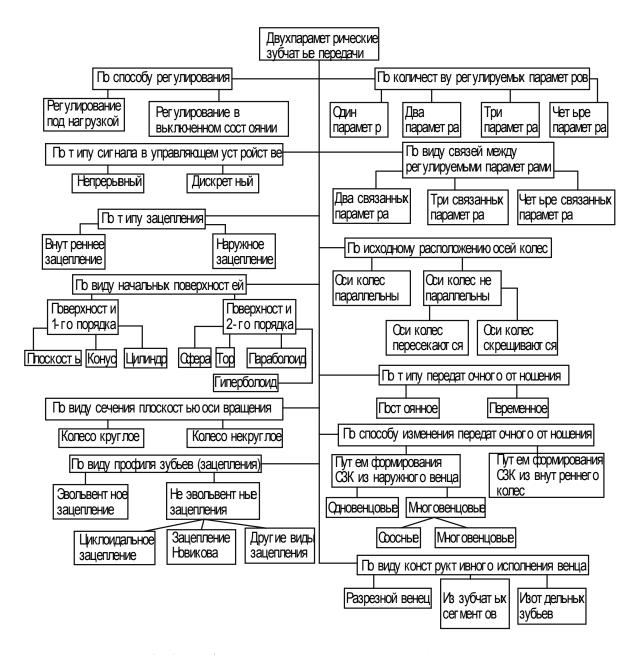


Рис. 2. Классификация двухпараметрических зубчатых передач

Следующий классификационный признак — это вид связей между регулируемыми параметрами, т. е. возможность сочетания в одной передаче двух или более параметров ψ между собой. По этому признаку двухпараметрические передачи могут иметь: два связанных параметра, три связанных параметра и четыре. Так, например, как это выполнено в передачах [2, 3] при изменении параметра ψ_{γ} . Причем параметры эти связаны, вполне определенными зависимостями. Например, для сферической передачи [2] имеем:

$$\cos \gamma_i = \frac{\cos \beta_o}{\cos \xi_i},$$

где: β_o — угол наклона зубьев на экваторе сферического колеса; ξ_i — текущее значение угла наклона оси; γ_i — значение угла скрещивания осей, соответствующее ξ_i .

Следующий классификационный признак — это **исходное расположение осей колес.** Такие передачи могут иметь два вида расположения своих осей — параллельное и непараллельное. Причем последнее может иметь пересекающиеся или скрещивающиеся оси. Необходимо отметить, что в процессе работы такой передачи, ее оси могут изменять свое положение так, что передача с параллельными осями — будет иметь вид передачи со скрещивающимися осями, а передача с пересекающимися — со скрещивающимися [3, 4].

Такая классификация является безупречной с точки зрения теории механизмов, однако с прикладной стороны имеет существенный недостаток: в ней не учтено изменение угла наклона осей ψ_{ξ} . Строго говоря, при $\alpha \neq 0$ и $\gamma \neq 0$ изменение угла ξ — это лишь следствие изменения межосевого расстояния $\psi_{\alpha w}$, но с прикладной точки зрения этот избыточный параметр следует выделить отдельно, так как именно его изменение может явиться целью создания новой зубчатой передачи, смотри например [5].

Следующим иерархическим уровнем классификации является уровень различия передач **по передаточному отношению**. Регулируемые зубчатые передачи при этом могут быть выполнены как с постоянным, так и с переменным передаточным отношением. Последние были синтезированы при создании зубчатого вариатора [6].

Возможность **изменения передаточного отношения** также является классификационным признаком передачи. При этом есть два варианта решения этой задачи. Первый — формирование составного зубчатого колеса (СЗК) путем использования наружного венца передачи. Например, так как это было выполнено в [11]. Второй — это формирование СЗК за счет внутреннего зубчатого колеса. Например, так как это выполнено в работе [6]. В свою очередь наружные колеса могут быть выполнены — в одновенцовом или много венцовом вариантах.

Из предыдущего уровня классификации вытекает следующий уровень — вид конструктивного исполнения венца. В соответствии с этим венец у нас может быть выполнен разрезным, из зубчатых сегментов, из отдельных зубьев.

Один из определяющих классификационных признаков для двухпараметрических передач — это вид начальных поверхностей этих колес. По этому признаку начальные поверхности разделяются на поверхности 1-го порядка (плоскость, конус, цилиндр), и поверхности 2-го порядка (сфера, тор, параболоид, гиперболоид). Например, у зубчатой передачи [7], делительная поверхность шестерни — сфера, а делительная поверхность колеса — плоскость.

Двухпараметрические передачи могут также классифицироваться **по типу заце- пления** — наружное или внутреннее. А также **по профилю зубьев**: эвольвентное или не эвольвентное. Не эвольвентное зацепление в свою очередь может быть представлено циклоидальным зацеплением, зацеплением Новикова или каким-либо другим видом зацепления.

Отдельно можно выделить такой классификационный признак, как **способ регулирования передачи**: под нагрузкой или в выключенном состоянии. И здесь же мы имеем и другой классификационный признак, который связан с предыдущим. Это **тип сигнала в управляющем устройстве.** По этому признаку мы имеем или непрерывный управляющий сигнал, или — дискретный.

Следующий уровень, который необходимо рассмотреть при построении классификации — это непосредственно **уровень зубчатого колеса**. Некоторые математические аспекты, относящиеся к систематизации этого уровня можно найти в работе [8]. В этой работе автором был использован аппарат многопараметрических отображений для описания частных структур зубчатых зацеплений и классификации и систематизации исходных формообразующих профилей зубьев.

Наиболее полная схема, позволяющая системно отобразить всю совокупность существующих зубчатых колес и тем самым создать предпосылки для выбора его оптимальной структуры и наиболее полно отвечающая заданным требованиям, представлена на рис. 3. Используя в необходимых сочетаниях набор известных технических решений, приведенных на схеме, можно получать структуры зубчатых колес до сих пор не встречавшихся.

Для синтеза структуры зубчатых колес с заданными параметрами при помощи приведенной схемы необходимо из имеющегося перечня характеристик выделить ключевую характеристику, выполнение которой обеспечит функционирование зубчатых колес заданным образом. Далее, в соответствии этой характеристики подбирается техническое решение, способное обеспечить ее выполнение. Сверху вниз по схеме следуют признаки, характеризующие зубчатое колесо в целом, венец, собственно зубья, полотно и ступица. Через выбранный элемент схемы, соответствующий решению, обеспечивающему выполнение ключевой характеристики, сверху вниз по схеме проводят маршрут через все уровни признаков. Выбранный маршрут характеризует всю совокупность выбранных решений, требуемых для обеспечения заданных технических характеристик зубчатых колес.

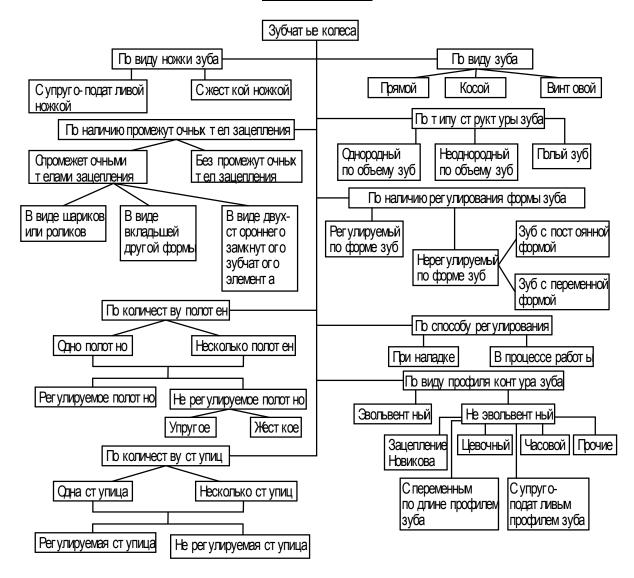


Рис. 3. Классификация зубчатых колес

Так, например, в случае необходимости синтезировать зубчатое колесо шарнирного привода манипулятора, имеющего возможность в паре с соответствующим зубчатым колесом без нарушения зацепления изменять взаимное положение осей в пространстве, определяющим условием синтеза структуры будет использование делительной поверхности выше первого порядка, например — сферы. Остальные признаки структуры в этом случае будут вторичными (т.е. — это будут уже дополнительными условиями на синтез этого шарнира) и их можно выбирать, например, по процедуре, предложенной в работе [9]. Аналогичным образом можно рассматривать любую другую двухпараметрическую передачу, как на этапе анализа существующей конструкции, так и в процессе разработки новой. Различие будет состоять только в том, что для известной конструкции мы будем проводить декомпозицию передачи и соответственно той функции, которую она воспроизводит как техническая система. При этом ее можно будет характеризовать множеством ее компонент q_i :

$$R_{\rm I} = \{q_1, q_2, \dots q_n\}.$$

При разработке же новой передачи мы по заданным техническим условиям решаем обратную задачу – композицию (синтез) структуры передачи из элементов, соответствующих уровням наших классификаций. Причем каждому уровню может соответствовать один или несколько элементов или механизмов, обеспечивающих его реализацию. В результате будем иметь набор различных вариантов структурного состава синтезируемой передачи, которые можно будет описать следующим множеством:

$$R \rightarrow \{A_{q1}, A_{q2, \dots}, A_{qn}\},$$

где $\{A_{qi}\}$ — описывает множество необходимых структурных составляющих элементов передачи.

Итак, основываясь на рассмотренной классификации двухпараметрических передач и зубчатых колес и проводя композицию (синтез) механизма из отдельных структурных составляющих, можно создавать новые конструкции передач по заданным техническим требованиям. На основании изложенного рассмотрим классическую зубчатую передачу с точки зрения ее структуры. В связи с этим приведем определение такой зубчатой передачи [10].

С точки зрения функционального назначения **зуб** — это выступ на звене для передачи движения посредством взаимодействия с соответствующими выступами другого звена. Каждый зуб имеет в своем составе следующие элементы — боковую поверхность, вершину, основание, кромки, торец. Таким образом, такую структурную схему трехзвенной зубчатой передачи можно изобразить в виде, представленном на рис. 4а. На рис. 4б приведена структурная схема двухпараметрической передачи, имеющей один регулируемый параметр и один параметр, обеспечивающий передачу вращения с заданным передаточным отношением от одного зубчатого колеса к другому. На рис. 4в приведена структурная схема двухпараметрической передачи, имеющей два регулируемых параметра и один параметр, обеспечивающий передачу вращения с заданным передаточным отношением от одного зубчатого колеса к другому.

Если необходимо, например, синтезировать зубчатое колесо с регулируемым количеством зубьев, т.е. вариатор, то в качестве определяющего условия синтеза структуры будет выступать наличие, например, дискретного регулируемого венца, состоящего толи из отдельных зубьев, толи из зубчатых сегментов, толи из упругого разрезного венца.

Рассмотрим еще один пример синтеза зубчатого колеса. Основное требование к этой паре сформулируем как к зубчатой передаче, работающей без окружного зазора. Эту зубчатую передачу можно осуществить путем применения нескольких соосных зубчатых венцов с возможностью относительного поворота между собой. Синтез этой передачи можно осуществить путем регулирования профиля зуба, либо за счет упруго податливых связей, либо за счет регулирования расстояния между сегментами венца, либо между зубьями. Таким образом, при выборе структуры зубчатых колес в качестве ключевой выбирается та ячейка схемы, которая больше всего подходит разработчику, исходя из конструктивных, технологических или эксплуатационных особенностей.

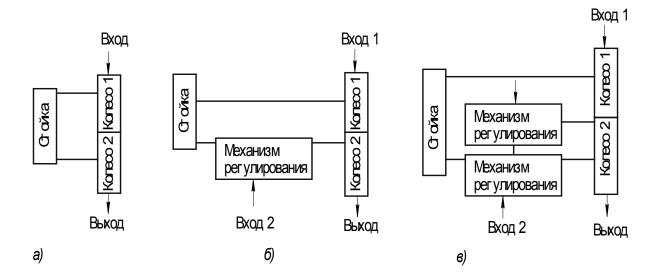


Рис. 4. Структурные схемы зубчатых передач: а) – при одном параметре движения; б) – при двух параметрах; в) – при трех параметрах

На рис. 5 приведена подробная структурная схема зубчатого вариатора основанного на плоском зубчатом зацеплении [11]. Эта схема соответствует схеме, приведенной на рис. 4в. В работе [6] было показано, что для осуществления синтеза зубчатого вариатора необходимо иметь одно колесо с равновысокими и равноширокими зубьями, а второе должно быть составным зубчатым колесом (СЗК) и иметь в том или другом виде подвижные зубья. Для рассматриваемой структурной схемы 3В такими обязательными механизмами будут:

- механизм регулирования межцентрового расстояния;
- механизм изменения числа зубьев на СЗК;
- механизм согласования между механизмом регулирования межцентрового расстояния и механизмом изменения числа зубьев на СЗК.

Для пространственной структурной схемы 3B два механизма оказываются лишними. Это следующие механизмы:

- механизм регулирования межцентрового расстояния;
- механизм согласования между механизмом регулирования межцентрового расстояния и механизмом изменения числа зубьев на СЗК.

Таким образом, структурная схема пространственного 3B с точки зрения количества наличия в ней элементов будет проще, а ее стилизованный аналог представлен на рис. 4б.

Выводы. С целью систематизации существующих технических решений, а также облегчения поиска новых решений в области регулируемых механических передач построена 4-х уровневая их классификация, в которой **первый уровень** — это уровень классификации всех регулируемых передач, **второй** — классификация регулируемых механических передач, **третий** — классификация регулируемых зубчатых передач, **четвертый** — классификация непосредственно зубчатых колес. Установлены основные принципы построения классификации регулируемых зубчатых передач. Разработанную классификацию можно использовать как поле возможных решений. С ее помощью оп-

ределены базовые структурные схемы, комбинируя которые, можно получить множество вариантов структур. Предложенная классификация может быть использована также как инструмент для анализа существующих решений.



Рис. 5. Структурная схема зубчатого вариатора

Литература. 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. –М.: Наука, 1968. – 584 с. 2. А.с. №179566 СССР, МКИ F06H. Зубчатая передача с переменным углом между пересекаюиимися осями / Н.В. Гулиа. –Onvбл. 21.01.65, Бюл. №2-3 с. 3. А.с. №1240977 СССР, МКИ⁴ F16H 3/42. Зубчатая передача / В.Р. Ковалюх, Н.Э. Тернюк и др. // Опубл. в Б.И. −1986. –№24. 4. А.с. №1388622 СССР, МКИ⁴ F16H 1/12. Зубчатая передача / В.Н. Соболь, Н.Э. Тернюк и др. // Опубл. в Б.И. –1988. –№ 14. **5.** А.с. №1548556 СССР, МКИ. ⁵ F16H 1/12. Зубчатый редуктор / Н.Э. Тернюк, А.В. Устиненко, Р.В. Ковалюх // Опубл. в Б.И. –1990. –№9. 6. Ковалюх В.Р., Ковалюх Р.В. Новый способ регулирования скорости вращения зубчатой передачи и синтез на его основе зубчатых вариаторов. // Теория механизмов и машин –1988. –Вып. 44 –С. 107-112. 7. А.с. №1551891 СССР, МКИ⁵ F16H 1/12. Зубчатый редуктор / Н.Э. Тернюк, А.В. Устиненко, Ю.Б. Наседкин, Р.В. Ковалюх // Опубл. в Б.И. –1990. –№11. 8. Кривошея А.В. Основные принципы классификации систематизации исходных формообразующих профилей зубьев. Резание и инструмент в технологических системах. // – Межд. научн.-техн. Сборник. –Харьков: ХГПУ, 2001. –Вып. 60. –102-107 с. **9.** Ковалюх Р.В., Волонцевич Д.О. Стратегия выбора критериев при синтезе шагающих движителей. // Вестник ХПИ, -№254: Конструирование и исследование тракторов, –Вып. 7, 1988, –С 56-59. **10.** Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. –М.: 126 Механіка та машинобудування, 2015, № 1

Машиностроение 1981. —438 с. **11.** Положительное решение по заявке №4818144 СССР, МКИ³ FI6H 3/42. Вариатор / Волонцевич Д.О., Тернюк Н.Э., Кистерный Ю.И., Ковалюх Р.В., Соболь В.Н.

Bibliography (transliterated). 1. Litvin F.L. Teoriya zubchatyih zatsepleniy. -M.: Nauka, 1968. – 584 s. 2. A.s. №179566 SSSR, MKI F06N. Zubchataya peredacha s peremennyim uglom mezhdu peresekayuschimisya osyami / N.V. Gulia. – Opubl. 21.01.65, Byul. №2-3 s. 3. A.s. №1240977 SSSR, MKI4 F16H 3/42. Zubchataya peredacha / V.R. Kovalyuh, N.E. Ternyuk i dr. // Opubl. v B.I. – 1986. –№24. **4.** A.s. №1388622 SSSR, MKI4 F16H 1/12. Zubchataya peredacha / V.N. Sobol, N.E. Ternyuk i dr. // Opubl. v B.I. –1988. –№ 14. 5. A.s. №1548556 SSSR, MKI.5 F16H 1/12. Zubchatyiy reduktor / N.E. Ternyuk, A.V. Ustinenko, R.V. Kovalyuh // Opubl. v B.I. −1990. –№9. 6. Kovalyuh V.R., Kovalyuh R.V. Novyiy sposob regulirovaniya skorosti vrascheniya zubchatoy peredachi i sintez na ego osnove zubchatyih variatorov. // Teoriya mehanizmov i mashin –1988. –Vyip. 44 –S. 107-112. 7. A.s. №1551891 SSSR, MK15 F16H 1/12. Zubchatyiy reduktor / N.E. Ternyuk, A.V. Ustinenko, Yu.B. Nasedkin, R.V. Kovalyuh // Opubl. v B.I. –1990. –№11. **8.** Krivosheya A.V. Osnovnyie printsipyi klassifikatsii sistematizatsii ishodnyih formoobrazuyuschih profiley zubev. Rezanie i instrument v tehnologicheskih sistemah. // – Mezhd. nauchn.-tehn. Sbornik. –Harkov: HGPU, 2001. –Vyip. 60. – 102-107 s. 9. Kovalyuh R.V., Volontsevich D.O. Strategiya vyibora kriteriev pri sinteze shagayuschih dvizhiteley. // Vestnik HPI, ¬№254: Konstruirovanie i issledovanie traktorov, ¬Vvip. 7, 1988, ¬S 56-59. 10. Kraynev A.F. Slovar-spravochnik po mehanizmam. –M.: Mashinostroenie 1981. –438 s. 11. Polozhitelnoe reshenie po zayavke №4818144 SSSR, MKI3 FI6H 3/42. Variator / Volontsevich D.O., Ternyuk N.E., Kisternyiy Yu.I., Kovalyuh R.V., Sobol V.N.

Волонцевич Д.О., Ковалюх Р.В.

ОСНОВИ КЛАСИФІКАЦІЇ МЕХАНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ, ЩО РЕГУЛЮ-ЮТЬСЯ, ТА ДЕЯКІ ПИТАННЯ ЇХ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗУ

Частина 2

В другій частині викладений погляд авторів на проблему класифікації двопараметричних зубчастих передач і їх складових — зубчастих коліс. З допомогою запропонованої класифікації визначені базові структурні схеми. Класифікація може бути використана як інструмент і для синтезу нових і для аналізу існуючих технічних рішень.

Volontsevich D.O., Kovalyuh R.V.

THE BASIS OF THE CLASSIFICATION ADJUSTABLE MECHANICAL GEAR AND SOME ISSUES OF STRUCTURAL SYNTHESIS

Part 2

In this part sets out the views of the authors on the classification of two-parameter gear drive and their components – gearwheel. With the proposed classification defines the basic structural schemes. The classification may be used as a tool for the synthesis of new and for analysis of existing solutions.

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 623.438.3

Сакун О.В., канд. біол. наук; Хілько Ю.В.; Коритченко К.В., д-р техн. наук; Белоусов І.О.; Ісаков О.В.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ МЕТАННЯ ГАЗО-ДЕТОНАЦІЙНИМ ЗАРЯДОМ

Вступ.

У сучасних війнах, які відбувається у зоні антитерористичної операції, Сирії, на території Ізраїльсько-Палестинського конфлікту, тощо, широко ведуться «безконтактні» війні з залученням артилерії та авіації. Разом з тим, закріплення результатів артилерійських обстрілів та повітряних операцій відбувається лише у разі проведення наземних операцій. При цьому, бойові дії з прямим зіткненням між противниками розростаються практично у населених пунктах, де умови ведення бою не сприятливі для бронетанкової техніки. Але іншої альтернативи потужної підтримки діям піхотних підрозділів у ближньому бою, ніж за допомогою броньованої техніки, відсутні. Підтримка діям піхоти також забезпечується за рахунок застосування мобільних гранатометник та мінометних засобів. При цьому, виникають складнощі у координації дій між різними підрозділами.

Відомо [1, 2], що міномети є важливою складовою артилерії сухопутних військ. Особливість застосування мінометів викликана можливістю ураження цілей на ближній дистанції навісним вогнем з закритих вогневих позицій. Розвиток контр батарейних систем зумовив тенденцію розвитку мінометів на самохідних шасі. За рахунок встановлення мінометів на броньовані шасі поліпшується мобільність зброї, та підвищується захищеність розрахунку міномета від куль і осколків. При цьому, створюються умови для збільшення боєкомплекту, впровадженню напівавтоматичних систем наведення.

Розміщення на танках та інших броньованих машинах мінометів з газовими детонаційними системи метання розширить можливості танкових та механізованих підрозділів у самостійному виконанні бойових завдань в міських умовах.

Мета роботи.

Експериментальна перевірка можливості практичної реалізації системи метання газо-детонаційним зарядом.

Основна частина.

Експериментальна установка та методика вимірювань описані в роботах [3, 4].

Осцилограма імпульсів на п'єзодатчиках тиску, що виміряна під час метання тіла масою 712 г представлена (рис. 1). Синхронізація розгортки осцилографа відбувалась за сигналом, що вимірювався. Вважалось, що різке зростання сигналу викликано досягненням тіла датчику.

За цим припущенням маємо, що час здвигу сигналів з п'єзодатчиків склав 3,4 мс, що на базисній відстані 0,38 м відповідає початковій швидкості тіла 112 м/с. Також, вимірювання початкової швидкості тіла на початковій ділянці траєкторії здійснене обробкою результатів відеозйомки (рис. 2). Відстань між положеннями тіла на сусідніх кадрах становить $4 \pm 0,2$ м, що із урахуванням частоти відео зйомки 25 кадр/с відповідає швидкості 100 ± 5 м/с, що задовільно відповідає результатам вимірювання за допомогою п'єзодатчиків. Враховуючи більш високу точність вимірювання за допомогою п'єзодатчиків, перевагу надано цьому методу.

© О.В.Сакун, 2015

Прикладна механіка

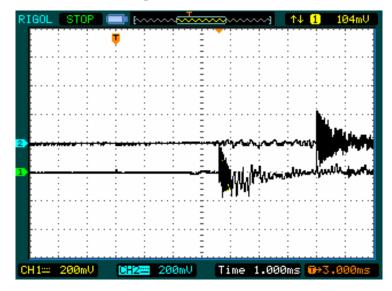


Рис. 1. Осцилограма імпульсів на п'зодатчиках тиску під час вильоту тіла масою 712 г з газодетонаційної установки: 1 — на п'єзодатчику № 1; 2 — на п'єзодатчику № 2



Рис. 2. Кадри польоту тіла, що метається. (тіло обведено колом)

В результаті експериментальних досліджень виявлено зниження помітності пострілу у оптичному діапазоні. Даний результат отримано за результатами обробки кадрів відео зйомки (рис 3, 4). Практично за однаковою дистанцією відльоту снаряду від ствола газодетонаційної установки, область світимості продуктів згорання у режимі дефлаграційного згорання не менше, ніж у два рази перевищувала відповідну область у режимі детонаційного згорання. Для подальшого зниження помітності пострілу необхідно збільшувати довжину секції прискорення, що забезпечить зниження температури продуктів детонації за рахунок процесу їх розширення. В першому наближенні температуру газу на виході з каналу ствола можливо визначити за законом адіабати по виразу

$$T_1 = T_0 \left[\frac{L_0}{L_1} \right]^{y-1}, \tag{1}$$

де L_1 – повна довжина ствола;

 L_0 – початкова довжина ствола, що зайнята продуктами детонації;

 T_0 – початкова температура продуктів детонації.

З виразу (1) маємо, що у разі розширення продуктів детонації у 4 рази зниження температури продуктів детонації відбудеться у 1,74 рази (при $\gamma = 1,4$). Тепловтрати, пов'язані з передачею теплової енергії каналу ствола також забезпечують зниження температури продуктів детонації, що розширюються.



Рис. 3. Світимість продуктів згорання при стрільбі без детонації

За вище визначеними умовами у режимі детонації була проведена серія досліджень для тіл відповідної маси та отримані наступні результати (табл. 1). Обробка експериментальних результатів проводилась методом найменших квадратів. При ймовірності, що довіряється, рівній 0,9 маємо коефіцієнт Ст'юдента 2,13.



Рис. 4. Світимість продуктів згорання при стрільбі з детонацією

Таблиця 1 Результати вимірювання початкової швидкості тіла, що метається, за початковим тиском горючого газового заряду 0,1 МПа та детонаційним режимом згорання

№	Виміряна швидкість, м/с					
3/Π	виміряне	оброблено	виміряне	оброблено		
	при масі тіла, кг					
	0,	712	0,338			
1	112		215			
2	115		201			
3	110	$114 \pm 2,8_{0,9}$	210	$210,2 \pm 7,8_{0,9}$		
4	117		220			
5	116		205			

За результатами вимірювань, у дослідній установці залежність початкової швидкості снаряду від маси снаряду має вигляд (рис. 5). Порівняння здійснювалось у детонаційному режимі згорання на абсолютному начальному тиску горючих газів, що дорівнював $p_0 = 0,1$ МПа.

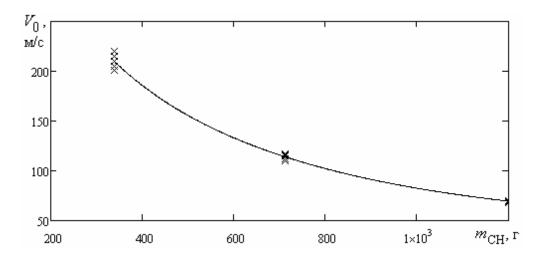


Рис. 4. Залежність початкової швидкості снаряду від його маси у газовій детонаційній системі в умовах проведених досліджень

Обробка отриманих результатів показує, що у разі збільшення маси снаряду, за інших незмінних параметрів пострілу, відбувається зменшення кінетичної енергії снаряду та, відповідно, коефіцієнту корисної дії пострілу (табл. 2).

Таблиця 2 Залежність кінетичної енергії снаряду та коефіцієнту корисної дії пострілу від маси снаряду за детонаційним режимом згорання

		Кінетична енергія снаря- ду, кДж	Коефіцієнту корисної дії пострілу, %	
Маса тіла,	338	7,45	30	
що металось,	712	4,6	18	
Γ	1200	2,9	12	

Подібна залежність ϵ характерною і для режиму метання з дефлаграційним згоранням заряду.

Отримана залежність швидкості з коефіцієнтом кореляції 0,997 може бути представлена функцією апроксимації у проведеному діапазоні та умовах досліджень у вигляді

$$V_0(m_{\rm CH}) = -248 \ln(m_{\rm CH}) + 10.7 \sqrt{m_{\rm CH}} + 1459,$$
 (2)

де $m_{\rm CH}$ в [г], V_0 в [м/с].

Експериментальна залежність початкової швидкості снаряду від режиму згорання палива відображена у таблиці 3.

Таблиця 3 Результати вимірювання початкової швидкості тіла, що метається, за різними режимами згорання заряду та початковим тиском 0,1 МПа

permission of opening supply to the introduction of the control of						
	Режим згорання					
Папаметри	дефлаграція	детонація	дефлаграція	детонація		
Параметри	при масі тіла, кг					
	0,712		1,2			
Швидкість V_0 , м/с	$109 \pm 2,4_{0,9}$	$114 \pm 2,8_{0,9}$	$66,4 \pm 1,1_{0,9}$	$69,5 \pm 1,2_{0,9}$		

Встановлено, що у результаті зміни режиму згорання з детонаційного на дефлаграційне в умовах проведених досліджень відбувається зниження початкової швидкості снаряду на 4–5 %. При цьому, зменшення кінетичної енергії пострілу відбувається на 9–10 %. Це підтверджує переваги застосування детонаційного режиму згорання у горючих газових системах метання.

В реальній установці, де буде відсутня мембрана, очікується зростання впливу режиму згорання, бо рух снаряду під дією стисненого газового заряду призведе до зміни початкового тиску снаряду на момент його запалювання.

За результатами експериментальних досліджень, визначено, що у разі зростання початого тиску (за рахунок підвищення густини заряду) відбувається зростання початкової швидкості (табл. 4).

З аналізу зміни кінетичної енергії отримуємо, що у разі зростання тиску заряду відбувається зростання коефіцієнту корисної дії пострілу. В умовах проведених досліджень зростання даного коефіцієнту відбулось на 5–7 %. При цьому, зі збільшенням маси снаряду інтенсивність зростання коефіцієнту корисної дії пострілу зменшується. Це пояснюється зміною співвідношення маси заряду до маси снаряду.

Таблиця 4 Залежність початкової швидкості тіла, що метається, у режимі детонаційного згорання заряду від початкового тиску

	•				
	Абсолютний початковий тиск газової горючої суміші, МПа				
Поромотри	0,1	0,2	0,1	0,2	
Параметри	при масі тіла, кг				
	0,712		1,2		
Швидкість V_0 , м/с	$114 \pm 2,8_{0,9}$	187± 3,4 _{0,9}	$69,5 \pm 1,2_{0,9}$	$117 \pm 2,9_{0,9}$	

За виразом (2) отримаємо, що за кутом метання 20 градусів дальність метання для тіла зі швидкістю 114 м/с складе 835 м, а за кутом 45 градусів — 1300 м. Визначеної відстані достатньо для ведення ближнього бою з живою силою противника мінометними системи та гранатометами.

У варіантах прототипу, що досліджувався, витрати газового заряду на один постріл склали 1,7 л. При цьому, об'ємна частка горючого газу типу СПБТ склала біля 15 %. Властивість зрідження даної газової суміші під високим тиском забезпечує малі габаритно-масові показники паливної системи як складової установки метання. Витрати газової речовини у установці переважно пов'язані з киснем. Зокрема, за наведеними параметрами у разі використання балона зі стисненим киснем під тиском 10 МПа об'ємом 10 л забезпечиться біля 1000 пострілів. Тобто, за масою зарядів у 0,7 кг газодетонаційна установка метання за прототипом призведе до метання снарядів загальною масою 700 кг. Подальше удосконалення установки можливе шляхом застосування повітря як окислювача. Зазначені параметри дозволяють застосування установок такого типу на транспортних засобах.

Під час застосування систем полегшення ініціювання детонації зміна початкової швидкості снаряд по відношенню до пострілу з детонацією без застосування зазначених систем відбувалась у межах похибки вимірювань. Тобто, системи полегшення ініціювання детонації забезпечили лише зниження енергії, що забезпечує ініціювання детонації на короткій відстані у газовій детонаційній установці.

Висновки:

- 1. Експериментально підтверджено зниження помітності спалаху на дульному зрізі ствола у режимі детонаційного згорання у порівнянні з режимом дефлаграційного згорання.
- 2. Експериментально підтверджена тенденція у системах метання з детонаційним згоранням щодо зниження коефіцієнту корисної дії пострілу зі збільшенням маси снаряду, яка є характерною для систем метання з дефлаграційним згоранням. Зокрема, зі збільшенням маси снаряду 0,34 кг до 1,2 кг в умовах проведених досліджень відбулося зниження коефіцієнту корисної дії пострілу з 30 % до 12 %. У проведеному діапазоні досліджень отримано функцію залежності початкової швидкості снаряду від його маси.
- 3. За результатами експериментальних досліджень, визначено, що у разі зростання початого тиску (за рахунок підвищення густини заряду) відбувається не тільки зростання початкової швидкості, але й зростання коефіцієнту корисної дії пострілу. В умовах проведених досліджень зростання даного коефіцієнту відбулось на 5–7 %. При цьому, зі збільшенням маси снаряду інтенсивність зростання коефіцієнту корисної дії пострілу зменшується. Це пояснюється зміною співвідношення маси заряду до маси снаряду.
- 4. Встановлено, що у результаті зміни режиму згорання з детонаційного на дефлаграційний в умовах проведених досліджень відбувається зниження початкової швидкості снаряду на 4–5 %. При цьому, зменшення кінетичної енергії пострілу відбувається на 9–10 %. Це підтверджує переваги застосування детонаційного режиму зго-

рання у горючих газових системах метання.

Література 1. Гребонос В.В. Тенденції розвитку самохідних дульнозарядних мінометних систем / В.В. Гребонос, О.В. Князський, О.Ф. Полегенько // — Збірник нау-кових праць ЦНДІ ОВТ ЗСУ. — К.: ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2013. — №1 (48). — С 94-103. 2. Третьяков Г.М., Сиротинский В.Ф., Шехтер Б.И. Курс Артиллерии Том 2 — Оборонная промышленность , 1952. — 484 с. 3. Хілько Ю. В. Детонаційні системи. Область застосування та проблеми реалізації / К. В. Коритченко, О. В. Серпухов, О. В. Галак, Ю. В. Хілько // Збірник матеріалів науково-технічної конференції ЦНДІ ОВТ ЗСУ "Проблемні питання розвитку озброєння та військової техніки Збройних Сил України". — К.: ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2012. — С.67.4. Хилько Ю.В. Численное моделирование внутрибаллистических процессов в газодетонационной установке метания тушащих веществ / А. В. Сакун, Ю. В. Хилько, К. В. Корытченко // Проблемы пожарной безопасности. - 2014. - Вып. 36. - С. 208-217.

Bibliography (transliterated) 1. Grebonos V.V. Tendenciï rozvitku samohidnih dul'nozaryadnih minometnih sistem / V.V. Grebonos, O.V. Knyazs'kij, O.F. Polegen'ko // – Zbirnik nau-kovih prac' CNDI OVT ZSU. – K.: CNDI OVT ZSU, 2013. – №1 (48). – S 94-103. 2. Tret'yakov G.M., Sirotinskij V.F., SHekhter B.I. Kurs Artillerii Tom 2 — Oboronnaya promyshlennost', 1952. — 484 c. 3. Hil'ko YU. V. Detonacijni sistemi. Oblast' zastosuvannya ta problemi realizaciï / K. V. Koritchenko, O. V. Serpuhov, O. V. Galak, YU. V. Hil'ko // Zbirnik materialiv naukovo-tekhnichnoï konferenciï CNDI OVT ZSU "Problemni pitannya rozvitku ozbrocnnya ta vijs'kovoï tekhniki Zbrojnih Sil Ukraïni". – K.: CNDI OVT ZSU, 2012. – S.67.4. Hil'ko YU.V. CHislennoe modelirovanie vnutriballisticheskih processov v gazodetonacionnoj ustanovke metaniya tushashchih veshchestv / A. V. Sakun, YU. V. Hil'ko, K. V. Korytchenko // Problemy pozharnoj bezopasnosti. - 2014. - Vyp. 36. - S. 208-217.

Сакун А.В.; Хилько Ю.В.; Корытченко К.В., Белоусов И.А., Ісаков А.В. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ МЕТАНИЯ ГАЗО-ДЕТОНАЦИОННЫМ ЗАРЯДОМ

В статье представлены результаты экспериментальной проверки возможности практической реализации системы метания газо-детонационным зарядом. Исследовано изменение светимости выстрела при изменении режима сгорания заряда с дефлаграционного на детонационный, влияние начального давления на коэффициент полезного действия выстрела.

Sakun O.V., Hilko Yu.V., Korytchenko K.V., Belousov I.O., Isakov O.V. EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF MORTAR WITH GAZO-DETONATION CHARGE

The results of experimental verification of possibility of practical realization of the mortar with a gas-detonation charge are presented in the article. Dependence of the lighting of mortar shots on the mode of combustion (deflagration or detonation) was obtained. The influence of initial pressure of the gas-detonation charge on the efficiency of shot was investigated.

Технологія машинобудування

УДК 628.955:678:66.018.86

Геворкян Э.С., д-р техн.; Лавриненко С.Н., д-р техн. наук; Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Ярмак Н.С., канд. техн. наук

НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ НАНОПОРОШКОВ ДИОКСИДА ЦИРКОНИЯ

Введение

В настоящее время проводятся исследования в области создания керамических композиционных материалов на основе тугоплавких соединений с целью получения наноструктурных материалов с высокой механической прочностью (прочность на изгиб, трещиностойкость), твердостью, теплостойкостью и термопрочностью. Особо интересной, не уступающей по прочностным характеристикам конструкционным сплавам, является трансформационно-упрочненная керамика. Широко известным в этой области керамическим материалом является керамика на основе частично стабилизированного диоксида циркония. ЧСДЦ-керамика обладает высокой прочность и вязкостью разрушения, что обусловлено эффектом трансформационного упрочнения. А учитывая то, что Украина обладает наиболее крупными сырьевыми запасами баделлеита (после Австралии и ЮАР) и востребованность циркониевой керамики в разных областях (техника, теплоэнергетика, медицина), то можно прогнозировать дальнейшие перспективы этих материалов.

Особого внимания заслуживают композиты на основе состава ZrO_2/Al_2O_3 , показывающие повышение прочности и ударной вязкости по сравнению с моноциркониевой или монокорундовой керамикой. Хорошо известно, что Al_2O_3 имеет низкую растворимость в решетке ZrO_2 (рис.1) при высоких температурах. Поэтому при спекании такой композиции создаются условия для подавления роста зерен обоих компонентов, что создает условия для производства нанопорошков.

Перспективный керамический материал конструкционного и инструментального назначения может использоваться при изготовлении лопаток турбин, узлов трения, насосов, элементов запорной арматуры, форсунок распылительных камер, фильер для протяжки проволоки, режущего инструмента. Также керамика на основе ZrO2 находит успешное применение в биомедицине для изготовления имплантантов.

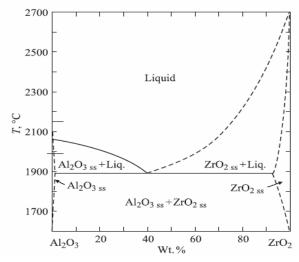


Рис. 1. Равновесная фазовая диаграмма системы $ZrO_2 - Al_2O_3[1]$

© Э.С.Геворкян, 2015

На сегодняшний день нанопорошки, полученные плазмохимическим методом являются наиболее перспективными в применении, так как данный способ дает возможность получения особо чистых веществ [1-8]. Но в то же время, исследование структурообразования, фазового состава плазмохимических порошков с низкой взаиморастворимостью, являются малоизученными и не имеют систематизированного характера.

Методика эксперимента и подготовка образцов

В работе использовали нанопорошки ZrO_2 , частично стабилизированного 5mol% Y2O3 с размером зерен 90нм и α -Al2O3 с размером зерен 40 нм производства компании NANOE (Франция) и нанопорошки диоксида циркония с размером частиц 19 нм, полученные по технологии, разработанной в ДонФТИ НАНУ.

Смешивание проводили в планетарной мельнице в среде изопропилового спирта в течении 2 ч.

При помощи установки горячего прессования с прямым пропусканием тока проводили спекание нанопорошков при давлении 40МПа и выдержке в течении 2 мин при разных температурах. Дальнейшие исследования проводили на сформованных образцах – таблетках диаметром 20 мм и высотой 4 мм.

Дифференциально-термический анализ выполнен на дериватографе системы Паулик - Паулик - Эрдеи с линейной скоростью нагрева 10° /мин, в результате чего были получены кривые ДТА, ДТГ, ТГ и Т.

Фазовый состав исследуемых образцов определяли методом рентгенофазового анализа на рентгеновском дифрактометре ДРОН-3М (CuK_{α} -излучение). Идентификация порошковых рентгенограмм проводилась на базе картотеки Международного центра дифракционных данных (JCPDS-ICDD).

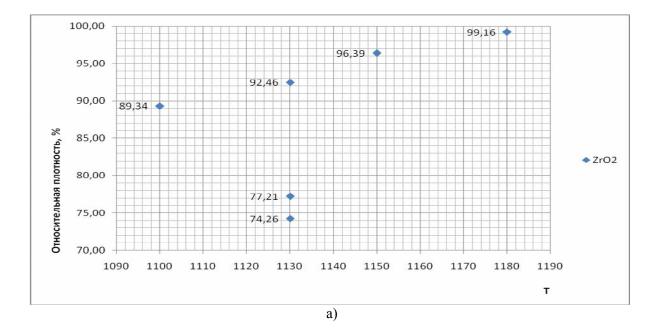
АСМ-сканирование проводили полуконтактным методом на воздухе в двух режимах: при постоянной амплитуде (топография) и в режиме фазового контраста. Снимались кадры размером 1x1мкм, 2,5x2,5 мкм и 5x5 мкм.

Результаты и их обсуждение

Результаты горячего вакуумного прессования порошков ZrO_2 и составов с различным содержанием Al_2O_3 представлены на рис.2:

Плотность образцов из ZrO_2 с ростом температуры увеличивается в интервале 89...100%. Особый интерес представляют образцы с наименьшими показателями относительной плотности (77,21 и 74,26%), полученные при температуре 1130° С. Частицы данного порошка (П1) практически монодисперсные, ассоциированные в рыхлые агрегаты с низкой прочностью межчастичной связи, а топология частиц имеет несфероидизированный характер (рис.3), что также может свидетельствовать об анизотропии свойств полученного материала.

Также, на значительное снижение плотности этих образцов может оказывать влияние малый (19 нм), в сравнении с гранулированным (90 нм) – П2, размер частиц исходного порошка. Это возможно объяснить следующим образом: на поверхности кристаллитов велика концентрация ненасыщенных химических связей, которые насыщаются при контакте частиц и обуславливают высокие адгезионные межчастичные силы. Поэтому для ультрадисперсных порошков адгезионные силы достигают больших величин, что обуславливает их сильную агломерацию.[2] При этом агломераты достигают 0,6...1 мкм, о чем свидетельствуют данные электронно-микроскопических снимков (рис.3, рис.4).



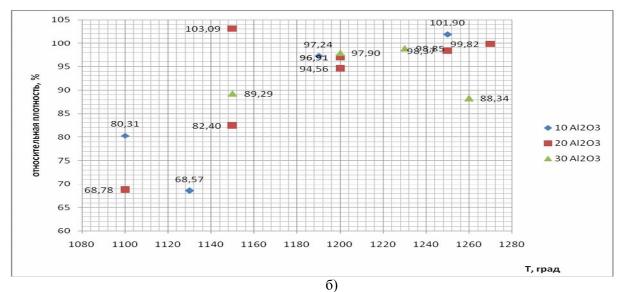


Рис. 2. Зависимость относительной плотности образцов на основе ZrO_2 (a) и ZrO_2/Al_2O_3 (б)

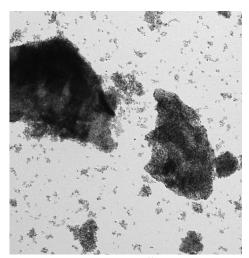


Рис. 3. Электронно-микроскопический снимок порошка $ZrO_2 - (\Pi 1)$ Mexanika та машинобудування, 2015, N2 I

Технологія машинобудування

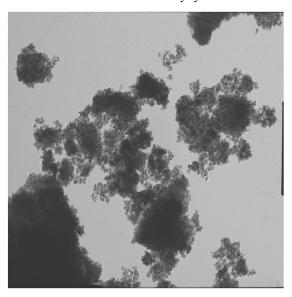
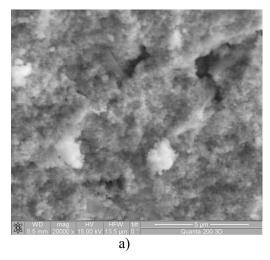


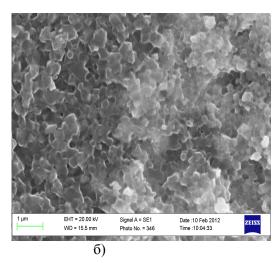
Рис. 4. Электронно-микроскопический снимок порошка $ZrO_2 - (\Pi 2)$

Следовательно, ультрадисперсный порошок состоит из сильно агломерированных нанокристаллических частиц. Указанные факторы приводят к низкой эффективности прессования ультрадисперсных порошков. В связи с этим пористость составов на основе П1выше, чем пористость состава на основе гранулированного порошка П2 со средним размером кристаллитов 90 нм при одинаковых условиях прессования. Кроме того, стоит отметить, что зерна в П2 в процессе компактирования росли с меньшей интенсивностью и в конечном образце составили ~ 230 мкм, что в свою очередь позволило достигнуть почти теоретической плотности при високих скоростях нагрева (200°С/мин), когда уплотнение преобладает над коалесценцией во всем температурном интервале, и рост пор подавлен.

Однако, наличие крупных пор в компактах свидетельствует о содержании небольшого количества пустотелых сфероидов в исходном порошке. Кроме того, локальный рост размеров пор в диоксиде циркония может являться следствием зонального отделения усадки и явлением «коркового» спекания [3] в результате температурного градиента между поверхностью и сердцевиной образца по причине низкой теплопроводности ZrO_2 (2 $Br/m\cdot K^{-1}$).

В целом, изотропная гранулярная структура порошков, с изначально изодиаметрическими частицами — $\Pi 2$, позволяет получить образец с субмикронным размером зерна (рис.5).





Механіка та машинобудування, 2015, № 1

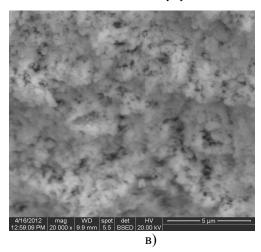


Рис. 5. Микроструктура образцов ZrO_2 (a) ($\Pi 2$), ZrO_2 -10% Al_2O_3 (б), ZrO_2 (в) ($\Pi 1$)

Больший радиус поры (до 320 мкм) относительно размера зерна (240 мкм) определяет диффузионно-вязкое течение как механизм переноса массы.[4]

Частицы порошка $\Pi1$ отличаются легкой слипаемостью и, в отличие от сфероидизированных, имеют низкую текучесть. Вследствие этого из материала полностью не вытеснялся воздух и, взаимодействуя с углеродом графитовой пресс-формы, образовывался CO, что проявлялось характерным запахом органических примесей в извлеченном образце, которые в свою очередь влияли на потери порошка, выгорая в процессе спекания. В связи с этим при дозировке порошка вводился коэффициент, учитывающий потери порошка при спекании K_2 =1,01.

Повышение плотности и равномерное распределение пористости достигается при приложенном давлении и такой температуре спекания, когда процесс интенсивной рекристаллизации еще не начался. Обычное спекание при температуре 1500° С и времени выдержки 1 час образцов ZrO_2 и ZrO_2 -20% Al_2O_3 с исходным размером частиц 120 нм и 40 нм, соответственно, позволило получить материал с относительной плотностью 81% (ZrO_2) и 86% (ZrO_2 -20% Al_2O_3). Но при этом наблюдался значительный рост зерен до 580 нм, а отдельные зерна объединились в агломераты размером до 950 нм (рис.6). Кроме того, спекание сопровождалось значительной усадкой образца, что характеризуется уменьшением объема на 40% от объёма предварительно спрессованного компакта.

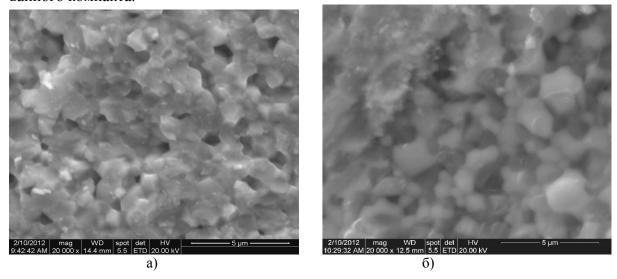


Рис. 6. Микроструктура образцов ZrO_2 (a), ZrO_2 -20% Al_2O_3 (б) *Механіка та машинобудування*, 2015, № 1

Взаимосвязь масштаба структуры, режимов спекания, плотности полученных керамик отражается в следующем. Приложение давления (Р=40МПа) на начальной стадии спекания обеспечивает высокую стартовую плотность образца, что позволяет снизить Т выдержки до 1200°С, которая является достаточной для получения зерен размером ниже 250 нм. Соответственно керамика, полученная при недостаточном начальном давление характеризуется большими размерами зерен. Согласно АСМ-данным для всех режимов электроконсолидации, скол в компактах проходит по границам зерен (агломератов) с наличием характерных межзеренных и межсубзеренных фасеток с ручьистым узором, что свидетельствует о нестабильности границ.[6]

На образцах ZrO_2 и ZrO_2 -20% Al_2O_3 проводили дифференциально-термический анализ. Учитывая то, что данное исследование позволило испытать образцы лишь до температуры 1000 °C, то выявленные эндо и экзоэффекты не дают возможности судить о каких-либо высокотемпературных фазовых превращениях ZrO_2 и Al_2O_3 , а только лишь о процессах кристаллизации. Обе дериватограммы отображают эндо- и экзотермические пики практически в одном интервале, за исключением дополнительного экзоэффекта на дериватограмме порошка $ZrO_2(Y)$ на уровне 640°C.

Выводы:

- совокупность экспериментальных наблюдений позволяет сделать вывод, что
 поведение поликристаллического тела при спекании определяется не столько
 свойствами отдельных частиц, сколько свойствами агрегатов, и прочность связей между частицами порошка оказывает значительное влияние на процесс спекания и на конечные свойства керамики;
- методом электроконсолидации реализовано получение объемных образцов субмикронной керамики составов ZrO_2 n мас.% Al_2O_3 (n=10, 20, 30) с плотностью до 99% от теоретической и масштабом микроструктуры порядка 270 нм. Большинство образцов характеризуется гетерогенной структурой, а добавки метастабильных нанопорошков Al_2O_3 вызывают сдвиг начала усадки тетрагонального YSZ к высоким температурам, оказывают влияния на снижение размера зерна тетрагонального YSZ до 170-200 нм.
- в зависимости от величины начального давления и соответственно стартовой плотности, а также скорости и равномерности нагрева объясняются разные значения относительной плотности полученных образцов одинакового состава при одинаковой температуре.

Литература: 1. А.М. Apl. Science ceramics. V. 3 / Ed. G.H. Stewart. Academic Press, London (1967). 339 р. 2. Гусев А.И., Ремпель А.А. Нанокристаллические материалы. — М.: Физматлит, 2001. — 223 с. 3. Гегузин Я.Е.Физика спекания. — Москва:Наука, 1984, — 312с. 4. П.С.Кислый. Физико-химические основы получения тугоплавких сверхтвердых материалов. — К.: Наукова думка,1986. — 207с. 5. Moffitt C.E., Chen B., Wieliczka D.M., Kruger M.B. XPS comparison between nanocrystalline g-alumina and a new high pressure polymorph. Solid State Communications,2000, v. 116, p. 631 — 636. 6. Карбань О.В., Канунникова О.М., Саламатов Е.И., Хазанов Е.Н., Леесмент С.И. Применение современных методов исследования для изучения оксидных нанокерамик // Химическая физика и мезоскопия. — Том 11, № 4. — 2009. — С.499. 7. Рентгеновское и калориметрическое исследование порошковых нанокристаллических систем на основе ZrO2(Y) со Mexahika та машинобудування, 2015, № 1

вторым нерастворимым компонентом. П.В.Королев, A.В.Князев // Физика твердого тела, 2012, т.54, вып.2 — C.252. **8.** Hosemann R. Die paracristalline Feinstructur natürlicher und synthetischer Eiweisse. //ActaCrystallogr.—1951.—V.4.—P.520—530.

Bibliography (transliterated): 1. A.M. Apl. Science ceramics. V. 3 / Ed. G.H. Stewart. Academic Press, London (1967). 339 p. 2. Gusev A.I., Rempel' A.A. Nanokristallicheskie materialy. – M.: Fizmatlit, 2001. – 223 s. 3. Geguzin YA.E.Fizika spekaniya. – Moskva:Nauka, 1984, – 312s. 4. P.S.Kislyj. Fiziko-himicheskie osnovy polucheniya tugoplavkih sverhtverdyh materialov. – K.: Naukova dumka, 1986. – 207s. 5. Moffitt C.E., Chen B., Wieliczka D.M., Kruger M.B. XPS comparison between nanocrystalline g-alumina and a new high pressure polymorph. Solid State Communications, 2000, v. 116, p. 631 – 636. 6. Karban' O.V., Kanunnikova O.M., Salamatov E.I., Hazanov E.N., Leesment S.I. Primenenie sovremennyh metodov issledovaniya dlya izucheniya oksidnyh nanokeramik // Himicheskaya fizika i mezoskopiya. – Tom 11, № 4. – 2009. – S.499. 7. Rentgenovskoe i kalorimetricheskoe issledovanie poroshkovyh nanokristallicheskih sistem na osnove ZrO2(Y) so vtorym nerastvorimym komponentom. P.V.Korolev, A.V.Knyazev // Fizika tverdogo tela, 2012, t.54, vyp.2 – S.252. 8. Hosemann R. Die paracristalline Feinstructur natürlicher und synthetischer Eiweisse. //ActaCrystallogr.–1951.–V.4.–P.520–530.

Геворкян Е.С., Лавриненко С.Н., Волонцевич Д.О., Ярмак Н.С. НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ НАНО-ПОРОШКОВ ДИОКСИДА ЦИРКОНИЯ

В работе описаны результаты экспериментальных исследований поведения поликристаллического тела при спекании. При использовании метода электроконсолидации для субмикронной керамики составов ZrO_2 – Al_2O_3 установлены закономерности влияния начального давления, стартовой плотности, скорости и равномерности нагрева на плотности полученных образцов и уменьшение размера зерна.

Геворкян Е.С., Лавриненко С.М., Волонцевич Д.О., Ярмак М.С. НОВЕ ПОКОЛІННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ОСНОВІ НАНОПОРО-ІІІКІВ ДІОКСИДУ ЦИРКОНІЮ

У роботі описані результати експериментальних досліджень поведінки полікристалічного тіла при спіканні. При використанні методу електроконсолідації для субмікронної кераміки складу ZrO_2 – Al_2O_3 встановлено закономірності впливу початкового тиску, стартової щільності, швидкості і рівномірності нагрівання на щільності отриманих зразків та зменшення розміру зерна.

Gevorkyan E.S., Lavrinenko S.N., Volontsevich D.O., Yarmak N.S.

NEW GENERATION FUNCTIONAL MATERIALS BASED ON ZIRCONIUM DIOXIDE

NANOPOWDERS

The paper describes the results of experimental studies of polycrystalline body behavior during sintering. When using of electric consolidation method for the sub-micron ceramic compositions from ZrO₂–Al₂O₃ were obtained patterns of initial pressure, starting density, speed, and heating uniformity influence on density of obtained samples and decreasing of grain size.

УДК 621.43:62-192

Марченко А.П., д-р техн. наук; Кравченко С.А., канд. техн. наук; Ткачук Н.А., д-р техн. наук; Белоусов Е.В., канд. техн. наук; Шпаковский В.В., д-р техн. наук

ПРИМЕНЕНИЕ КОМБИНИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ УПРОЧ-НЕНИЯ ТРУЩИХСЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕН-НЕГО СГОРАНИЯ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИХ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

Введение. В Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ») и в ГП «Завод им. В.А. Малышева» (ГП «ЗиМ») совместно со специалистами других научных учреждений продолжают заниматься совершенствованием технологий упрочнения трущихся поверхностей двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Применение и адаптация к условиям производства новых технологий, которые ранее предприятием не применялись при изготовлении двигателей, позволило не только снизить энергетические затраты производства деталей, но и дало возможность существенно повысить их качество и ресурс.

Среди ДВС в наиболее тяжелых условиях эксплуатируются, например, тепловозные и судовые двигатели. В частности, для тепловозных двигателей характерны частые смены режимов работы, длительные периоды работы на холостом ходу, быстрые наборы мощности от малых нагрузок до максимальных и наоборот. Все это ведет к повышенным износам высоконагруженных трущихся пар, что существенно снижает надежность работы двигателя в целом [1].

В свою очередь, актуальность повышения ресурса трущихся пар для судовой техники связана со значительным ростом перевозок грузов морским транспортом. Современное судно одновременно может перевозить грузы, стоимость которых исчисляется десятками, а иногда и сотнями миллионов долларов. В тоже время основная масса современных судов имеет движительную установку с одним главным двигателем, выход которого из строя значительно, если не фатально, снижает безопасность судоходства. Вопросам повышения износостойкости трущихся пар посвящено много исследований, в которых подробно рассмотрены причины увеличенных износов, возникновения

задиров и даны рекомендации по повышению задиростойкости высоконагруженных пар трения [2, 3].

Постановка задачи. При конструировании деталей поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма специалистами НТУ «ХПИ» и ГП «ЗиМ» были использованы результаты разработанных технологий, которые прошли испытания не только на экспериментальных стендах, но и на развернутых двигателях украчиского и зарубежного производства. Так, технология нанесения корундового слоя на рабочей поверхности поршней, изготовленных из алюминиевого сплава АЛ25, позволила существенно увеличить их износостойкость. На рис. 1 изображена боковая поверхность поршня двигателя K6S310DK, преобразованная гальвано-плазменным методом. Эксплуатационные испытателя стальна в поразованная в поразо



Рис.1. Боковая поверхность поршня K6S310DK преобразованная гальвано-плазменным методом [2]

ния поршней проводились в локомотивном депо Харьков-Сортировочный.

За период эксплуатации с марта 1993 года по декабрь 2012 г. на маневровых тепловозах ЧМЭ-3 максимальная интенсивность износа гильз цилиндров при работе с серийными поршнями составила 0,078 мм в год, а среднегодовая за 5-7 лет эксплуатации — 0,043. При этом максимальная интенсивность износа гильз цилиндров при работе с поршнями с корундовым слоем — в среднем в 7 раз ниже. Это позволило существенно увеличить межремонтные сроки. Ориентировочный годовой экономический эффект от применения поршней с корундовым слоем на один тепловоз составил 250 тыс. грн. [2].

На двигателях, выпускаемых ГП «ЗиМ», устанавливаются вкладыши, изготовленные из сталеалюминиевых сплавов, которые обладают достаточно высокой прочностью, хорошо сопротивляются коррозионно-усталостным повреждениям, износу, экологичны в производстве и эксплуатации, сравнительно дешевы и, имея малый удельный вес, требуют небольшого расхода металла [3].

С целью повышения надежности работы вкладышей на алюминиевую поверхность сталеалюминиевого вкладыше был нанесен корундовый слой. Результаты этих исследований были доложены на конференциях и опубликованы в технических журналах [4]. Это позволило несколько снизить коэффициент трения и повысить надежность работы пары в условиях граничной смазки, что довольно существенно в период заводской обкатки двигателей.

Целью исследования является обоснование применения комбинированных технологий и исследование полученных результатов их применения, а также разработка математических моделей взаимодействия высоконагруженных трущихся поверхностей.

В соответствии с поставленной целью решались следующие задачи:

- численное исследование и первичный анализ процессов контактного взаимодействия упрочненных деталей кривошипно-шатунного механизма, трения и износа в их сопряжении, а также разработка рекомендаций по обоснованию технологических режимов обработки поверхностных слоев деталей с целью повышения трибомеханических характеристик высоконагруженных трущихся поверхностей;
- проведение испытаний образцов, изготовленных из материала поршня, вкладыша и коленчатого вала, которые были изготовлены с применением разработанных технологий;
 - экспериментальная оценка повышения износостойкости исследуемых образцов;
- разработка на основе результатов проведенных исследований рекомендаций по применению технологий дискретного упрочнения и гальвано-плазменного преобразования трущихся поверхностей высоконагруженных пар для дальнейшего применения в производстве двигателей, как альтернативных наиболее распространенным стандартным технологиям нормализации, закалки ТВЧ, азотирования и др.

Решение поставленных задач даст возможность существенно увеличить надежность работы деталей поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма.

Предлагаемая технология. Технологии дискретного упрочнения чугунных и



Рис. 2. Упрочнённая поверхность шейки чугунного коленчатого вала

гальваноплазменного преобразования алюминиевых высоконагруженных трущихся поверхностей деталей поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма при существенном повышении твердости приповерхностного слоя не оказывает влияния на пластичность сердцевины. Вид упрочнённой поверхности шейки чугунного коленчатого вала изображён на рис. 2

Суть технологии дискретного уп-

рочнения чугунных деталей состоит в том, что на ее поверхность электроискровым способом с электрода, выполненного из легирующего материала, на катод (поверхность детали) переносятся легирующие частицы в виде островков или линий всевозможной конфигурации, которые при попадании на поверхность быстро остывают, что приводит к появлению каверн (углублений) [5, 6]. В дальнейшем при шлифовании детали имеющиеся макро- и микродефекты удаляются, что исключает возможность появления концентраторов напряжений и улучшает качество поверхности.

Технология гальваноплазменного преобразования поверхности основана на технологии микродугового оксидирования и применяется при преобразовании поверхности деталей, изготовленных из алюминиевых сплавов. Обработка деталей (образцов) осуществлялась на исследовательской установке «Корунд - 7», усовершенствованной в HTУ «ХПИ» [7]. Процесс обработки осуществлялся в ваннах в щелочном электролите при рабочем напряжении $1000-1200~\rm B$ при плотности тока до $1\cdot 10A/m^2$. Технология гальваноплазменной обработки отличается от известных методов микродугового оксидирования электрофизическими параметрами процесса. На алюминиевой поверхности детали образуется слой из AL_2O_3 , имеющий высокую твердость и пористую структуру [8]. После гальванического процесса поверхность полируется, что существенно улучшает ее качество.

На данное время отсутствуют исследования контактно-фрикционного взаимодействия в сопряжениях, содержащих, с одной стороны, детали рабочие поверхности которых, обработаны по технологии дискретного упрочнения, а с другой, - обработанные по технологии гальваноплазменного преобразования поверхности («корундирование»). Это приводит к необходимости решения нескольких новых актуальных и важных задач. В частности, это – численное исследование напряженнодеформированного состояния в зоне контактного сопряжения таких деталей, анализ износа и потери на трение. Ниже представлены результаты данных исследований.

Численные исследования. При численном исследовании напряженно-деформированного состояния получаемой

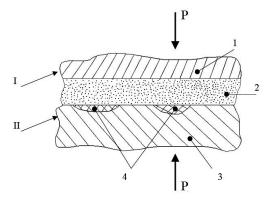


Рис. 3. Схема контактного взаимодействия деталей:

I — деталь из сплава АКЧ (1), упрочненная путем гальвано-плазменного преобразования поверхности с образованием корундового слоя (2), II — деталь (основной материал — сталь, чугун (3)), обработанная методом дискретного упрочнения (ДУЗ — дискретно-упрочненная зона (4))

системы деталей, обработанных методами дискретного упрочнения и корундирования, использовался подход и математическая модель, предложенные в статье [9]. На этой основе для механической системы, представленной на рис. 3, разработана конечно-элементная модель, содержащая представительный объем (рис. 4). Данный объем (ячейка) дает возможность на микроуровне промоделировать напряженно-деформированное состояние взаимодействующих тел, распределение контактных давлений, оценить трение и износ в сопряжении деталей, переведя исследования на реальный макромасштаб.

При задании механических свойств корундового слоя учитывалось влияние двух факторов: микрогеометрии выступов-впадин на поверхности слоя и его пористость. В зависимости от режимов технологического процесса эти величины могут изменяться в достаточно широких пределах. Для расчетных исследований используемые материалы

имели модули упругости $E_2=3,45\cdot 10^{11}$ Па, остальные материалы имели свойства $E_1=7\cdot 10^{10}$ Па, $E_3=2,1\cdot 10^{11}$ Па (высоколегированная сталь). $E_4=1,1\cdot 10^{11}$ Па (чугун), жесткое основание – моделировалось как жесткое закрепление.

На рис. 5 представлена геометрическая и конечноэлементная модели представительной ячейки механической системы, а также геометрическая модель с приложенными внешними нагрузками. При этом на вертикальные стенки модели накладывались условия симметрии таким образом, чтобы геометрическая модель представляла собой некоторую внутреннюю часть общей модели. Конечно-элементная модель насчитывала 200 тыс. гексагональных элементов. Прикладываемая нагрузка — 100 МПа.

Из анализа представленных данных видно, что в области дискретно упрочненніх зон (ДУЗ) (см. рис. 3) наблюдается более высокий уровень контактных давлений, чем в области контактирования с основным мате-

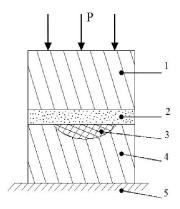


Рис. 4. Схема модели представительной ячейки механической системы:

1- АКЧ, 2- слой Al_2O_3 , 3- ДУЗ, 4- основной материал, 5- основа (жесткое основание)

риалом детали II. Соответственно, если в паре «корундовый слой — сталь» коэффициент трения ниже, чем в паре «корундовый слой — основной материал детали II «, то при их взаимном движении возникает два эффекта. Первый связан с уменьшением суммарной величины трения в сопряжении деталей I и II (оценочно — в 1,2-1,8 раза). Второй определяет понижение износа, что объясняется более низкой интенсивностью износа высоколегированной стали по сравнению с чугуном. Ниже на рис. 6 представлены эквивалентные напряжения и контактные давления в рассматриваемой области контактного взаимодействия элементов системы.

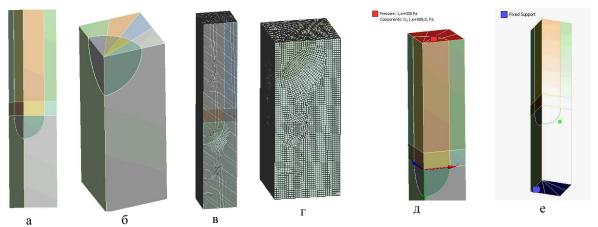


Рис. 5. Геометрическая и конечно-элементная модели, внешние нагрузки: прикладываемое давление и закрепление:

а — полная геометрическая модель; б — нижняя часть модели (ДУЗ и основной материал); в — конечно-элементная модель; г — конечно-элементная модель нижней части (ДУЗ и основной материал); д — прикладываемое давление; е — условие закрепления

Еще одним важным обстоятельством является механизм обеспечения устойчивого благоприятного комплексного эффекта от взаимодействия факторов «распределение контактного давления» — «трение» — «износ». В традиционных технологиях данная линейная последовательность факторов находится в «положительной» обратной связи: наличие значительных контактных давлений в сопряжении взаимно движущихся дета-

лей приводит к касательным силам трения, которые вызывают износ; при износе растут нагрузки, что, в свою очередь, приводит к росту контактных давлений и т.д. В результате получаем циклически прогрессирующий процесс по «спирали» P (рис. 7, a), который удаляется от номинального (исходного цикла) в процессе эксплуатации.

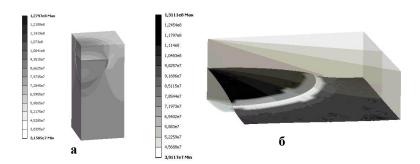


Рис. 6. Эквивалентные напряжения по Мизесу и контактные давления: а – эквивалентные напряжения (слой Al_2O_3 , ДУЗ, основной материал); б – контактные давления (в масштабе, с 1500 кратным увеличением степени деформирования)

В противовес этой тенденции для предложенной технологии реализуется также иная, конкурирующая тенденция (см. рис. 7, б). В этом случае действие усилий трения вызывает рост износа основного материала 4 (см. рис. 4) по сравнению с износом материала ДУЗ 3. При этом материал корундового слоя 2 при достижении приработочного предела в дальнейшем изнашивается слабо. В этих условиях происходит перераспределение контактных давлений преимущественно на область ДУЗ, общая сила трения растет медленнее, сила трения в зоне сопряжения с основным материалом уменьшается, что приводит к уменьшению его износа. Таким образом, реализуется сценарий «отрицательной» обратной связи, и развитие процессов идет по линии S (см. рис. 7), которая удаляется от линии N медленнее, чем P. В определенных условиях это может приводить к превращению S в практически стабильную окружность, что означает реализацию установившихся процессов «контактное взаимодействие-трение-износ» (см. рис. 7).

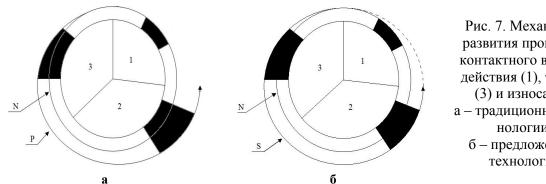


Рис. 7. Механизмы развития процессов контактного взаимодействия (1), трения (3) и износа (2): а – традиционные технологии,

б – предложенная технология

Естественно, что в реальных условиях действительные процессы сочетают тенденции A и B (см. рис. 7). Однако важен сам механизм стабилизации B, поскольку он характеризует тенденцию к установившемуся самоповторению исследованных процессов, а не их интенсификации (что характерно для традиционных процессов обработки поверхностных слоев материалов деталей поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателей).

Первичные оценки материалов полученных результатов дают первичные рекомендации относительно выбора параметров технологического процесса: относительная площадь ДУЗ -65-75%, толщина корундового слоя -0.03 мм; пористость -10-20 %. Эти оценки предполагается уточнить в ходе дальнейших исследований.

Выводы. Численное моделирование процессов контактного взаимодействия, трения и износа продемонстрировало наличие механизма их стабилизации в системе сопряженных деталей, обработанных методами дискретного упрочнения и корундирования.

Применение пары трения – сталеалюминиевые вкладыши из AMO1-20 с корундовым слоем и коленчатый вал, изготовленный из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, поверхности коренных и шатунных шеек которого упрочнены методом дискретного упрочнения, существенно повышают стойкость пары к задирообразованию.

Введение диспергированной добавки оксида магния в модифицированный приповерхностный слой вкладыша AMO1-20 приводит к снижению коэффициента трения при граничной смазке во всем исследованном диапазоне нагрузок, что может быть связано с улучшением процессов микроприработки рабочей поверхности шеек коленчатого вала с образованием на их поверхности аморфизированного слоя.

Существенным преимуществом разработанных технологий является то, что они достаточно легко применимы как при производстве новой техники, так и при ремонте уже существующих машин и агрегатов, находящихся в эксплуатации. Учитывая, что тепловозный парк и флот украинских компаний практически не обновлялся на протяжении последних десятилетий, вопросы качественного ремонта с использованием новых технологий, которые позволят значительно продлить ресурс энергетического оборудования, могут заинтересовать машиностроительные и отраслевые ремонтные заводы. Особенно это важно в свете того, что начальные затраты на приобретение и создание оборудования относительно небольшие.

Результаты проведенных численных исследований и экспериментальных испытаний свидетельствуют о целесообразности применения гальваноплазменной обработки сталеалюминиевых вкладышей в паре с чугунным коленчатым валом, шейки которого упрочнены методом дискретного упрочнения. Следующий этап исследований – экспериментальные исследования на лабораторных образцах.

Литература: 1. Исследование и доводка тепловозных двигателей / Синенко Н.П., Гринсберг Ф.Г., Половинкин И.Д. [и др.]. — М.: Машиностроение, 1975. — 184 с. 2. Шпаковский В. В.Внедрение поршней с корундовым слоем при ремонте дизелей тепловозов ЧМЭ-3 / В. В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. - № 12. – С.112– 115. 3. Буше Н.А. Трение, износ и усталость в машинах (транспортная техника)/ Буше Н.А. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с. 4. Шпаковский В. В. Снижение коэффициента трения коленчатый вал - вкладыш двигателей магистральных тепловозов применением дискретного упрочнения и гальваноплазменной обработки / В. В. Шпаковский, С. А. Кравченко, А. К. Олейник // Двигатели внутреннего сгорания. -2013. -№ 1 - C. 98-101. 5. Научное обоснование параметров дискретного упрочнения высоконагруженных деталей транспортных энергетических установок / И. В. Парсаданов, С. А. Кравченко, Н. А. Ткачук [и др.]. // Наук. Вісник Херсонської держ. морської ак-ії. –2012. – №1 (6). –С. 298-310. 6. Тартаковский Э.Д. Анализ эффективности существующих методов ремонта коленчатых валов дизеля 5Д49 / Э.Д. Тартаковский, В.Г. Гончаров, В.М. Сапожников // Зб. наук. пр. УДАЗТ . — Харків: УДАЗТ, — 2009. — Вип. №107. — С. 71—79. 7. http://web.kpi.kharkov.ua /diesel/549-2/. 8. Шпаковский В. В. Повышение ресурса и снижение расхода топлива ДВС путем применения частично-динамической теплоизоляции камеры сгорания. Учебн. пособие по курсу «Особенности эксплуатации и ремонта современных двигателей внутреннего сгорания». – Харьков: HTV «ХПИ», 2013. – 132 с. 9. Веретельник О.В. Контактное взаимодействие поршня с гальваноплазменной обработкой боковой поверхности со стенками цилиндра ДВС / О.В. Веретельник, Н.А. Ткачук, С.Ю. Белик // Вісник НТУ «ХПІ». — Харків : *HTY* «*XIII*», 2012. – № 22. – C. 32–39.

Bibliography (transliterated): 1. Issledovanie i dovodka teplovoznyh dvigatelej / Sinenko N.P., Grinsberg F.G., Polovinkin I.D. [i dr.]. – Moscow: Mashinostroenie, 1975. – 184 p. 2. Shpakovskij V.V.

Vnedrenie porshnej s korundovym sloem pri remonte dizelej teplovozov ChMJe-3 / V.V. Shpakovskij // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2013. - No 12. – P. 112–115. 3. Bushe N.A. Trenie, iznos i ustalosť v mashinah (transportnaja tehnika)/Bushe N.A. – Moscow: Transport, 1987. – 223 p. 4. Shpakovskij V.V. Snizhenie kojeffi-cienta trenija kolenchatyj val - vkladysh dvigatelej magistral'nyh teplovozov primeneniem diskretnogo uprochnenija i gal'vanoplazmennoj obrabotki / V.V. Shpakovskij, S.A. Kravchenko, A.K. Olejnik // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2013. – No 1 – P. 98-101. 5. Nauchnoe obosnovanie parametrov diskretnogo uprochnenija visokonagruzhennih detalej transportnih energeticheskih ustanovok / I.V. Parsadanov, S. A. Kravchenko, N. A. Tkachuk [i dr.]. // Nauk. Visnik Hersons'koï derzh. mors'koï ak-iï. –2012. – No1 (6). – P. 298-310. 6. Tartakovskij Je.D. Analiz jef-fektivnosti sushhestvujushhih metodov remonta kolenchatyh valov dizelja 5D49 / Je.D. Tartakovskij, V.G. Goncharov, V.M. Sapozhnikov // Zb. nauk. pr. UDAZT. – Kharkov: UDAZT, – 2009. – No 107. – P. 71–79. 7. http://web.kpi.kharkov.ua/diesel/549-2/. 8. Shpakovskij V. V. Povyshenie resursa i snizhenie rashoda topliva DVS putem primenenija chastichno-dinamicheskoj teploizoljacii kamery sgoranija. Uchebn. posobie po kursu «Osobennosti jekspluatacii i remonta sovremennyh dvigatelej vnutrennego sgoranija». – Kharkov: NTU «KhPI», 2013. – 132 p. 9. Veretel'nik O.V. Kontaktnoe vzaimodejstvie porshnja s gal'vanoplazmennoj obrabotkoj bokovoj poverhnosti so stenkami cilindra DVS / O.V. Veretel'nik, N.A. Tkachuk, S.Ju. Belik // Visnik NTU «HPI». – Kharkov: NTU «KhPI», 2012. – No 22. – P. 32–39.

Марченко А.П., Кравченко С.А., Ткачук Н.А., Белоусов Е.В., Шпаковский В.В. ПРИМЕНЕНИЕ КОМБИНИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ УПРОЧНЕНИЯ ТРУЩИХСЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИХ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

В работе предложен новый способ дискретно-континуального упрочнения деталей двигателей внутреннего сгорания. Определено напряженно-деформированное состояние упрочненных деталей с учетом контактного взаимодействия. Установлено, что при применении комбинированных технологий упрочнения обеспечивается рост прочности и износостойкости деталей двигателей внутреннего сгорания.

Марченко А.П., Кравченко С.О., Ткачук М.А., Бєлоусов Є.В., Шпаковський В.В. ЗАСТОСУВАННЯ КОМБІНОВАНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ І ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЇХ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ

У роботі запропоновано новий спосіб дискретно-континуального зміцнення деталей двигунів внутрішнього згоряння. Визначено напружено-деформований стан зміцнених деталей з урахуванням контактної взаємодії. Установлено, що при застосуванні комбінованих технологій зміцнення забезпечується зростання міцності та зносостійкості деталей двигунів внутрішнього згоряння.

Marchenko A.P., Kravchenko C.A., Tkachuk M.A., Belousov E.V., Shpakovskiy V.V. THE USE OF COMBINED STRENGTHENING TECHNOLOGIES OF FRICTION SURFACES OF COMBUSTION ENGINES AND NUMERICAL MODELING OF THEIR CONTACT INTERACTION

The paper presents a new method of discrete-continual strengthening of combustion engine's details. The stress-strain state of strengthened details is determined taking into account contact interaction. It is established that the application of combined strengthening technologies provides a growth of strength and durability of combustion engine's details.

К 70-летию доктора технических наук, профессора, академика Академии наук высшего образования Украины, Лауреата государственной премии Украины в области науки и техники, Заслуженного деятеля науки и техники Украины

АЛЕКСАНДРОВА Евгения Евгеньевича.



Так уж случилось, что именно в год своего семидесятилетия на пенсию вынужден был уйти профессор кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин Евгений Евгеньевич Александров. Этот уход не мог пройти незаметно, так как потеря в преподавательском составе человека такой квалификации, безусловно, скажется на любой самой именитой кафедре самого известного университета. Однако **Преподавателя** с большой буквы от просто хорошего преподавателя отличают не просто энциклопедические знания и ораторское искусство, а мудрость. Поэтому, занимаясь подготовкой кадров, Евгений Евгеньевич не просто готовил квалифицированные кадры для науки и производства, а целенаправленно воспитывал, в том числе, и свою смену.

Мне приятно осознавать себя в определенной степени учеником большого Мастера.

Евгений Евгеньевич Александров посвятил нашей кафедре 40 лет своей жизни и творческой работы. Из них 15 лет (с 1992 по 2007 год) он возглавлял кафедру, называвшуюся тогда кафедрой колесных и гусеничных машин. Если вспомнить, что это было за время, то стоит снять шляпу перед этим человеком. Ему удалось сохранить и преумножить зерна, заложенные основателями кафедры и научно-технической школы танкостроения Украины, профессором Аврамовым Виталием Прокофьевичем и главным конструктором и начальником Харьковского КБ машиностроения, Морозовым Александром Александровичем, а также сохранить квалифицированные кадры в столь тяжелый для науки, вузов и страны период.

Продолжая тему о кадрах высокой квалификации, следует отметить, что за 15 лет руководства кафедрой и за 10 лет руководства специализированным советом СРД 64.050.01 по защитам кандидатских и докторских диссертаций только из числа сотрудников кафедры после защиты докторских работ стали заведующими кафедр в ХПИ и других вузах: Писарев Валерий Петрович, Самородов Вадим Борисович, Ткачук Николай Анатольевич, Волонцевич Дмитрий Олегович и Никонов Олег Яковлевич. Я не знаю другой такой кафедры в ХПИ, воспитавшей за 15 лет пять докторов наук, заведующих кафедрами. Всего же через наш специализированный совет за это время прошло много очень известных людей. Среди них: начальник Управления оборонных отраслей промышленности Украины Э.В. Глущенко, Генеральный конструктор Украины по бронетанкостроению и артиллерийским системам, Герой Украины М.Д. Борисюк, Генеральный конструктор Украины по артиллерийскому и стрелковому вооружению А.Л. Комнацкий, Генеральный директор ГП «Завод имени Малышева» Г.Д. Гриценко, Генеральный директор НПО «Монолит» В.Н. Гриценко, директор АО «Автромат» А.Н. Куцин, ректор Харьковского национального автомобильно-дорожного университета А.Н. Туренко, первый проректор этого же университета Е.Н. Лысиков, заведующие кафедрами П.А. Качанов, К.И. Богатыренко, Е.М. Гецович и многие другие.

Учитывая научно-педагогические заслуги Евгения Евгеньевича, в 1994 году он избирается действительным членом в Академию наук высшего образования Украины (на тот момент Академию наук высшей школы Украины). За активную работу в сфере высшего образования и в Академии юбиляр в 1996 году был удостоен академической

«Награды Ярослава Мудрого», а с 2002 по 2007 год являлся академиком-секретарем и членом Президиума Академии, возглавляя отделение механики и машиностроения. В годы его работы в Академии при ХПИ на кафедре появилось предприятие НПКП «Механика», которое со временем преобразовалось в самостоятельную структуру, проводящую как научную, так и прикладную работу на коммерческой основе.

Для нормального функционирования специализированного совета СРД 64.050.01 по защитам кандидатских и докторских диссертаций, а также научной деятельности кафедры, нужно было свое печатное издание для публикации материалов научных исследований соискателей, аспирантов и докторантов, в том числе, и по закрытой тематике. И вот, усилиями юбиляра в 1996 году под эгидой министерства образования и науки Украины и Академии наук высшего образования Украины появляется Всеукраинский научно-технический журнал «Механика и машиностроение», который вскоре был внесен в перечень изданий ВАК Украины по техническим наукам. Естественно, что бессменным главным редактором этого издания вплоть до нынешнего года был профессор Александров Евгений Евгеньевич.

В учебном процессе Евгений Евгеньевич более всего опасался стать похожим на школьного учителя, который излагает исключительно известные истины и не может делиться с молодежью своими последними достижениями в науке. В любой сфере деятельности возникающие проблемы не ввергают его в уныние, а стимулируют активный поиск их решения. Когда стала падать популярность и престиж оборонной промышленности — на кафедре стали появляться новые специальности и специализации, позволяющие сохранить коллектив кафедры, а так же продолжить подготовку студентов и выпуск специалистов по базовой для кафедры специализации — «Военные гусеничные и колесные машины».

Так сейчас кафедра информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова кроме базовой специальности ведет подготовку еще по двум специализациям, специальностям и направлениям:

8.05070202 — Электрические системы и комплексы транспортных средств, специализация — «Электронные и микропроцессорные устройства», бакалаврат «Электромеханика»;

8.05010202 — Информационные технологии проектирования, специализация — «Компьютерное проектирование транспортных средств», бакалаврат «Компьютерные науки».

По жизни Евгений Евгеньевич всегда был и остается ярым приверженцем демократии. Этими же методами управления он всегда пользовался и при руководстве кафедрой. К сожалению, наши жизнь и работа зачастую связаны с выполнением, в том числе, и бессмысленных распоряжений. И теперь людям, привыкшим думать самостоятельно и «обсуждать» распоряжения начальства иногда приходится долго объяснять, что некоторые непринципиальные вопросы и распоряжения легче и дешевле выполнить, чем бороться за их отмену.

Да, приходится осознавать, что биография юбиляра уже стала фрагментом истории кафедры, факультета, университета, Харькова и Украины. Но это тот фрагмент истории, которым мы можем по праву гордиться и рассказывать молодежи, что мы работали рядом с великими и мудрыми людьми.

От имени всего коллектива кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова НТУ «ХПИ» хотелось бы пожелать уважаемому Евгенье Евгеньевичу Александрову крепкого здоровья, бодрости духа, осуществления желаний, которые откладывались «на потом» из-за непрерывной работы, любви и уважения детей, внуков и учеников!

Заведующий кафедрой информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин

Д.О. Волонцевич

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

Науково-технічний журнал "Механіка та машинобудування" відділення механіки та машинобудування Академії наук Вищої освіти України випускається з 1997 р. Періодичність випуску — 2 рази на рік. Перший номер — відкритий, розсилається авторам і організаціям обов'язкової розсилки, другий — закритий, розсилається згідно відомості розсилки. До опублікування приймаються статті розміром до 10 повних сторінок українською, російською або англійською мовами за науковими напрямами:

- теоретична механіка,
- прикладна механіка,
- машинознавство,
- динаміка та міцність машин,
- транспортне машинобудування,
- управління в технічних системах,
- технологія машинобудування,
- історія машинобудування.

ДОКУМЕНТИ, що подаються до редколегії для опублікування статті в журналі:

- 1. Текст статті (1 прим.) на аркушах формату А4.
- 2. Електронна версія статті в текстовому редакторі MS Word.
- 3. Репензія на статтю.
- 4. Акт експертизи про можливість опублікування матеріалів у відкритому друку (для статей у відкритий журнал).
- 5. Відомості про авторів у вільному вигляді, де міститься наступна інформація:
 - повні прізвище, ім'я та по-батькові кожного з авторів;
 - їх місце роботи та посада, науковий ступінь, вчене звання;
 - контактний телефон.

СКЛАДОВІ СТАТТІ:

- 1. Код УДК.
- 2. Прізвища і Ініціали авторів, науковий ступінь (при його наявності).
- 3. Назва статті.
- 4. Текст статті.
- 5. Список літератури оформлений відповідно до вимог наказу ВАК України № 342 від 29.05.2007 р. Форма 23. (Бюлетень ВАК України №5,—2009.— с.26 30).
- 6. Транслітерація списку літератури.
- 7. Анотації українською, російською та англійською мовами. (Обсяг анотації до 5 рядків).

Складові статті відокремлюються одна від одної порожнім рядком.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ (див. **ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ**):

- 1. Параметри сторінок та тексту:
- розмір аркуша А4 (210×297 мм);
- ліве, праве поля 25 мм, верхнє 23 мм, нижнє 27 мм;
- відступ від краю до колонтитула: верхній 16 мм, нижній 22 мм.
- шрифт Times New Roman, стиль звичайний;
- розмір шрифту 12 пт;
- інтервал між рядками 1;
- застосовувати автоматичну розстановку переносів;
- абзацний відступ 12,5 мм;
- вирівнювання абзацу по ширині;
- 2. Формули створюються у вигляді об'єктів редактором формул Equation, центруються. Нумерація ставиться праворуч у дужках, вирівнюється по правому краю. Невеликі формули можна розміщати не в окремому рядку, а прямо в тексті. Після формул потрібно ставити розділові знаки, якщо цього вимагає орфографія. Якщо формула міститься у середині речення, то

продовження речення у наступному за формулою рядку здійснюється без відступу. Якщо формула займає окремий рядок перед і після неї повинні бути порожні рядки розміром в 8 пт.

Налаштування редактора Equation для відтворення формул і символів мають вигляд:

Стиль (математичний) Розмір ? X Разме ры Стипь Шрифт Формат символов Полужирный Наклонный OK Times New Roman 14 пт Обычный Отмена Функция Times New Roman Times New Roman Переменная . . $(1+B)^2$ 9 пт Крупный индекс Отмена Стр. греческие . Symbol Пр. греческие . . Symbol Мелкий индекс 7 пт Symbol Матрица-вектор Times New Roman Поименить Крупный символ 18 пт Числа Times New Roman 11 пт Мелкий символ По умолчанию Любой

3. Pисунок повинен бути оформлений як окремий згрупований об'єкт у тексті статті, розташування поверх тексту не допускається; рисунок відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком і розташовується після посилання на нього. Рекомендуються використовувати чорно-білу палітру, якість відтворення рисунків кольорової палітри не гарантується. Якщо рисунків декілька, то вони нумеруються. Підрисуночний підпис: Рис. 1. Назва (якщо ϵ). Підпис центрується, шрифт – 11 пт.

Символи на рисунку повинні бути близькими за розміром до основного тексту. Частини рисунку позначаються під рисунком літерами a, δ без дужки. Написи на рисунку, позначення його елементів (1, 2, 3) виконують курсивом. Посилання у тексті на рисунки та їх частини мають вигляд (рис. 1), (див. рис. 2. a, δ).

- 4. Таблиця відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Якщо таблиць декілька, вони нумеруються. Заголовок таблиці (Таблиця 1; Продовження таблиці 1; Таблиця 2) виконується курсивом і вирівнюється по правому краю). Якщо таблиця має назву, то вона надається з нового рядка прямим шрифтом і центрується над таблицею. Для заголовка та назви-таблиці використовується шрифт 11пт.
- 5. Текст статті бажано *структурувати* відповідно до вимог ВАК. При наявності структурування між розділами пропускається один рядок. Текст розділу відтворюється безпосередньо за заголовком **одним** розділом. Сторінки альбомної орієнтації виконуються окремим файлом

У тексті рекомендується використовувати тире середньої довжини.

6. Список літератури та його транслітерація надаються *курсивом*, шрифт — 11 пт. Нумерація літератури напівжирним шрифтом.

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ

УДК 517.977.58

Иванов В.Б., д-р техн. наук; Петров К.П., канд. техн. наук; Соколова И.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

Введение. Рассматривается стационарная линейная квадратичная задача (ЛК-задача) [1] с непрерывным временем...

Анализ литературных источников. Решение поставленной задачи...

Математическая модель. Движение объекта описывается стационарной системой линейных уравнений

$$x = Fx + Gu_{,x}(0) = x_{0},$$
 (1)

где x - ..., F - ..., G - ...

Квадратичный критерий качества имеет вид...

	Таблица 1					
Гамильтонова матрица						

Рис. 4. Схема расположения ... : a – характеристика ... ; δ – зависимость

Из рисунка видно.....

Выводы. В результате...

Литература: 1. Сейдж Э.П. Оптимальное управление системами / Э.П. Сейдж, И.С. Уайт — М.: Радио и связь, 1982. — 392 с. 2. Ларин В.Б. Синтез оптимальных линейных систем с обратной связью / Ларин В.Б., Науменко К.И., Сунцев В.Н. — К.: Наук. думка, 1973. — 151 с. 3. Дубовицкий А.Я. Задача на экстремум при наличии ограничений / А.Я. Дубовицкий, А.А. Милютин // Журнал вычислительной математики и математической физики. — 1965. — T.5, №3. — C.395-453.

Bibliography (transliterated): 1. Sejdzh Je.P. Optimal'noe upravlenie sistemami / Je.P. Sejdzh, I.S. Uajt – M.: Radio i svjaz', 1982. – 392 s. 2. Larin V.B. Sintez optimal'nyh linej-nyh sistem s obratnoj svjaz'ju / Larin V.B., Naumenko K.I., Suncev V.N. – K.: Nauk. dumka, 1973. – 151 s. 3. Dubovickij A.Ja. Zadacha na jekstremum pri nalichii ograniche-nij / A.Ja. Dubovickij, A.A. Miljutin // Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoj fiziki. – 1965. – T.5, №3. – S. 395 – 453.

Іванов В.Б., Петров К.П., Соколова І.С.

ЛІНІЙНА КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА ІЗ СИНГУЛЯРНОЮ ГАМІЛЬТОНОВОЮ МАТРИЦЕЮ

За використанням методу простору станів, наведено рішення лінійної квадратичної задачі із сингулярною Гамільтоновою матрицею...

Иванов В.Б., Петров К.П., Соколова И.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

С использованием метода пространства состояний, приведено решение линейной квадратичной задачи с сингулярной Гамильтоновой матрицей...

Ivanov V.B., Petrov K.P., Sokolova I.S.

A LINEAR QUADRATIC PROBLEM WITH A SINGULAR HAMILTONIAN MATRIX

By using the state-space method, the solution of the linear quadratic problem with a singular Hamiltonian matrix is presented...

СТАТТІ, ЩО ВИКОНАНІ НЕ У ВІДПОВІДНОСТІ ДО НАВЕДЕНИХ ВИМОГ, НЕ РОЗГЛЯ-ДАЮТЬСЯ.

Документи, подані до редакційної колегії, авторам не повертаються.

Редакційна колегія