

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-
ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

**Міжнародної науково-практичної та
науково-методичної конференції
присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів,
та 100-річчю з Дня народження професора А. Б. Гредескула**

**"Новітні технології в автомобілебудуванні,
транспорті і при підготовці фахівців"**

20-21 жовтня 2016 р.



Харків, 2016

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

КЕРІВНИКИ ОРГКОМІТЕТУ

Туренко Анатолій Миколайович – ректор ХНАДУ, д.т.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України, академік Транспортної академії України, голова організаційного комітету конференції;

Богомолів Віктор Олександрович – заступник ректора ХНАДУ з наукової роботи, заступник керівника Північно-східного наукового центру Транспортної академії України, д.т.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету конференції;

Сараєв Олексій Вікторович – декан автомобільного факультету ХНАДУ, к.т.н., доцент;

Клименко Валерій Іванович – зав. кафедри автомобілів ХНАДУ, к.т.н., професор, Лауреат Державної премії України, академік Транспортної академії України.

ПОЧЕСНИЙ ГІСТЬ

Гредескул Сергій Андрійович – д.ф.-м.н., професор

ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

Абрамчук Федір Іванович – зав. кафедри двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ, д.т.н., проф., Лауреат Державної премії України, академік Транспортної академії України;

Волков Володимир Петрович – зав. кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ХНАДУ, д.т.н., проф., академік Транспортної академії України;

Подригало Михайло Абович – зав. кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., професор, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, академік Транспортної академії України;

Солодов Валерій Григорович – зав. кафедри теоретичної механіки ХНАДУ, д.т.н., професор;

Перегон Володимир Андрійович – зав. кафедри деталей машин ХНАДУ, к.т.н., професор;

Матейчик Василь Петрович – декан автомеханічного факультету Національного транспортного університету, д.т.н., проф., зав. кафедри екології та безпеки життєдіяльності, Відмінник освіти України;

Сахно Володимир Прохорович – зав. кафедри „Автомобілі” НТУ, д.т.н., професор;

Шуклінов Сергій Миколайович – д.т.н., професор кафедри автомобілів ХНАДУ;

Топаліді Валерій Анатолійович – к.т.н., доц. ТАДИ, Узбекистан;

Бартош Петро Романович – зав. кафедри ГПА БНТУ, к.т.н., проф., Білорусь;

Карпієвич Юрій Дмитрович – зав. кафедри „Автомобілі” БНТУ, д.т.н., проф., Білорусь;

Гелашвили Отар Георгієвич – декан транспортного і машинобудівного факультету д.т.н., проф. Грузинський технічний університет.

Димитров Ангел – проф. технічний Університет, м. Варна, Болгарія;

Роланд Лахмайер – докт-інж., технічний Університет, м. Ганновер, Німеччина;

Алексей Антошків – доктор філософії, докт-інж., Бранденбургський технічний університет, Німеччина;

Aleksander Wroblewski – Prof. dr. hab. eng., Польща;

Yuliya Gorb – Associate Professor, Department of Mathematics, University of Houston

ЗМІСТ

Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

Артёмов А. В., Русанов А. В., Прядкин В. И.	19
К вопросу выбора конструкции рулевого управления мобильного средства химизации	
Батраченко О. В.....	21
Проблеми покращення аеродинамічних характеристик автопотягів	
Батраченко О. В.....	23
Підвищення середньої швидкості руху автопотяга шляхом застосування комбінованого електромеханічного приводу	
Батраченко О.В., Філімонов С.О.....	24
Повнопотокова електромеханічна трансмісія, як засіб підвищення керованості автомобіля	
Болдовский В.Н., Барздун П. Г.....	25
Анализ рациональных путей переоборудования специализированных транспортных средств	
Гребеник О. М.....	26
Стосовно спеціальних колісних шасі	
Григорович А. М., Супонина В. О.....	28
Увеличение запаса хода электромобилей	
Грищук О.К., Кравчук П. М., Оверченко Ю. М.....	29
Переобладнання колісного транспортного засобу у електромобіль	
Данець С. В.	31
Можливості використання відеореєстраторів для отримання вихідних даних при проведенні автотехнічних експертиз	
Дембіцький В. М.....	33
Перспективи застосування систем автоматичного гальмування на транспортних засобах з електричним приводом	
Дущенко В. В., Маслієв А. О.	35
До питання реалізації керування характеристиками підвіски транспортних засобів	

Зеликов В. А., Денисов Г.А., Злобина Н.И.....	36
О способах повышения эффективности исследования наезда автомобиля на пешехода	
Катріч О.І.....	37
Підвищення якості змащування поршневого пальця в поршневих двигунах	
Качмар Р. Я.....	38
Проблеми комплексної оцінки рівня екологічної безпеки автомобілів з різними енергоустановками	
Кораблев Р.А., Бусарин Э. Н., Михина В. В.	39
Тенденции развития защитных мероприятий, от воздействий автотранспорта, в городах	
Меньшов С.М., Сахненко М. Д., Вєдь М.В., Галак О. В.	40
Підвищення ефективності очищення повітря для рухомих об'єктів автомобільної техніки	
Назаров И. А.	41
Улучшение тормозных свойств легковых автомобилей за счет межбортового распределения тормозной силы	
Поляков В. М., Гірман Д. К.....	43
Усовершенствование экспериментального автопоезда для исследования маневренности	
Поляков В. М., Разбойніков О. О.....	45
Визначення сил, що діють в шарнірах підвіски легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі	
Сабадаш В. В., Воробьев Ю.А., Клец Д. М., Варлахов В.А.	46
Экспертная оценка распределения нормальных реакций на колесах автомобиля	
Сахно В. П., Поляков В.М., Мурований І. С., Сєлезньов В. Е.	49
До попередньої оцінки стійкості руху гібридного автобуса особливо великого класу з активним причепом	
Філіпова Г. А., Орисенко О. В., Криворот А. І.	52
Порівняльний аналіз тягових характеристик автомобіля ГАЗ-3302 з використанням кп із стандартним рядом передаточних чисел та за умови мінімізації часу розгону при роботі двигуна на газогенераторному паливі	

Секція 2. ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС АВТОМОБІЛІВ

Абрамов Д. В., Тарасов Ю. В., Кайдалов Р. О.	55
Внедрение объективного контроля при обучении военнослужащих национальной гвардии Украины экстремальному вождению автомобиля	
Анісімов Д. Ю., Бондарєв С. І.	57
Планування транспортних процесів та узгодження тривалості роботи на міжнародних автоперевезеннях	
Балака М. М., Педоряка М. В.	59
Прилад для вимірювання швидкості проковзування пневматичної шини	
Белов В. И., Смирани Маруан	61
Применение добавки водорода к топливу в двигателях легковых автомобилей	
Білогуров Є. О., Шестопап О. О.	63
Експрес-метод діагностування тягово-швидкісних властивостей автомобіля	
Бондарєв С. І.	65
Визначення витрат палива на міжнародних автомобільних перевезеннях, проблеми та способи їх вирішення	
Булгаков М. П.	67
Методика визначення технічного стану двигуна	
Бусарин Э. Н., Лихачев Д. В., Артемов А. Ю., Сподарев Р. А.	68
Метод повышения безопасности движения городского пассажирского транспорта	
Волков В. П., Грицук І. В., Краснокутська З. І., Волков Ю. В.	69
Формування процесу збирання інформації про параметри технічного стану системою дистанційного моніторингу параметрів двигуна і ТЗ	
Волков В. П., Матейчик В. П., Цюман М. П., Грицук І. В.	70
Особливості побудови моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесах руху	
Володарец Н. В., Павленко В. Н., Прилепский Ю. В.	72
Использование Cals технологий при формировании жизненного цикла автомобиля	
Григорович А. М., Дубовик А. С.	74
Применение нанопокровов в автомобилестроении	

Грицук И. В., Волков Ю.В.	75
Особенности мониторинга параметров технического состояния транспортных средств	
Густелёв О. О., Осипов В. О.	76
Вивчення впливу підвищених пішохідних переходів на курсову стійкість автомобілів	
Дитятёв А. В.	77
О поиске неисправностей в системе топливоподачи с непосредственным впрыском	
Дорохин С. В., Лихачев Д. В.	78
К вопросу повышения пропускной способности регулируемых пересечений	
Дорохин С. В., Чайковский В. А.	80
Эксплуатация автомобильных дорог при занесении снегом	
Захарчук О. В., Захарчук М. І.	81
Оцінка тягово-зчіпних властивостей колісного трактора МТЗ-80 з газобалонним обладнанням при виконанні транспортної роботи	
Зеликов В. А., Бусарин Э. Н., Митренко Е. В.	83
Повышение пропускной способности улично-дорожной сети за счет организации платных парковок	
Зибцев Ю. В., Лагоденко П. І.	84
Методика визначення нерівномірності роботи циліндрів бензинового двигуна	
Злобина Н. И., Денисов Г. А., Струков Ю. В., Климова Г. Н.	86
О повышении безопасности работы городского пассажирского транспорта	
Зуєв В. О., Рижкін І. О.	87
Розрахунок часу розгону автомобілів при їх діагностуванні на інерційно-силових стендах	
Кашканов А. А.	89
Вплив невизначеності даних на результати моделювання руху учасників ДТП при гальмуванні	
Клец Д. М, Маковецкий А. В.	91
Идентификация риска информационной безопасности автотранспортных средств	

Климова Г. Н., Струков Ю. В., Зеликов В. А., Злобина Н. И.	92
О повышении надежности водителей автотранспорта	
Кравченко О. П., Кравченко К. О., Крупеніна А. О.	93
Аналіз якості функціонування системи опалювання кабіни автомобіля	
Кривошапов С. И.	94
Особенности номерования расхода топлива транспортных машин в зимний период эксплуатации	
Кужель В. П.	96
Дослідження впливу засліпленості водія на дальність видимості об'єктів на дорозі в темну пору доби	
Маковецкий А. В., Тришкин В. В.	98
Перспективы развития систем пассивной безопасности автотранспортных средств	
Мармут И. А.	99
Оптимизация системы профилактических мероприятий при эксплуатации автомобилей	
Мельниченко О. І., Осипов В. О.	101
Використання комп'ютерних технологій у сфері безпеки руху автомобільного транспорту	
Мисюра М. І.	103
Поліпшення низькотемпературних властивостей дизельних палив	
Монастирський Ю. А., Вівчарик А. С.	105
Удосконалення експлуатації кар'єрних автосамоскидів при перевезенні гарячих стелеплавильних шлаків	
Наглюк М. И., Копин Р. В.	106
Изменение вязкости антифризов при эксплуатации легковых автомобилей	
Наглюк М. И., Марченко А. О.	108
Оценка влияния обратной связи в системе управления с электронным термостатом	
Назаров В. І.	110
Підвищення довговічності дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів за рахунок міжбортового розподілу гальмівної сили	

Павленко В. М., Колісник О. Є., Момот Р. В.	112
Телематичні системи, як інструмент для моніторингу транспортних засобів	
Пелевін Л. Є., Балака М. М., Аржаєв Г. О.	113
Прилад для вимірювання витрати моторного палива	
Пилипенко О. М., Шльончак І. А., Тригуб О. А.	115
Автоматична система вентиляції салону автомобіля	
Потапенко В. В.	117
Еволюція кар'єрних автосамоскидів БелАЗ та положень про їх технічну експлуатацію	
Разгоняева В. В., Бусарин Э. Н., Кораблев Р. А.	119
Транспортная инфраструктура города и ее влияние на эксплуатацию автомобилей	
Рубан Д. П., Рубан Г. Я.	120
Особливості антикорозійного захисту кузовів автобусів під час експлуатації	
Сараєва І. Ю.	122
Актуальні питання розвитку сучасної дисципліни «Основи технічної діагностики автомобіля»	
Скорик М. О.	124
Аналіз можливостей втрати динамічної стійкості криволінійного руху легкового автомобіля із причепом у складних дорожніх умовах	
Слинченко І. В., Зарецький О. В., Сіпко О. В.	125
Аналіз раціональних схем гібридних приводів транспортних засобів	
Степанкіна І. Б.	126
Аналіз математичної моделі одноканальної системи масового обслуговування автомобільно-конвеєрного комплексу кар'єру	
Творонович Б. М.	128
Повышение управляемости автомобиля	
Шевченко С. А.	129
Определение коэффициента готовности машин с учетом плановых пауз в работе	

Секція 3. ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ

Гуліна М. С.	131
Формування професійних здібностей фахівців автомобільної галузі	
Дубинин Е. А., Полянский А. С., Клец Д. М., Плетнев В. Н.	133
Разработка концепции повышения устойчивости положения колесных машин	
Дудукалов Ю. В.	137
Методологія формування комплексно-оптимальних транспортно-технологічних си-тем	
Кайдалов Р. О., Баштовий В. М.	139
Експериментальні дослідження плавності ходу модернізованого спеціалізованого транспортного засобу для перевезення вибухонебезпечних вантажів	
Кайдалов Р. О., Літвінов О. В.	140
Оцінка показників динамічності броньованих автомобілів при визначальних випробуваннях	
Ковтун А. В., Кудімов С. А., Маренко Г. М.	141
Прогнозування можливості виходу автомобільної техніки зі строю з експлуатацій-них причин під час виконання службово-бойових задач	
Колесник И. В.	143
Оценочные показатели движения трактора на транспортных работах	
Коряк А. А.	145
Неэвольвентное зацепление	
Костенко Е. С.	146
Культурологическая подготовка специалистов автомобильной промышленности в технических вузах	
Леоненко О. М., Суслов М. П., Храмов Д. В.	148
Аналіз шляхів модернізації і підвищення виробничих можливостей рухомої майстерні регламентних робіт та поточного ремонту МЕРТ-1	
Молодан А. О.	149
Економія палива за рахунок визначення раціонального відключення циліндрів в двигуні	
Морозов О. О.	151
Алгоритм формування планів обслуговування техніки	

Морозов О. О.	152
Задача формування топології розосереджених систем поточного ремонту техніки	
Назаров О. І., Тимченко О. І., Цибульський В. А.	153
Проблеми підготовки фахівців з технології виготовлення та ремонту автомобілів	
Подригало М. А., Бобошко О. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук О. І.	155
Застосування комбінованого способу управління для здійснення руху автомобіля «крабом»	
Подригало М. А., Кайдалов Р. О.	156
Модернізація військової колісної техніки за рахунок використання гібридного елек-тротромеханічного приводу ведучих коліс	
Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук О. І.	158
Експериментальне визначення радіусу повороту військової автомобільної техніки при комбінованому способі управління поворотом	
Подригало М. А., Рогозін І. В., Гацько В. І.	159
Забезпечення працездатності колеса автомобіля у різних умовах руху	
Подригало М. А., Скляренко Т. А., Сальников Р. Ю.	160
Влияние дисбаланса ведущих колес на устойчивость многоосной колесной машины	
Полянський О. С., Задорожня В. В.	162
Використання енергетичного критерію стійкості колісних машин з шарнірно-зчленованою рамою при перекиданні	
Савченков Б. В., Цибульський В. А., Назаров А. І., Тимченко А. І.	165
К вопросу интерпретации понятий «точность обработки», «качество поверхности» и связи между ними при чтении курсов лекций по технологическим дисциплинам	
Світличний В. А.	168
Контроль товщини лакофарбового покриття кузова автомобіля	
Тарасов Ю. В., Коробко А. І.	170
Совершенствование оценки аэродинамических свойств автомобиля при контрольных испытаниях	

Тарасов Ю. В., Шеїн В. С.	174
Удосконалення стендових випробувань гальмівних систем автотранспортних засобів	
Трошин О. Н.	175
Механизмы диссипации энергии трибосистем в условиях аномально низкого трения и износа	
Фененко О. О., Діденко О. В., Петренко Н. В.	176
Електрофізичні методи оцінки ресурсних показників конструкційних матеріалів силових елементів складної технічної системи	
Цыбульский В. А., Цыбульская Э. И.	178
Модель подготовки магистра на базе компетентностного подхода	
Черников А. В., Абрамов Д. В.	180
Оценка степени влияния на аэродинамические характеристики легковых автомобилей дополнительного багажника-бокса	
Черняк Р. Є., Дунь С. В., Кайдалов Р. О.	182
Досвід ремонту та модернізації військових автомобілів КРАЗ за результатами їх експлуатації в умовах АТО	
Черняк Р. Є., Дунь С. В., Кайдалов Р. О.	184
Шляхи модернізація броньованих автомобілів КРАЗ за результатами випробувань	
Шеїн В. С., Гуліна М. С.	186
Підвищення точності дорожніх гальмівних випробувань легкових автомобілів	
Шеїн В. С., Гуліна М. С., Костенко О. С.	187
Забезпечення технічного стану автомобільних транспортних засобів шляхом попередження відмов	
Шуляк М. Л.	188
Оцінка динамічних властивостей МТА на основі прискорення трактора	

Секція 4. ПЕРСПЕКТИВНІ ДВЗ

Tropina A. A.	190
Neural networks for internal combustion engines	
Абрамчук Ф. И., Авраменко А. Н.	192
Исследование рабочего цикла дизеля с использованием численных методов	
Абрамчук Ф. И., Кузьменко А. П., Бойчук М. В.	193
Вибір місця розташування газової форсунки при використанні пропан-бутанової суміші в якості палива	
Абрамчук Ф. И., Кузьменко А. П., Бойчук М. В.	195
Использование впрыскивания сжиженного газа во впускной коллектор газового двигателя	
Абрамчук Ф. И., Швидкий Д. В., Товстун И. Н.	197
Результаты экспериментального определения энергии искрообразования системы зажигания газового двигателя	
Аржаєв Г. О., Слободчиков В. В., Балака М. М.	199
Застосування стисненого природного газу в двигунах внутрішнього згорання	
Вамболь С. О., Кондратенко О. М., Ачкасова М. А., Поліканова О. В.	201
Ієрархічне місце критерію для оцінювання паливо-екологічних аспектів застосування фільтрів твердих частинок на автотракторних дизелях	
Воробьев Ю. А., Лагутин Д. А.	203
Гидропневматическая система управления клапанами газораспределительного механизма	
Воробьев Ю. А., Рукас Д. С.	204
Повышение эффективности работы двигателя внутреннего сгорания путем впрыска воды	
Грицук І. В., Вербовський В. С.	205
Особливості передпускової і післяпускової теплової підготовки двигуна енергетичної установки в умовах низьких температур за допомогою комплексної системи передпускового прогріву з фазоперехідними тепловими акумуляторами	
Грицюк А. В., Ревелюк И. С.	207
Экспериментальное определение жесткости коленчатого вала двигателя 4ДТНА1	

Захарчук В. І., Цикун Ю. О.	209
Дослідження показників колісного трактора під час роботи на біодизельному паливі	
Каракуркчи А. В., Сахненко Н. Д., Ведь М. В.	211
Оксидные каталитические системы в технологиях повышения топливной экономичности поршневых ДВС	
Кондратенко О. М., Метельов О. В.	212
Алгоритм оцінки ефективності функціонування системи управління екологічною безпекою процесу експлуатації енергетичних установок з поршневим ДВЗ	
Корогодский В. А., Воропаев Е. П.	214
Результаты 3D моделирования процесса газообмена в двухтактном двигателе с искровым зажиганием и внешнем смесеобразовании	
Корогодский В. А., Стеценко О. Н.	216
Результаты моделирования процесса сгорания расслоенного топливно-воздушного заряда в двухтактном двигателе с искровым зажиганием	
Скалыга Н. Н., Рудинец Н. В., Грицук И. В., Вербовский В. С.	218
Концепция улучшения экономических и экологических показателей транспортных ДВС путем оптимизации работы системы газотурбинного наддува	
Слободчиков В. В., Балака М. М., Педоряка М. В.	220
Стиснений чи скраплений природний газ для автомобіля	

Секція 5. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ І КОНСТРУКЦІЙ

Gayev Y., Kalmikov V.	222
The Travelling Salesman Problem with Matlab	
Авершин А. Г.	224
Совершенствование аэродинамических характеристик гоночных автомобилей методами численного и натурного эксперимента	
Беловол А. В.	226
Невариативная техника получения уравнений Гамильтона для непрерывных систем	

Беловол А. В.	228
Невариативная техника получения уравнений электродинамики	
Бісик С. П., Давидовський Л. С.	231
Дослідження протимінної стійкості бронетранспортера БТР-60	
Воропай А. В.	234
Моделирование воздействия на пластину дополнительных вязко-упругих опор	
Гудз Г. С., Глобчак М. В., Коцюмбас О. Й.	236
Визначення термоміцності гільз циліндрів ДВЗ внаслідок їх ремонту	
Гущин О. В., Рибалко Р. І.	239
Визначення швидкості руху сипких матеріалів на початковій ділянці транспортуючого трубопроводу.	
Давидовський Л. С., Бісик С. П.	240
Підвищення живучості екіпажів бойових броньованих машин при підриві на мінно-вибухових пристроях шляхом застосування енергопоглинаючих елементів в конструкції сидінь	
Егоров П. А.	243
Идентификация нестационарной нагрузки, возникающей на торце стержня, в проблеме ударного взаимодействия стержня с балкой	
Иванов Е. М.	245
Методика экспериментальных исследований напряженного состояния круговых эвольвентных зубьев конических колёс	
Кіндрацький Б. І., Літвін Р. Г.	247
Моделювання коливних процесів у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком	
Красніков С. В.	248
Моделювання фундаменту енергоблока потужністю 300МВт та аналіз загальних вібраційних характеристик	
Литовченко І. М., Батраченко О. В.	249
Моделювання аеродинаміки сидельного авто потягу	
Малахов Е. С.	251
Воздействие дополнительных демпфирующих элементов на поперечные колебания канатов	

Поваляев С. И.	252
Применение метода конечных разностей для решения обратных задач	
Попов В. М., Новиков А. П., Карпов А. А.	254
Влияние электрического поля на теплофизические свойства полимерных материалов применяемых в автомобильной промышленности	
Приходько А. А., Арсенюк М. С.	256
Аэродинамическое проектирование носовой части высокоскоростного транспортного средства	
Роговий А. С., Дрокин А. О.	257
Особливості режимів роботи вихрекамерних нагнітачів	
Роговой А. С.	259
Сравнительный анализ рабочих характеристик струйных нагнетателей вихревого типа	
Солодов В. Г.	261
Численное исследование влажнопаровых уплотнений в паровых турбинах большой мощности	
Филипковский С. В.	262
Нелинейная динамика агрегатов и систем летательных аппаратов	
Шатохин В. М., Никонов О.Я., Шатохина Н. В.	263
О выборе параметров привода турбонаддува дизелей типа 6ТД по динамическим нагрузкам	

ТЕЗИ, ЩО НАДІЙШЛИ ПІСЛЯ ФОРМУВАННЯ ОРИГІНАЛ МАКЕТУ

Ефременко В. В., Зенкин Е. Ю.	265
Анализ процессов происходящих в современной дизельной топливной аппаратуре	
Зенкин Е. Ю.	267
Оптимизация алгоритма диагностирования датчиков расхода воздуха в системе управления ДВС	
Цегельник Е. В., Брега Д. А., Кузнецов И. Б., Мельничук П. И.	269
Современные методы ремонта и восстановления деталей двигателей интенсивными потоками энергии	

Кафедрі автомобілів – 85!

Кафедра автомобілів нашого університету є провідною, що за роки свого існування набула визнання і високу оцінку серед споріднених кафедр ВНЗ України, СНД, а також далекого зарубіжжя. Популярність та авторитет кафедри сформували її засновники і послідовники, кожен з яких зробив свій внесок у становлення високопрофесійного іміджу.

Історія кафедри розпочалася в жовтні 1931 р. із заснування кафедри автомобілів і двигунів, якій доручалося об'єднати всі автомобільні дисципліни. Зараз важко собі уявити відсутність лабораторної бази кафедри, її методичного забезпечення, макетів і плакатів, а для проведення лабораторних робіт студентам тих років доводилося користуватися лабораторними установками Харківського політехнічного інституту.

Перед колективом кафедри та її тодішнім завідувачем А.І. Воєйковим ставилося першочергове завдання – формування власної лабораторної бази і методичного забезпечення навчального процесу. Поступово з'явилися власні лабораторні установки і методичні вказівки, навчальні кабінети було оснащено макетами і плакатами.

Під керівництвом М.П. Денисенка, який очолив кафедру в 1933 р., співробітники почали виконувати наукову роботу з оцінки тягової динамічності і паливної економічності автомобілів.

У 1935 р. кафедру очолив доц. І.Ю. Любарський, який, поряд з удосконаленням навчальної роботи, активізував наукову роботу. У роки Другої світової війни кафедру було евакуйовано до Саратова. Після закінчення війни, повернувшись до Харкова, вона отримала назву «Автомобілі». У 1945 р. її очолив Б.В. Решетніков.

Упродовж 1953 – 1967 рр. кафедра неодноразово реорганізовувалася і працювала як кафедра автомобілів та мотоциклів, автомобілів та електротехніки і знову автомобілів та двигунів. У 1956 р. кафедру очолив А.Б. Гредескул.

Поряд з науковими дослідженнями, в цей час удосконалювався навчальний процес: були розроблені нові курси дисциплін, покращилася лабораторна база, модернізувалася структура і зміст лабораторних робіт, курсових і дипломних проектів. З часом були створені навчально-методичні комплекси з усіх дисциплін кафедри, куди включені нові навчальні посібники та методичні вказівки. Були також розроблені курси лекцій з нових дисциплін: «Прикладна теорія руху автопоїздів», «Спеціалізований рухомий склад», «Проектування спеціалізованого рухомого складу» тощо.

Пропрацювавши рівно 30 років на посаді завідувача кафедри, у 1986 р. А.Б. Гредескул передає керівництво кафедрою своєму учневі доц. В.М. Алексєєнку.

З 1997 р. кафедру автомобілів очолює професор В.І. Клименко.

У 1998 р. вперше в історії ХАДІ – ХНАДУ колектив авторів, очолюваний ректором університету, керівником наукової школи «Динаміка гальмування і гальмівні системи автотранспортних засобів» А.М. Туренком, у співавторстві з його учнями: проф. В.І. Клименком, В.О. Богомолвим та Л.О. Рижих удостоєний Державної премії України в галузі науки і техніки.

Візитною карткою нашого університету є лабораторія швидкісних автомобілів ім. В.К. Нікітіна.

Нинішньої осені студентське проектно-конструкторське бюро лабораторії швидкісних автомобілів відзначило своє 55-річчя. У 1973 р. кафедрі автомобілів від кафедри експлуатації автотранспорту була передана лабораторія швидкісних автомобілів. Вона стала базою для навчальних, творчих і наукових пошуків багатьох студентів і випускників університету. Довгий час її очолював рекордсмен світу та СРСР, талановитий конструктор і вихователь молоді В.К. Нікітін.

Марка «ЛША ХАДІ» відома всьому світу як унікальна школа підготовки студентської молоді в галузі конструювання та експлуатації спеціальних автомобілів для автоспорту. За 55-річну історію існування ЛША було спроектовано та виготовлено 34 різних автомобілі, що брали участь у змаганнях зі встановлення рекордів швидкості, у кільцевих перегонах, а нині ще й у змаганнях з паливної енергоефективності. За час проведення рекордних заїздів студентами та співробітниками лабораторії встановлено 42 всесоюзних рекорди швидкості, 16 з яких перевищують світові досягнення, та один рекорд України. Спортивна команда «ЛША ХАДІ» бере участь в чемпіонатах України з шосейно-кільцевих автомобільних гонок і майже щоразу займає призові місця.

Автомобіль «ХАДІ-34» неодноразово брав участь в «Шелл еко-марафоні», встановив рекорд України з енергоефективності, проїхавши 575 км на одному літрі палива. Цьогоріч масштабні змагання «Shell Eco-marathon Europe 2016» проходили у Великобританії. Наша команда у складі зав. лабораторії І.В. Лукашова, капітана О.О. Чернишова, пілотів О.С. Чернишової та В.А. Годзя пройшла жорсткий відбір, представляючи Україну серед 229 команд з 29 країн світу та отримавши особливу нагороду – спеціальний кубок «За стійкість і найкращий командний дух».

Головним показником оцінки ефективності роботи колективу кафедри є кількість та якість підготовки фахівців і науковців. За роки існування кафедра щорічно випускала 25 – 30 інженерів, видавши дипломи понад 3800 молодим фахівцям, у т.ч. 55 іноземним громадянам. Гордістю кафедри є її випускники, 225 з яких отримали дипломи з відзнакою. Завідувачами кафедр стали Б.Є. Коротенко, Б.Б. Генбом, А.М. Холодов, Л.П. Гречко, В.А. Перегон, М.А. Подригало, В.П. Волков, декан Тольяттинського технічного університету В.М. Скутнєв.

Багато наших випускників очолюють організації та підприємства різного рівня. Вісімнадцять років поспіль кафедра випускає фахівців і магістрів за спеціальністю «Колісні та гусеничні транспортні засоби» (нині це «Галузеве машинобудування»).

Палко вітаємо професорсько-викладацький склад кафедри, співробітників і студентів з 85-річним ювілеєм. Зичимо усім велетенського здоров'я, наукових здобутків і творчої наснаги на довгі роки!

Артёмов Артём Владимирович, магистр, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, artemow_94@mail.ru
Русанов Александр Вадимович, старший научный сотрудник, ФГБНУ Всероссийский научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства

Прядкин Владимир Ильич, д.т.н., Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова

К ВОПРОСУ ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ МОБИЛЬНОГО СРЕДСТВА ХИМИЗАЦИИ

В рамках программы импортозамещения для внедрения точных технологий при возделывании колосовых культур в Центрально-черноземном районе России группой компаний ООО «Логус-Агро» разработано мобильное энергетическое средство МЭС-942, которое по своим параметрам находится на уровне лучших зарубежных аналогов, а по отдельным – превосходит.

Мобильное энергетическое средство МЭС-942 оборудовано широкопрофильными шинами низкого давления серии 1150-620R22,5, эти шины оказывают меньшее разрушающее воздействие на почву, обеспечивают работу на влажной почве в ранний весенний период [1,2,3].

Обеспечение высокой опорно-сцепной проходимости и скорости не должно ухудшать плавности хода энергетического средства, поэтому энергосредство оборудовано пневматической подвеской заднего моста. Для адаптации колесного движителя к заданным почвенным фонам на энергосредстве установлена двухконтурная система регулирования давления воздуха в шинах.

Разработанное интеллектуальное мобильное средство химизации на экологичном колесном движителе позволяет вносить минеральные удобрения и выполнять химическую обработку полей в любых погодных условиях, как в светлое, так и в ночное время суток, а также на почвах повышенной влажности в ранний весенний период.

Проведенные производственные испытания МЭС-942 в условиях рядовой эксплуатации показали, что в общем балансе времени за смену на режим разворота приходится от 4 до 12%. При этом наименьший радиус поворота по оси следа переднего внешнего колеса составляет 12,7 м. При развороте площадь следов также достаточно велика. Одним из путей уменьшения радиуса разворота и площади следов является применение МЭС с колесной формулой бхб с управляемыми передними и задними колесами [4]. Рулевое управление должно быть оборудовано гидрообъемным приводом с применением специального следящего устройства, обеспечивающего кинематическую связь управляемых колес между собой и с управляющим устройством. Кроме того конструкция рулевого управления должна быть согласована с типом подвески, обладать высоким КПД, достаточной жесткостью, эффективно демпфировать возникающие динамические нагрузки при развороте МЭС.

На кафедре автомобилей и сервиса Воронежского государственного лесотехнического университета разработан эскизный проект МЭС с колесной формулой бхб, с передними и задними управляемыми колесами. Также разработана принципиальная электрогидравлическая схема рулевого управления данного средства.

Проведенными теоретическими исследованиями установлено, что применение данного способа поворота позволяет обеспечить минимальный внутренний радиус поворота 4300 мм. Следовательно поворот машины с управляемыми и задними колесами позволяет уменьшить угол поворота колес при заданном радиусе поворота машины, что значительно расширяет возможности компоновки и повышает маневренность при развороте.

Применение данной схемы обеспечивает движение передних и задних колес средства след в след, что позволяет существенно снизить площадь уплотняемых следов и как следствие нагрузку на почвенно-растительный покров. Применение передних и задних управляемых колес позволяет обеспечить движение способом «краб». При этом для исключения проскальзывания колес, управляемые колеса должны поворачиваться на одинаковые углы. то есть вместо рулевой трапеции связь между колесами должна быть с помощью параллелограмма. Перемещение машины с рулевой трапецией приводит к проскальзыванию колес в процессе движения. для исключения проскальзывания необходимо осуществлять переналадку рулевой трапеции в параллелограмм, что является относительно сложным инженерным решением при наличии механической связи. Поэтому при раздельном управлении поворотом колес с помощью микропроцессора эти вопросы решаются легко, однако отсутствие механической связи между колесами нарушает безопасность движения, особенно с повышением рабочих скоростей.

Литература

1. Прядкин В.И. Специализированное мобильное средство с интеллектуальными системами управления технологическим процессом // Альтернативные направления научных исследований XXI века: Теория и практика / Материалы международной заочной научно-практической конференции. №4 ч.1 – 2015 – С. 105-109.

2. Зайцев С.Д., Стреблеченко Л.С., Прядкин В.И. Энергосредство на шинах сверхнизкого давления //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – №8 – С. 9-10.

3. Кадыров С.В., Русанов А.В., Прядкин В.И., Бриндюк В.Н. Техника для ресурсосберегающих технологий // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2012. – №2 – С. 44-47.

4. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.

Батраченко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент, Черкаський державний технологічний університет

ПРОБЛЕМИ ПОКРАЩЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОПОТЯГІВ

В сучасних умовах проблема паливної економічності автомобільного транспорту постає в новому форматі, а саме – як двоєдина задача. Підвищення вартості пального та прийняття більш жорстких екологічних норм в розвинених країнах світу висуває вимогу зменшення споживання пального автотранспортом. Особливо гостро ця проблема постає для автопотягів, зважаючи на енергоємність та дальність перевезень з їх застосуванням.

Одним з важливих факторів покращення паливної економічності автопотягів (насамперед, сідельних тягачів з напівпричепами) є зниження їх аеродинамічного опору. Як визначено дослідниками, при швидкості руху автопотягу понад 80 км/год, частка аеродинамічного опору в загальних енерговитратах на рух сягає 50% і вище.

Загальний аеродинамічний опір автопотягу складається з цілої низки чинників. Найбільшу частку загального аеродинамічного опору складають лобовий опір кабіни і напівпричепи, а також зона розрідження (ЗР) позаду напівпричепи. При цьому ці два чинники доповнюють один одного таким чином, що виникає істотна результуюча аеродинамічна сила, яка спрямована у зворотній бік до напрямку руху автопотягу.

Зменшення лобового опору досягається застосуванням відомих і достатньо ефективних рішень – спойлерів, які встановлюються зверху кабіни тягача. В той ж час ефективні рішення зі зменшення ЗР позаду напівпричепи, які придатні до практичного використання, відсутні, хоча їх відомо цілу низку. Всі технічні рішення, спрямовані на зменшення ЗР, так чи інакше передбачають створення плавної зміни форми напівпричепи в задній його частині з метою зменшення відриву потоку повітря та зменшення утвореної зони турбулентності.

Застосовуються задні спойлери напівпричепів, які виконані у вигляді надувних конструкцій, що розташовані на металевому каркасі. Такі спойлери виготовляє, наприклад, фірма «STEMCO Aerodynamics». Поверхня спойлера дозволяє помітним чином забезпечити поступовий перехід призматичної поверхні кузову причепа, чим зменшується його аеродинамічний опір. Недоліком такої будови спойлеру є його значна довжина та складність експлуатації (відкривання/закривання дверей напівпричепи).

Інші виробники («TrailerTail», «Aerorevolution», «STEMCO Aerodynamics») пропонують складні спойлери, що виконані у вигляді листів, які утворюють призматичну конструкцію. Такі спойлери мають зменшену довжину і за даними виробників дозволяють економити до 3,5% палива.

Схожий підхід, але більш детально технічно опрацьований, представлено Mercedes-Benz Aerodynamics Trucks у будові напівпричепи «Aero trailer». Виробник застосував комплекс заходів зі зменшення аеродинамічного опору,

що дало змогу на його зменшити 18%, при цьому досягається 8% економія пального.

Проте застосування задніх спойлерів має суттєве обмеження. Такі пристрої на даний час можуть бути широко застосовані лише в США, Австралії та інших країнах, які мають значні площу та устрій доріг яких обумовлює значний вільний простір для маневру. В Європейському союзі ж діють стандарти, які не дозволяють збільшувати довжину автопотягу понад 18 м. Таким чином стає неможливим застосування навіть найкоротших спойлерів, таких як у «Aero trailer». При цьому задні спойлери здатні лише частково вирішити проблему зменшення ЗР позаду напівпричепи.

Існують і більш кардинальні технічні рішення, які призначені забезпечити максимально ефективно зменшення аеродинамічного опору. Так англійський виробник «Don-Vur» випускає напівпричепи зміненої будови – фургон має збільшену висоту в своїй центральній частині та дещо зменшену висоту в зоні дверей. Така будова напівпричепи сприяє більш оптимальному огинанню повітря поверхні фургону, не утворюючи надлишкових завихрень та ЗР.

Найбільше зниження аеродинамічного опору, в тому числі і за рахунок зменшення ЗР позаду напівпричепи, досягається в концепт-карі «Krone AeroLiner» німецької фірми MAN. Спеціальним чином модифікована форма кабіни напівпричепи, заміна дзеркал заднього виду на відеокамери та надання кузову напівпричепи обтічної форми на кшталт тіла дельфіна дозволяє заощаджувати до 25% пального в порівнянні з автопотягами стандартної будови.

Однак названі варіанти зміни конфігурації кузову напівпричепи мають і суттєві недоліки, які обмежують можливість їх практичного використання. Зокрема вони мають зменшений корисний об'єм внутрішнього простору при незмінному загальному об'ємі. Це пояснюється тим, що більшість вантажів в сучасних умовах формуються в так звані вантажні одиниці, які мають значний та незмінний габарит. Таким чином об'єм кузова таких напівпричепів може бути повністю використаний лише при завантаженні мілким вантажем із малою питомою вагою. Також стає неможливим завантаження і розвантаження напівпричепи автотранспортом з боку дверей, що є необхідним при роботі з рампи. Напівпричепи фірми «Don-Vur» найкраще прилаштовані для роботи з тягачами марки DAF, з іншими тягачами вони показують менше заощадження пального. І це все при тому, що аеродинамічний опір таких напівпричепів мінімізований все ж недостатньо.

Як слідує з наведеного вище, існуючі способи зменшення аеродинамічного опору автопотягів не достатньо ефективні. Актуальним є пошук таких технічних рішень, які б дозволили максимально знизити аеродинамічний опір автопотягу, не знижуючи при цьому корисний об'єм напівпричепи. При цьому бажаним було б одночасне зменшення лобового опору кабіни автопотягу та опору ЗР позаду напівпричепи.

З цією метою необхідно провести відповідні теоретичні та експериментальні дослідження.

ПІДВИЩЕННЯ СЕРЕДНЬОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ АВТОПОТЯГА ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ КОМБІНОВАНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

Магістральні автоперевезення займають значну частку в вантажних перевезеннях України та багатьох інших країн. Саме тому технічні характеристики сідельних автопотягів привертають особливу увагу науковців та інженерів, які працюють в автомобілебудівній галузі.

Серед задач забезпечення високої вантажопідйомності, паливної економічності, рентабельності, комфорту та ін. важливе місце займає задача підвищення керованості автопотягу та зменшення часу доставки вантажу. Вирішити ці дві означені складові на більш високому технічному рівні можна застосувавши в будові автопотягу комбінований електромеханічний привод, який призначений для періодичного приведення і дію коліс напівпричепу.

Автопотяги з активним причепом та напівпричепом відомі вже багато років. В конструкції автомобіля МАЗ-2000 передбачено використання активних причепів модульної будови. Підвищити тягоозброєність напівпричепу без використання додаткового двигуна внутрішнього згорання дозволяє застосування механічної передачі від двигуна тягача до коліс напівпричепу (Урал-280, КрАЗ-260Д). Відомі автопотяги з гідромеханічною передачею для приводу коліс напівпричепу. Недоліками таких конструкцій є підвищена складність і недостатня довговічність.

В світлі спрощення конструкції автомобіля при реалізації концепції додаткового приводу цікавою є система «HydroDrive» фірми MAN для вантажних автомобілів. Дана система в автомобілі використовується періодично, лише при заїжджанні його на ґрунтові дороги чи бездоріжжя. Застосування в складі автопотягу комбінованого електромеханічного приводу (КЕМП) коліс напівпричепу дозволяє покращити керованість автопотягу при проходженні поворотів, а також збільшити швидкість руху при доланні тривалих підйомів. КЕМП містить індивідуальні електродвигуни приводу коліс напівпричепу, електромагнітні муфти, акумуляторну батарею та систему керування. КЕМП призначений для приведення в дію під час повороту автопотягу тих коліс напівпричепу, які розташовані назовні дуги повороту (на зразок системи SH-AWD фірми Honda). Це дозволяє покращити керованість автопотягу та проходити повороти із більшою швидкістю. Також КЕМП може використовуватись при доланні тривалих підйомів, використовуючи енергію акумуляторної батареї. Вказане призначення та будова КЕМП дозволяє уникнути використання в складі приводу електрогенератора, який приводиться в дію ДВЗ. Функцію такого генератора виконують індивідуальні електродвигуни приводу коліс напівпричепу при русі автопотягу прямими ділянками траси в крейсерському режимі.

Батраченко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент,
Філімонов Сергій Олександрович, к.т.н., доцент,
Черкаський державний технологічний університет

ПОВНОПОТОКОВА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНА ТРАНСМІСІЯ, ЯК ЗАСІБ ПІДВИЩЕННЯ КЕРОВАНІСТІ АВТОМОБІЛЯ

Електромеханічні трансмісії знаходять все ширше використання в сучасних автомобілях, що серійно випускаються. Переваги таких трансмісій відомі, але їх можливості розкриті далеко не повністю. Електромеханічна трансмісія, а саме повнопотокова трансмісія, може дозволити підвищити керованість транспортного засобу при його русі на великих швидкостях.

Відомо, що повнопотокова електромеханічна трансмісія (ЕМТПП) дозволяє підвищити прохідність автомобіля у важких дорожніх умовах, забезпечувати поворот транспортного засобу навколо власної вертикальної вісі та забезпечувати кращі умови проходження поворотів за рахунок повного приводу. Проте її можливості дозволяють реалізувати ще один режим руху, який сприяє проходженню автомобілем поворотів на підвищеній швидкості – передача більшої частини обертового моменту на ті колеса передньої і задньої всі автомобіля, які знаходяться назовні дуги повороту.

Схожий принцип реалізовано в трансмісії SH-AWD автомобілів Honda та Acura. SH-AWD – це, за твердженням виробника, повністю автоматизована система постійного приводу на всі колеса автомобіля. Обертовий момент може диференційовано розподілятися між передньою та задньою вісями. Будова трансмісії дозволяє, за рахунок механічних передач, які керуються електромагнітними муфтами, розподіляти обертовий момент поміж окремими задніми колесами. При необхідності до 100% обертового моменту задньої вісі може передаватися лише на одне заднє колесо. Наприклад, затискаючи праве зчеплення в лівому повороті, електроніка з'єднує праве колесо з підвищуючою передачею і таким чином автомобіль більш активно повертає вліво. Якщо поворот правий, то більш активним буде ліве зчеплення. При виконанні різких маневрів до 70% потужності може передаватися на задню вісь, з яких 70% - на одне заднє колесо. Завдяки цьому автомобіль при русі на великих швидкостях може дуже вправно входити в повороти, не надто знижуючи швидкість. Але механічний привод обумовлює підвищену складність і вартість такої системи, що не дозволяє застосувати диференційоване розподілення потужності поміж передніми колесами. Електромеханічний привод позбавлений таких вад. В разі виконання електромеханічної трансмісії повнопотоковою стає можливим перерозподіляти потужність приводу диференційовано поміж окремими колесами передньої вісі та поміж окремими колесами задньої вісі. Це дасть можливість додаткового підвищити керованість автомобілю навіть у порівнянні з системою SH-AWD. На практиці це означатиме підвищення швидкості та безпеки руху при виконанні маневру. Подібні властивості ЕМТПП створюють додаткові переваги такої трансмісії та сприяють її широкому використанню в майбутньому.

Болдовский Владимир Николаевич, к.т.н. доцент, зам. декана, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»
Барздун Павел Геннадьевич, магистрант, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

АНАЛИЗ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПУТЕЙ ПЕРЕОБОРУДОВАНИЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В связи с ужесточением норм по выбросам выхлопных газов, автопроизводители переходят на разработку гибридных автомобилей и электромобилей. Указанные транспортные средства являются серийными и используются обычными людьми в личных целях. Крупные компании имеют свой собственный автопарк, который содержит в основном автомобили с двигателем внутреннего сгорания и для замены всего автопарка на электромобили понадобятся очень большие затраты финансовых ресурсов. Поэтому, актуальным на данный момент является замена двигателя внутреннего сгорания на электродвигатель в существующем специальном транспорте.

Помимо двигателей внутреннего сгорания, на аэродромах используются автомобили, выполняющие специальные функции. Одним из таких автомобилей является «Установка воздушного запуска», на базе УАЗ-450. Данный автомобиль, кроме стандартного двигателя внутреннего сгорания, который используется в нем для передвижения на территории аэропорта, имеет турбореактивный двигатель. Турбореактивный двигатель обладает существенным недостатком – высоким потреблением топлива, поэтому в данной работе будет рассматриваться замена турбореактивного двигателя на электродвигатель.

В ходе анализа требуется учитывать такие параметры двигателя внутреннего сгорания как мощность, крутящий момент, максимальные обороты и другие параметры двигателя. Получив необходимые параметры турбореактивного двигателя, нам нужно подобрать похожий по характеристикам электродвигатель. Подобрав необходимый электродвигатель, в случае если его параметры отличаются от параметров турбореактивного двигателя, то можно использовать понижающий или повышающий редуктор.

Для расчета экономической целесообразности, следует учесть количество топлива, которое потребляет турбореактивный двигатель в год, а также учитывать сколько электроэнергии будет потреблять ежегодно выбранный нами электродвигатель. Также для более точного расчета экономической целесообразности следует рассчитать стоимость обслуживания обоих двигателей. Сравнив экономические показатели, можно рассчитать период окупаемости переоборудования.

Гребеник Олександр Миколайович, к.т.н., с.н.с., докторант, Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки Збройних Сил України, grom_75@ukr.net.

СТОСОВНО СПЕЦІАЛЬНИХ КОЛІСНИХ ШАСІ

Військова автомобільна техніка (ВАТ) є основним засобом забезпечення тактичної та оперативної рухомості військ і мобільних наземних об'єктів. Колісна ВАТ складає найчисельнішу групу та використовується в усіх родах військ і видах ЗС України. Одним з найбільших класів колісної ВАТ, що використовується в якості баз під монтаж різноманітного озброєння та військової техніки, є спеціальні колісні шасі (СКШ).

Зміна загального характеру воєнних конфліктів, зростаюча ефективність засобів збройної боротьби, перетворення структури військ (сил), що відбуваються, а отже, й об'єму, змісту та послідовності вирішення Збройними Силами (ЗС) бойових та допоміжних задач, а також ряд інших факторів, визначають необхідність зміни форм, способів і методів бойового застосування ЗС. Стосовно СКШ можливо окреслити наступні вимоги:

- підвищення мобільності;
- збільшення автономності дій;
- підвищення захищеності та невиявленості.

Досвід використання СКШ під час проведення антитерористичної операції на сході України та збройних конфліктів останніх десятиріч свідчить про їх значну технічну недосконалість, застарілість та невідповідність вимогам ведення сучасних бойових дій. Основними з них є: недостатня рухомість; значні витрати паливно-мастильних матеріалів; низькі ресурс, безвідмовність та автономність бойової роботи; відсутність захищеності, висока виявленість; складність проведення ремонтів, тощо.

СКШ, що перебувають на озброєнні ЗС України, не відповідають вимогам ведення сучасних бойових дій за:

- показниками максимальних швидкостей руху та рухомості;
- показниками витрати палива та масла (особливо експлуатаційної) через використання застарілих силової установки (від бронетанкової техніки або карбюраторної автомобільної) та складних конструкцій трансмісії;
- показниками напрацювання до капітальних ремонтів (ресурсу),
- захищеністю та невиявленістю, тощо.

Всі зазначені недоліки призводять до зниження рівня ефективності функціонування СКШ.

Виникає протиріччя на практиці: між неможливістю забезпечення необхідного рівня ефективності спеціальних колісних шасі шляхом удосконалення технічних характеристик (ТХ) існуючих зразків, з одного боку, та гострою необхідністю її підвищення, з іншого. Вивченню важливіших проблем розвитку теорії багатовісних повнопривідних автомобілів присвячені дослідження багатьох вчених з моменту розробки перших автомобілів до теперішнього часу. Вагомий внесок у вирішення проблем пов'язаних з

розвитком СКШ внесли: Антонов А.С., Антонов Д.А., Аксенов П.В., Агейкин А.С., Белоусов Б.Н., Беккер М.Г., Брянський Ю.А., Бочаров Н.Ф., Великанов Д.П., Висоцький М.С., Гришкевич А.І., Денисов А.В., Дорошенко О.Ф., Іпатов М.І., Платонов В.Ф., Фаробін Я.Е., Фрумкін А.К., Шарапов Д.В. та інші. Їхні дослідження є розвитком загальної теорії автомобіля створеної Чудаковим Е.А. Цими авторами розроблена теорія та методи розрахунку конструкцій та прогнозування параметрів експлуатаційних властивостей багатовісних машин. Вони направлені на підвищення показників експлуатаційних властивостей, компоновки та ефективності використання вже існуючих зразків СКШ або нових на використанні традиційних технічних рішень. В основі теорії покладено принцип симетричного розвитку, який полягає у порівняльній оцінці СКШ близької вантажопідйомності з метою збереження паритету або забезпечення переваги ТХ над зразками СКШ провідних країн. Існуючі теорія і методи розрахунку багатовісних машин дозволяють: проводити оцінку показників експлуатаційних властивостей, компоновок зразків, розрахунок конструкції та прогнозування експлуатаційних параметрів окремих зразків. Однак існує і ряд суттєвих недоліків. Відсутність загальної теорії, досвіду проектування, випробувань та експлуатації багатовісних автомобілів визначило в свій час розвиток їх побудови та компонування, у результаті чого маємо велику різноманітність конструктивних рішень багатовісної ВАТ. СКШ, які перебувають на озброєнні ЗС України, різняться числом осей, їх розміщенням по базі, схемами розподілу потужності по бортах, осях та колесах, конструкціями трансмісії, ходової частини, підвіски, систем керування та іншими конструктивними особливостями.

Існуюча науково-методична база залишається недосконалою та не дозволяє теоретичного обґрунтування впливу особливостей використання СКШ у сучасних воєнних конфліктах та застосування сучасних компоновок і технічних рішень при створенні перспективних СКШ.

Виникає протиріччя в теорії між недосконалістю існуючої теорії синтезу спеціальних колісних шасі, з одного боку, і необхідністю отримання теоретичних знань для визначення конструктивних вимог до перспективних зразків спеціальних колісних шасі, що підвищить ефективність їх функціонування, з іншого. Таким чином, за результатами проведених аналізів та сформульованих протиріччя в теорії та на практиці, поставлено наукову проблему, яка полягає в необхідності вирішення протиріччя між сучасними вимогами до рівня ефективності функціонування спеціальних колісних шасі та досягнутим рівнем розвитку теоретичних основ їх дослідження та мету дослідження з розвитку методологічних основ та науково-методичного апарату дослідження перспективних СКШ, практична реалізація яких дає можливість суттєво підвищити ефективність їх функціонування в сучасних умовах ведення бойових дій. Отже, проведення досліджень за темою «Методологічні основи синтезу перспективних спеціальних колісних шасі» є актуальним і своєчасним.

Григорович Антон Михайлович, ассистент кафедры автомобилей и транспортной инфраструктуры Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

Супонина Валерия Олеговна, магистрант, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ»

УВЕЛИЧЕНИЕ ЗАПАСА ХОДА ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

С каждым годом электромобили занимают все большую нишу на рынке автомобилей. По данным Центра автомобильного менеджмента к концу 2016 года их количество в мире достигнет 2 млн. Однако небольшой запас хода электромобилей является существенным препятствием на пути их распространения. Нет большого разнообразия доступных аккумуляторных батарей, что могло бы дать большее поле деятельности для разработчиков.

Увеличение количества аккумуляторных батарей ведет к увеличению габаритов и массы автомобиля, что сказывается на динамике, поэтому автопроизводители принимают и разрабатывают ряд мер для решения этой проблемы, среди которых можно выделить основные:

изменение геометрии кузова и, как следствие, уменьшение коэффициента аэродинамического сопротивления, однако следует учитывать, что аэродинамика начинает оказывать свое влияние при скорости свыше 120 км/ч, поэтому этот метод подходит больше для спортивных электромобилей и автомобилей, предназначенных для дальних междугородних поездок;

применение новейших композиционных материалов и легких сплавов. Например, стекла из поликарбоната не уступают по светопропускной способности, но обладают большей прочностью и весят, как минимум, в 2 раза меньше традиционных автостекол;

уменьшение количества потребителей энергии, таких как, климат-контроль, кондиционеры, подогрев сидений, освещение и т.д.;

увеличение емкости батарей, оптимальный подбор электродвигателя;

оптимизация параметров движения автомобиля;

разработка новых аккумуляторных батарей – наиболее перспективными сейчас являются литий-полимерные, литий-воздушные и графеновые;

рекуперация энергии – восполнение потерь энергии при торможении или движении накатом;

установка солнечных панелей на кузов электромобиля поможет подзаряжать аккумуляторы во время движения;

развитие сети электрозаправок – создание парковок с зарядными устройствами и точек высоковольтных зарядных станций по городу и на трассах.

Подводя итоги, стоит заметить, что переход от автомобилей с ДВС на электромобили поможет не только уменьшить количество вредных выбросов, но и значительно снизить уровень шума в больших городах.

Гришук Олександр Казимирович, к.т.н., професор, Національний транспортний університет, Київ, Україна

Кравчук Павло Миколайович, к.т.н., науковий співробітник, ДП “ДЕРЖАВТОТРАНСНДПРОЕКТ”, Київ, Україна

Оверченко Юрій Миколайович, провідний інженер, ДП “ДЕРЖАВТОТРАНСНДПРОЕКТ”, Київ, Україна

ПЕРЕОБЛАДНАННЯ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ У ЕЛЕКТРОМОБІЛЬ

На сьогоднішній день все гостріше постає питання використання електромобілів (ЕМ) в Україні. Провідні автовиробники вже випускають серійні ЕМ, але їх вартість для пересічного українського споживача є практично недосяжною.

Як стати власником ЕМ колісного транспортного засобу (КТЗ) категорії M_1 та N_1 в Україні? Купувати у іноземного виробника за ціну, яка перевищує майже удвічі вартість такого ж автомобіля з бензиновим або дизельним двигуном? Чи можливо є інші варіанти, більш бюджетні та доступні?

Одним із таких варіантів, який практикується в Україні, є переобладнання КТЗ шляхом заміни бензинового або дизельного двигуна на електричний, який приводиться в дію від енергії, що запасена в акумуляторних батареях (АКБ).

Для переобладнання звичайного КТЗ шляхом заміни штатного двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) на електричний двигун (ЕД) потрібно, визначитися з КТЗ, що переобладнується. Тобто, від технічних характеристик КТЗ залежить багато факторів, які можуть впливати на подальшу роботу та експлуатацію ЕМ.

Враховуючи такий важливий фактор, як шлях пробігу КТЗ, що залежить від збереженої в АКБ енергії та характеристик ЕД, що переобладнується, бажано використовувати КТЗ з невеликою спорядженою масою, тоді необхідна енергія, що витрачається для руху, буде значно меншою і відстань пробігу КТЗ буде більшою.

На сьогоднішній день, для переобладнання використовують КТЗ категорії M_1 , N_1 з малим об'ємом двигуна та з невеликою спорядженою масою, наприклад, як ЗАЗ сімейства “Таврія” тощо. На цих КТЗ встановлюються ДВЗ з механічною коробкою переміни передач (КПП).

Для ЕМ застосовуються декілька типів ЕД: асинхронні двигуни перемінного струму, синхронні двигуни перемінного струму, колекторні двигуни постійного струму та сучасні типи двигунів перемінного струму з вентильним керуванням та ін.

Найбільше розповсюдження для ЕМ в Україні отримали двигуни постійного струму з послідовним збудженням, але також, застосовуються двигуни постійного струму з паралельним збудженням, які дозволяють реалізувати режим рекуперації енергії при гальмуванні, тобто повернення енергії гальмування у тягову батарею.

На сьогоднішній день розробляються ЕД з вентильним керуванням. Вони характеризуються потужним електронним пристроєм керування на основі мікропроцесорних систем. Перспективою використання ЕМ з таким ЕД є компактність та висока питома потужність на одиницю ваги, але їх застосування стримує велика вартість. Також, при виборі ЕД, за характеристиками ваги, крутного моменту та частоти обертання валу потрібно намагатись не перевищити характеристик штатного ДВЗ, який застосовувався на КТЗ. Для переобладнання КТЗ необхідно визначити місце розташування ЕД в трансмісії ЕМ. Для цього може бути розглянуто декілька варіантів, наприклад, ЕД підключається безпосередньо до ведучого колеса; ЕД підключається до осьового диференціалу ведучого моста; ЕД підключається до первинного валу КПП.

Варіант, коли ЕД підключається до первинного валу КПП при переобладнанні КТЗ, використовується найчастіше.

Враховуючи зазначене, цей варіант розглянемо детальніше.

ЕД з'єднується через план-шайбу (перехідну плиту) зі штатною КПП КТЗ із збереженням орієнтації та співвісності валів. Використання КПП дає змогу ефективніше керувати автомобілем при різних режимах руху. Зчеплення можна і не застосовувати. Для керування роботою ЕД повинен бути встановлено відповідний регулятор напруги та командоконтролер керування регулятором (електронна педаль). У підкапотному або(та) у багажному відсіках ЕМ необхідно обладнати місця для встановлення та закріплення тягових АКБ (блоків батарей). Означені відсіки повинні мати систему вентиляції для забезпечення відведення назовні газів (за наявності – в залежності від типу АКБ, що застосовуються), що можуть виділятися час заряджання АКБ.

Електромережа ЕД повинна бути захищена встановленням електромагнітного контактора, розрахованого на відповідну силу струму, який має запобігати несанкціонованому керуванню регулятором напруги.

ЕМ обов'язково повинен бути обладнаний контрольною системою (індикатором) появи електричного потенціалу на корпусі.

Датчики режимів роботи двигуна та тягових АКБ необхідно сумістити з показниками на панелі приладів ЕМ. Для поновлення енергії АКБ повинен застосовуватись зарядний пристрій, розрахований на відповідні до характеристик та сумарної кількості АКБ силу струму та напругу.

Повна маса переобладнаного КТЗ на ЕМ, а також навантаження на осі при повній масі, не повинні перевищувати показників, зазначених заводом-виробником. Враховуючи цей фактор, гальмівна система ЕМ та рульове керування за конструкцією і характеристиками повинні залишатись без змін і відповідати вимогам виробника КТЗ. Розглянуто оптимальний варіант для мінімізації затрат на виготовлення ЕМ при переобладнанні КТЗ. Розглянуто типи та характеристики АКБ для ЕМ, які більш придатні для внутрішньо міського використання.

Данець Сергій Віталійович, завідувач сектору автотехнічних досліджень відділу інженерних, економічних, товарознавчих видів досліджень та оціночної діяльності Харківського НДЕКЦ МВС України.

МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВІДЕОРЕЄСТРАТОРІВ ДЛЯ ОТРИМАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ПРИ ПРОВЕДЕННІ АВТОТЕХНІЧНИХ ЕКСПЕРТИЗ

Під вихідними даними розуміються дані про обставини події, прийняті експертом при дослідженні механізму події та вирішенні порушених перед експертом питань.

Вихідні дані для дослідження експерт отримує з описової частини постанови про призначення експертизи, з наданих йому матеріалів справи, а також з матеріалів, представлених слідчим у відповідь на запит експерта. Вихідні дані можуть стосуватися як просторово-динамічних характеристик (швидкість руху учасників дорожньо-транспортної події (далі ДТП), часу руху, відстані, які учасники ДТП долали за певний проміжок часу та т.і.) так і самих обставин пригоди – наявність дорожньої розмітки, сигналів світлофора, дорожніх то погодних умов, часу ДТП.

В даний час широке поширення отримали технічні засоби, які дозволяють фіксувати рух транспортних засобів (далі ТЗ) в процесі ДТП. Умовно такі технічні засоби можливо поділити на три групи: відеореєстратори у ТЗ, зовнішнє відеоспостереження, системи EDR - Event Data Recorder (реєстрація даних про події). Використання даних про обставини ДТП, які були отримані з технічних засобів, зазначених вище, надасть можливість експертові отримати об'єктивні вихідні дані для виконання автотехнічних експертних досліджень.

Завдяки своїй простоті використання, та відносної доступності найпоширенішим зазначеним засобом є відеореєстратор.

Відеореєстратор (англ. Digital Video Recorder, DVR, цифровий відеореєстратор) - пристрій, призначений для запису, зберігання та відтворення відеосигналів, а при наявності мікрофона, і аудіосигналів.

Сучасної літератури з автотехнічної експертизи небагато. Існуючі розроблені і втілені теоретичні основи й методики експертного дослідження при проведенні автотехнічних експертиз, що застосовуються експертами на сьогоднішній день, були затверджені ще наприкінці минулого сторіччя, без урахування можливостей використання сучасних автоматизованих систем, таких як відеореєстратор.

Використання інформації з відеореєстраторів при проведенні автотехнічних експертиз окреслюють наступну проблематику:

- необхідно розробити методику обробки даних з відеореєстратора для встановлення параметрів руху автомобіля;

- необхідно визначити можливість застосування даних з відеореєстратора для встановлення швидкості руху (а в подальшому, уповільнення або прискорення, координати розташування автомобіля на дорозі);

- необхідно розробити методику встановлення параметрів руху автомобіля за даними відеореєстратора.

Як відомо швидкість руху ТЗ є одним з основних параметрів, який значно впливає на розрахунок механізму ДТП. Тому встановлення швидкості руху ТЗ у процесі розвитку ДТП має суттєве значення для аналізу виникнення та наявності у водія можливості попередження ДТП.

Необхідні умови: відеокамерою зафіксовано нерухомі об'єкти обстановки по ходу руху транспортного засобу (лінії дорожньої розмітки, встановлені опори ЛЕП, опори освітлення, дорожні знаки, таке інше), розмір і розташування яких є незмінним, попередньо відоме або ж можливо його встановити додатково.

Для дослідження необхідно використання комп'ютерної програми, що розкладає відеоряд на окремі кадри. При обробці відеоматеріалу можна використовувати програму «Sony Vegas Pro 10 (11)». Із відеозапису вибирається ділянка місцевості, на якій необхідно визначити швидкість та вибираються моменти проїзду автомобілем нерухомих об'єктів, розміри яких по довжині (по ходу руху автомобіля) відомі або ж моменти проїзду повз двох чи більше об'єктів, із відомою між ними відстанню. Із відеозапису робляться стоп-кадри моменту проїзду двох нерухомих об'єктів таким чином, щоб вказані об'єкти були максимально однаково розташовані відносно автомобіля. Вибрані стоп-кадри мають відповідний номер кадру кожної секунди та загальний номер кадру від початку відеозапису. Кількість кадрів у кожній секунді відображається на відповідному лічильнику кадрів. Вирахувавши кількість кадрів, протягом яких автомобіль здолав проміжок між двома вибраними об'єктами та знаючи кількість кадрів у секунді, визначаємо час руху транспортного засобу на вказаній ділянці, а потім і швидкість руху

$$t = \frac{K}{k_1}; \quad (1)$$

$$Va = \frac{S}{K} k_1 * 3.6 (\text{км} / \text{год}); \quad (2)$$

де K – кількість кадрів відеозапису, що минуло протягом проїзду вибраної ділянки.

k_1 – кількість кадрів в секунді відеозапису, с^{-1} .

S – відстань ділянки між вибраними об'єктами (відповідно стоп-кадрів).

Сучасні автоматизовані системи, у тому числі такі як відеореєстратори дозволяють дослідити обставини ДТП на різних етапах його стадіях. В тому числі дозволяють отримати просторово-динамічні характеристики руху автомобіля, такі як швидкість. Але існують певні проблеми впровадження автоматизованих технологій при проведенні автотехнічних експертиз в Україні, оскільки дослідження ДТП за їх допомогою тільки почали проваджуватися. Досвід проведення таких досліджень, а також їх методики відсутні.

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО ГАЛЬМУВАННЯ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ З ЕЛЕКТРИЧНИМ ПРИВОДОМ

Сучасні транспортні засоби обладнуються досить великою кількістю систем покликаних підвищити безпеку автомобілів, а також полегшити водіям керування ними. Прикладом подібних систем є системи автоматичного гальмування автомобілів, які на сьогоднішній день досить ефективно застосовуються на автомобілях Volvo, Ford, BMW, Mercedes Benz, Lexus. Системи автоматичного гальмування повинні заздалегідь у випадку відсутності дій зі сторони водія або небезпечного зменшення дистанції задіюючи гальмівну систему зменшити швидкість транспортного засобу [1]. Провівши аналіз літературних джерел можна відзначити тенденцію до встановлення обов'язкових вимог щодо обладнання автомобілів подібними системами [2]. Окрім того, провівши дослідження режимів руху легкового автомобіля у м. Луцьк, встановлено, що у значній частині випадків можна проїхати перешкоду без зупинки, а лише зменшивши швидкість руху. Даний прийом дозволяє зменшити витрату палива та викиди шкідливих речовин у навколишнє середовище. В подібних ситуаціях теж можна задіювати систему автоматичного гальмування, оскільки вона здатна зменшити швидкість руху до безпечної, тим самим допомагаючи водієві вибрати найбільш оптимальний режим руху.

Як відомо, транспортні засоби з електричним приводом мають можливість рекуперації енергії, з подальшим її акумуляуванням у накопичувачі. Разом з тим, кількість рекуперованої енергії великим чином залежить від стилю водіння та навичок водія [3], тому здебільшого можливості системи рекуперативного гальмування використовуються не в повному обсязі. Усунути цю проблему можна застосувавши поєднання двох систем: системи автоматичного гальмування та системи рекуперативного гальмування. Зазначений прийом дасть змогу підвищити ефективність системи рекуперації та збільшити кількість рекуперованої енергії.

Дослідження систем рекуперативного гальмування показують, що сповільнення під час гальмування змінюється в межах 1,0...0,5 м/с² [4]. Виходячи з цього система автоматичного рекуперативного гальмування (ARBS) повинна забезпечити максимально тривалий час рекуперативного гальмування із врахуванням критеріїв безпеки. В будь-якому випадку пріоритет повинен залишатися за показниками безпеки.

Виходячи з умов дорожнього руху можна виокремити найбільш характерні випадки, коли доцільніше застосувати ARBS:

- гальмування перед перехрестям зі світлофорним регулюванням;
- гальмування перед поворотом;
- гальмування перед транспортним засобом, який рухається у

попутному напрямку;

- гальмування перед нерухомим транспортним засобом.

Дане твердження обумовлено тим, що система автоматичного рекуперативного гальмування має можливість завчасно провести моніторинг дорожньої ситуації та прийняти ефективне рішення.

Зважаючи на вищевикладене, враховуючи результати досліджень наведених у [5], можна сформулювати вимоги до ARBS:

- система повинна мати можливість ідентифікувати перешкоду;
- система повинна мати взаємозв'язок з засобами регулювання дорожнього руху;
- система автоматичного рекуперативного гальмування повинна бути інтелектуальною, тобто вона повинна самостійно приймати рішення;
- обов'язковість пріоритету безпеки, тобто у випадку нештатних ситуацій система повинна забезпечувати максимально ефективне гальмування;
- пріоритет водія, тобто водій повинен мати можливість в будь-який момент перебрати керування на себе. Дана вимога обґрунтовується тим фактором, що в певних випадках збільшення швидкості руху може бути більш ефективним, з точки зору безпеки, ніж її зменшення.

В якості висновку можна відмітити, що сформульовані вимоги до систем автоматичного рекуперативного гальмування дають змогу проводити подальші дослідження та здійснювати їх розробку. Також варто відмітити можливість застосування ARBS з метою оптимізації режимів руху транспортних засобів міською дорожньою мережею.

Література

1. Системи автоматичного гальмування [Електронний ресурс] – 2015. – Режим доступу: [http:// http://autopark.pp.ua/369-sistemi-avtomatichnogo-galmyvannya.html](http://autopark.pp.ua/369-sistemi-avtomatichnogo-galmyvannya.html). Дата звернення: 08.02.2016 р.

2. Система автоматического экстренного торможения (АЕВ) станет обязательной [Электронный ресурс] – 14.02.2012. – Режим доступа: <http://www.cardefence.ru/sobytiya/sistema-avtomaticheskogo-jekstrennogo-tormozhenija-aeb-stanet-objazatelnoj>. Дата обращения: 08.02.2016 р.

3. Сітовський О. П. Вплив стилю водіння на рекуперацію енергії / О. П. Сітовський, В. М. Дембіцький // LXXI Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. – Київ, 2015. – С. 57.

4. Дембіцький В.М. Математична модель процесу електродинамічного гальмування з рекуперацією енергії транспортного засобу, обладнаного електроприводом / В.М. Дембіцький, О.П. Сітовський та ін. // Наукові нотатки. Вип. 45. – Луцьк: ЛНТУ, 2014. С. 159 – 167.

5. Дембіцький В.М. Застосування систем автоматичного гальмування на транспортних засобах з електричним приводом /В.М. Дембіцький, О.П. Сітовський // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. С. 68 – 72.

Дущенко Владислав Васильович, доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», тел. 096-827-81-33, dushchenko@ukr.net

Маслієв Антон Олегович, аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», тел. 050-689-4-699, tonny-posha@ukr.net

ДО ПИТАННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ КЕРУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПІДВІСКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Розглянуто застосування магнітореологічних еластомірів у підвісці транспортних засобів з метою керування її жорсткістю та демпфіруючими властивостями. Пружні втулки шарнірів важелів підвіски виконано з магнітореологічного еластоміру, при цьому зовнішню поверхню кожної втулки охоплено соленоїдом, що живиться електричним струмом, величина якого регулюється за програмою блоком керування. В процесі керування відбувається зміна модуля зсуву та модуля втрат даних втулок, що призводить до зміни приведеної жорсткості підвіски та її демпфіруючих властивостей, при незмінних характеристиках основних пружних елементів і демпфіруючих пристроїв. При цьому забезпечується максимальна уніфікація з серійною підвіскою, яка не потребує значної переробки. На конструкцію даної підвіски отримано позитивне рішення про видачу деклараційного патенту на корисну модель.

В результаті проведених досліджень було отримано залежності величини індукції магнітного поля та рівномірності її розподілення у матеріалі втулки від струму, який є можливим відтворити із штатними джерелами струму. На прикладі бронетранспортера БТР-4 розраховано пружну характеристику підвіски та можливий діапазон її регулювання.

Дослідження проведено методом кінцевих елементів. Вихідними даними були креслення шарніру підвіски, фізичні характеристики матеріалів складових магнітного ланцюга, створеного у ньому, та магніто-рушійна сила (ампер-витки). Магнітні проникності складових магнітного ланцюга, обрані за відповідними кривими намагнічування матеріалів. Магніто-рушійна сила варіювалася для отримання позитивного результату, що полягав у досягненні найбільшої можливої величини індукції у втулці з магнітореологічного еластоміру та рівномірного її розподілення по всій площині втулки. Обмеження полягали у забезпеченні не перевищення магнітної індукції у складових магнітного ланцюга припустимих її значень, та у щільності струму у дроті котушки, щоб запобігти перегріву еластоміру.

У якості матеріалу магнітного наповнювача магнітореологічного еластоміру розглядалися варіанти карбонільного заліза та матеріалів з високою магнітною проникністю.

В результаті проведених досліджень обрано матеріал наповнювача магнітореологічного еластоміру, досягнуто рівномірне розподілення індукції у ньому, при цьому щільність струму не перевищує припустимих значень.

Зеликов Владимир Анатольевич, к.т.н., доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова orbd_vglta@mail.ru

Денисов Геннадий Александрович, к.т.н., доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова dga.vrn@mail.ru

Злобина Наталья Ивановна, аспирант, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова natasha_boichka@mail.ru

О СПОСОБАХ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ НАЕЗДА АВТОМОБИЛЯ НА ПЕШЕХОДА

Главную роль в дорожном движении и проектировании транспортной структуры страны играет автомобильный транспорт, обладающий высокой маневренностью, гибкостью и скоростью.

Безопасность на автомобильных дорогах и улично-дорожной сети (УДС) городов непосредственно зависит от поведения водителей транспортных средств (ТС) и пешеходов. Зачастую аварийные ситуации на проезжей части создают сами пешеходы, которые пересекают ее на запрещенный сигнал светофора или выходят за пределами действия знаков 5.19.1 и 5.19.2 «Пешеходный переход». Безопасность движения на нерегулируемых пешеходных переходах зависит в первую очередь от поведения пешеходов. Так, риск возникновения ДТП увеличивается из-за их недисциплинированности, невнимательности и прочих человеческих факторов.

Анализ динамики наездов и тяжести их последствий за 2014 и 2015 годы, не позволяет сделать однозначных выводов по улучшению или ухудшению дорожных ситуаций, так как тяжесть происшествий различается, а в меньшем количестве ДТП может быть больше участников, которые пострадали или погибли. Так, в 2014 году в городском округе г. Воронеж было совершено 1043 наезда на пешехода, в которых 179 человек погибло, 933 получили ранения. В 2015 году было зафиксировано 892 ДТП (129 - погибло 816 - ранено).

При переходе пешеходом проезжей части, траектория его движения часто направлена под произвольным углом навстречу или попутно движущемуся ТС (препятствию). В таких случаях исследования наездов наиболее сложны и трудоемки. В имеющихся методиках исследования ДТП рассмотрены варианты наезда на пешехода, вышедшего на проезжую часть из-за движущегося препятствия перпендикулярно к направлению движения автомобиля после того, как препятствие пересечет и покинет направление движения пешехода.

С целью упрощения процедуры выполнения расчетов при исследовании наезда мы предлагаем совершенствовать имеющиеся методики путем систематизации и обобщения геометрических условий различных вариантов наезда, составления алгоритма и программы расчета, что позволит сократить риск возникновения ошибок и неточностей в расчетах и, соответственно, повысить эффективность работы экспертов и всего экспертного учреждения в целом.

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ЗМАЩУВАННЯ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦЯ В ПОРШНЕВИХ ДВИГУНАХ

Необхідність розвитку і вдосконалення автотранспортних двигунів обумовлена широким використанням поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ПДВЗ) у різних галузях промисловості.

ПДВЗ – двигун внутрішнього згоряння, у якому теплова енергія газів, що розширюються і які утворились в результаті згоряння паливо-повітряної суміші у замкненому об'ємі, перетворюється у механічну роботу поступального руху поршня у циліндрі.

Для змащення поршневих пальців (ПП) застосовується ефект масляного туману у картері двигуна. Масляний туман – це олійно-повітряна суміш, в якій дрібні краплі олії розміром близько 0,02 мм і менше знаходяться в повітрі в підвищеному стані [1]. Ця олійно-повітряна суміш виходить шляхом розбризкування олійної маси за допомогою противаг колінчастого вала (КВ) при його обертанні. Кількість дрібних крапель залежить від частоти обертів КВ і форми противаг [1].

Аналізуючи шляхи підвищення якості мастила ПП, необхідно враховувати специфіку мастила, особливості конструкції поршневої групи [2]. З огляду на наведене вище, співробітниками кафедри автомобілів і транспортної інфраструктури Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» виконано дослідно-конструкторську роботу, в якій наведено обґрунтування доцільного варіанту підвищення якості змащування ПП в ПДВЗ на прикладі зміни класичної форми противаг КВ на вдосконалену. З аналогів розглянуті противаги з отворами для захвату мастила з картера двигуна [2]. Удосконалення полягає в зміні форми гладких торцевих поверхонь противаг на орєбрені.

Зміна форми торцевих поверхонь противаг забезпечить:

- Підвищення якості мастила ПП;
- Дроблення масляних крапель на більш дрібні в низкооборотних двигунах;
- Рівномірного розбризкування масляного туману.

Література

1. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. Учебник для высших технических учебных заведений/ под ред. проф. Ю. А. Степанова.. М.: Машгиз, 1957.
2. Автомобильные и тракторные двигатели. (Теория, системы питания, конструкции и расчет)/ Под ред. И. М. Ленина. Учебник для вузов по специальности “Автомобили и тракторы”. М.: Высш. шк., 1969.

ПРОБЛЕМИ КОМПЛЕКСНОЇ ОЦІНКИ РІВНЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ АВТОМОБІЛІВ З РІЗНИМИ ЕНЕРГОУСТАНОВКАМИ

Автомобілебудівники з метою зниження рівня забруднення навколишнього середовища автотранспортними засобами типово рухаються двома основними шляхами. Перший це застосування альтернативних видів палива для уже існуючих автомобілів, які знаходяться в експлуатації, або конструктивна зміна яких не є технологічно складною чи надто вартісною. Такі технічні втручання зазвичай добре вивчені, вплив зміни типу палива досліджено і встановлено рівні екологічного впливу на довкілля на різних режимах роботи енергоустановки.

Другий шлях – поступова відмова від використання класичних енергоустановок автомобілів. Особливе державне стимулювання за рахунок зменшення акцизу і податків призвело до загального конструювання автомобілів з гібридними, водневими чи електричними енергоустановками. Усі автомобілебудівники скерували свою продукцію у протилежному напрямі від класичних двигунів внутрішнього згорання.

Водночас при основних перевагах таких автомобілів на етапі їх комерційної і технічної (не завше) експлуатації, виникає багато проблем, в тому числі і екологічних, на етапах конструювання і утилізації таких автомобілів.

Якщо застосування альтернативних видів палива, зокрема тих, які легше отримати у великих кількостях, призводить в основному до збільшення використання орних земель для вирощування культур для подальшого отримання біопалива, то виготовлення принципово нових типів транспортних засобів із широким використанням акумуляторних батарей породжує комплекс нерозв'язаних проблем. Основна з них виникає одразу на етапі експлуатації – це практично повна відсутність інфраструктури з заряджання таких автомобілів. Це викликає необхідність побудови мережі зарядних станцій і розташування їх до місць тяжіння населення, тобто у спальних районах для можливості багатогодинного «заправління» таких автомобілів.

Також важлива проблема цих автомобілів – падіння ємності акумуляторних батарей і подальша їх безпечна утилізація. Звичайно зараз пропонується широко використовувати такі батареї із зниженою уже ємністю в побуті як додаткові джерела енергії чи в інших галузях, але проблема контрольованого їх збору і подальшої утилізації особливо гостра.

Усе це спричиняє потребу розроблення системи оцінювання рівня нанесеної шкоди на кожному з етапів експлуатації чи утилізації таких автомобілів із визначенням кількісного рівня такої шкоди – індексу токсичності автомобілів з різними енергоустановками, який дозволить порівняти екологічну небезпеку кожної з енергоустановок не тільки на локальному, обмеженому терміні, але і на усіх етапах життєвого циклу такого автомобіля.

Кораблев Руслан Александрович, к.с.-х.н., доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»
Бусарин Эдуард Николаевич, к.т.н., доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»
Михина Виктория Вячеславовна, студент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»,
opbd_vglta@mail.ru

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ЗАЩИТНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ, ОТ ВОЗДЕЙСТВИЙ АВТОТРАНСПОРТА, В ГОРОДАХ

Защитные мероприятия от воздействий автотранспорта направлены на устранение отрицательного действия на реципиенты тех вредных факторов, предотвращение которых в источнике выброса невозможно путем ускоренного рассеивания локализации и нейтрализации [1]. Они требуют значительных объемов капиталовложений и эксплуатационных расходов, поэтому выбор экономически эффективного комплекса средозащитных мероприятий является одним из основных резервов повышения экономической эффективности градостроительства и критерием оптимизации выделяемых на его развитие материальных и финансовых ресурсов. Наибольшую эффективность средозащитная деятельность дает на стадии проектирования. Возможность определения эффективного комплекса средозащитных мероприятий на стадии проекта детальной планировки осложнена отсутствием совершенных методик оценки ущерба.

На основании укрупненных расчетов по оценочному показателю можно ранжировать защитные мероприятия в городах по группам в порядке приоритета в использовании на всех стадиях проектирования. С увеличением размеров городов приоритетными являются мероприятия с максимальной эффективностью и минимальной площадью городских территорий, необходимых для их внедрения.

Области применения специализированных защитных сооружений в городах определены с учетом экономической эффективности. Чем крупнее город, тем дальше к периферии отодвигается область применения сооружений, где соответственно должны располагаться наиболее напряженные транспортные коммуникации, и повышается эффективность использования подземного пространства в центральных зонах городов. Экономия средств, связанная с использованием подземного пространства, является критерием определения областей применения тоннелей мелкого и глубокого заложения.

Литература

1. Кораблев, Р. А. Оптимизация управления экологической деятельностью на предприятиях автомобильного транспорта [Текст] / Р. А. Кораблев, Н. И. Бойко, В. П. Белокуров, А. С. Хромых // Экология и промышленность России. – 2014. – № 9. – С. 36-38.

Меньшов Сергій Миколайович, старший викладач – начальник служби РХБ захисту та екологічної безпеки, ФВП НТУ “ХПІ”, menshov2277@gmail.com

Сахненко Микола Дмитрович, д-р. техн. наук, професор, завідуючий кафедри, НТУ “ХПІ”

Ведь Марина Віталіївна, д-р. техн. наук, професор, НТУ “ХПІ”

Галак Олександр Валентинович, заступник начальника факультету з навчальної та наукової роботи – начальник навчальної частини, ФВП НТУ “ХПІ”

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ РУХОМИХ ОБ’ЄКТІВ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

У сучасних умовах під час локальних збройних конфліктів залишається висока ймовірність руйнування хімічно небезпечних об’єктів, тому постає актуальне питання захисту екіпажів рухомих об’єктів озброєння та військової техніки, які виконують завдання у визначених районах.

Існуючі системи колективного захисту рухомих об’єктів автомобільної та бронетанкової техніки призначені для очищення атмосферного повітря від отруйних речовин, радіоактивного пилу та біологічних засобів. Нажаль, жодна з систем не передбачає очищення повітря від сильнодіючих отруйних речовин, а сучасні зразки техніки, що використовуються військовими формуваннями держави (наприклад, броньовані автомобілі КраЗ “Кугуар”, “Козак” та ін.), зовсім не мають систем колективного очищення повітря.

Таким чином, актуальним питанням постає удосконалення існуючих систем очищення повітря об’єктів автомобільної техніки військового та цивільного призначення для захисту екіпажів від найбільш небезпечних сильнодіючих отруйних речовин у випадку руйнувань хімічно небезпечних об’єктів.

Існуючі підходи щодо вирішення окресленої проблеми полягають у використанні фільтрів та сорбентів [1], тоді як альтернативу можна розглядати способи з використанням каталітичних матеріалів, що забезпечують ефективне розкладання шкідливих речовин до нетоксичних компонентів. Достатньо ефективним при цьому є каталізатори на основі оксиду титану, доповані легуючими компонентами [2].

Таким чином, з метою підвищення захисту екіпажів рухомих об’єктів автомобільної техніки та забезпечення нейтралізації сильнодіючих отруйних речовин в автомобільних фільтровентиляційних установках доцільно використання ефективних каталітичних фільтрів на основі диоксиду титану з можливістю додаткового встановлення в існуючі конструкції.

Література

1. Засоби індивідуального та колективного захисту: Методичний посібник / О.І.Чмут, А.І. Баталов, І.М.Мартинюк. – Харків: ХІТВ, 2005. – 180 с.

2. Конверсионные и композиционные покрытия на сплавах титана: Монография / М.В. Ведь, Н.Д. Сахненко, М.В. Майба. – Харьков: НТУ “ХПІ”, 2015. – 176 с.

Назаров Иван Александрович, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, hefer64@ukr.net

УЛУЧШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА СЧЕТ МЕЖБОРТОВОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ

В наибольшей степени на тормозные свойства легковых автомобилей влияют дорожные условия [1]. К ним относят: элементы профиля и плана дорог, рельеф местности, вид и ровность покрытия, интенсивность и режим движения по дороге [2].

Однако не только условия эксплуатации легковых автомобилей влияют на перераспределение нормальных реакций на колесах автомобиля при торможении. Существенное влияние оказывает и аэродинамическое сопротивление [3].

Целью работы является повышение эффективности легковых автомобилей, совершающих экстренные торможения в различных дорожных условиях за счет межбортового распределения тормозной силы [4].

В классической литературе детально рассматриваются вопросы, связанные с изменением нормальных реакций на осях автомобилей при торможении. Однако классические выражения получены из условия затормаживания на ровной горизонтальной дороге, пренебрегая при этом действием аэродинамического фактора [3].

Влияние эксплуатационных условий легкового автомобиля будем оценивать изменением нормальных реакций на осях, т.е. коэффициентами динамического изменения осевых нормальных реакций, которые представляют собой соотношение нормальных динамических нагрузок на i -ой оси легкового автомобиля, определяемых по уточненным и классическим зависимостям [3].

Неравномерность распределения суммарной тормозной силы по бортам легкового автомобиля будем характеризовать коэффициентом бортовой неравномерности тормозных сил, равным соотношению нормальных динамических нагрузок на бортах легкового автомобиля.

На основании полученных расчетных данных определены коэффициенты динамического изменения осевых нормальных реакций и бортовой неравномерности тормозных сил при экстренном торможении исследуемых легковых автомобилей с начальной скоростью 80-150 км/час на автомобильной дороге категории 1-а с сухим дорожным покрытием, имеющей поперечный уклон 2,5% (табл. 1).

Анализ расчетных значений (см. табл. 1) показывает, что для легковых автомобилей, совершающих экстренное торможение на дороге с поперечным уклоном при наибольшей скорости, величина реализуемого тормозного момента на колесах задней оси в таком случае, в сравнении с классической теорией, может быть увеличена для автомобилей с полной массой на 33-53%.

При этом бортовая неравномерность распределения тормозных сил (см. табл. 1) для автомобилей с полной массой составляет 18-21%.

Таблица 1

Значение коэффициентов при экстренном торможении

Автомобиль	Коэффициент бортовой неравномерности тормозных сил	Коэффициент динамического изменения нормальной реакции	
		передняя ось	задняя ось
Lanos	1,12-1,17	0,88-0,90	1,24-1,49
	1,04-1,05	0,88-0,90	1,22-1,23
Lada Priora	1,135-1,18	0,90-0,91	1,13-1,33
	1,04-1,05	0,85-0,90	1,13-1,32
Chevrolet Aveo	1,18-1,21	0,87-0,90	1,26-1,53
	1,06-1,08	0,85-0,90	1,13-1,30
Forza	1,16-1,18	0,88-0,90	1,23-1,51
	1,03-1,042	0,86-0,90	1,21-1,32

Примечание. В числителе указаны значения для автомобиля с полной массой, в знаменателе – со снаряженной массой.

Это значит, что в данном случае имеет место потенциальная возможность для реализации большей по величине тормозной силы на колесах задней оси автомобиля с полной массой на 33-53%, что обеспечит повышение эффективности торможения и снижение тормозного пути, реализовать которые возможно при использовании разработанного тормозного привода [5], обеспечивающего межбортовое распределение тормозных сил. При этом должна быть обеспечена бортовая либо комбинированная схема включения контуров тормозного привода.

Литература

1. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16с.
2. Державні будівельні норми України. Споруди транспорту. Автомобільні дороги. Частина I. Проектування: ДБНВ.2.3-4:2007.– [Чинні від 2008-03-01]. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2007. – 91с.
3. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.
4. Назаров В.И. Перераспределение вертикальных нагрузок при экстренном торможении легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальном участке дороги / Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХП»: Серія «Механіка та машинобудування». – Харків, 2014. – №1. – С. 102-110.

Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет, poljakov_2006@ukr.net
Гірман Данило Костянтинівич, аспірант, Національний транспортний університет, girmandanil@gmail.com

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МАНЕВРЕННОСТИ

При русі автопоїзда по закругленням доріг відбувається відхилення причіпної ланки від траєкторії автомобіля-тягача, що призводить до збільшення габаритної смуги руху. Таке явище більше проявляється у довгобазних та багатоланкових автопоїздів, що стає причиною зниження середньої технічної швидкості усього транспортного потоку, підвищеної витрати палива, погіршення безпеки руху.

Науковці у своїх теоретичних дослідженнях дають рекомендації щодо покращення експлуатаційних властивостей зазначених транспортних засобів. Але для підтвердження результатів теоретичних досліджень необхідно проводити експериментальні дослідження.

Звісно, проведення експериментів із реальним автопоїздом дозволяє отримати більш точні результати. Але виключення автопоїзда з транспортного процесу на час підготовки та проведення експериментів занадто дороге.

Для усунення таких труднощів створено експериментальний модульний автопоїзд на базі автомобільних агрегатів легкового автомобіля [1]. Модульний принцип, реалізований в конструкції зазначеного автопоїзда, дозволяє в короткі терміни при мінімальних матеріальних витратах отримати широку гаму компоувальних схем автопоїздів. До того ж кожен модуль має змінну конструкцію: модуль рами, дає можливість змінювати базу причіпної ланки та довжину дишла; два модулі мостів дозволяє моделювати самовстановлювальні, некеровані чи керовані колеса одного чи всіх мостів (кінематичний спосіб керування).

Було проведено роботу щодо можливості реалізації динамічного способу керування причіпною ланкою – гальмуванням окремих коліс. Обґрунтовано та обрано схему гальмівного приводу, яка дозволяє проводити процес гальмування під час керування за різними алгоритмами.

Проведено роботу щодо створення робочого місця оператора-водія, якій під час дорожніх випробувань керує напрямом руху причіпної ланки та апаратурою вимірювального-реєструючого комплексу.

Параметри зазначеного місця визначено у стандарті ISO 16121- 21. Ергономіка місця оператора-водія створює сприятливі умови праці та виключає можливість виникнення аварії. На роботу оператора впливає правильна його посадка, яка визначається як «спокійне положення в стані готовності». Подушка сидіння злегка нахилена назад (на кут 3-7°). Спинка сидіння регулюється за нахилом, а положення всього сидіння регулюється по висоті та в горизонтальному напрямку. Для безпечної роботи оператора-водія його робоче місце обладнано паском безпеки.

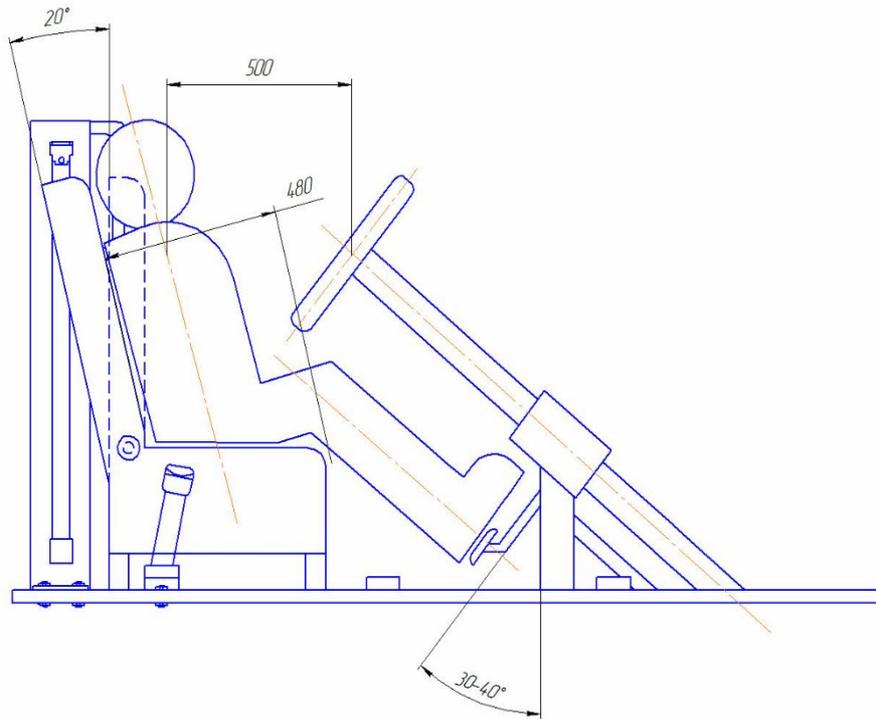


Рисунок 2 - Схема розміщення оператора-водія

Рульове керування причіпної ланки забезпечує поворот коліс її осі. На робочому місці оператора-водія також встановлено ножні органи керування гальмівного приводу. Зазначені конструктивні рішення дозволяють реалізовувати різні способи керування причіпною ланкою – кінематичний та динамічний.

Поряд із робочим місцем розташовано пульт керування вимірювально-реєструючою апаратурою.

Реалізація комплексу прийнятих технічних рішень дозволить під час дорожніх випробувань визначати параметри роботи систем керування причіпною ланкою в залежності від конструктивних та експлуатаційних факторів, а також режимів руху автопоїзда.

Подальша робота буде присвячена визначенню параметрів керування причіпною ланкою для забезпечення мінімального відхилення траєкторії причіпної ланки від траєкторії тягача під час руху на поворотах, що суттєво покращить маневреність автопоїзда.

Література

1. Поляков В.М., Тимков А.Н., Горпинюк А.В. Модульний автопоїзд для дорожніх експериментальних досліджень // Автомобільний транспорт. Сб. наук. трудов. -Харьков: ХНАДУ, 2003. -Вып.13. -С.68-70.

Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет, poljakov_2006@ukr.net

Разбойніков Олександр Олександрович, аспірант, Національний транспортний університет, razboyn1k@ukr.net

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ В ШАРНІРАХ ПІДВІСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

Рух автомобіля по нерівній опорній поверхні супроводжується динамічними навантаженнями на транспортний засіб і дорогу, що негативно впливає на їх технічний стан, а також погіршує показники експлуатаційних властивостей автомобіля. Підвіска автомобіля призначена для зменшення динамічних навантажень на несучу систему. Для визначення напруження і характеру навантаження окремих деталей автомобіля, необхідно знати вектори сил, що діють в шарнірах підвіски.

Розроблено математичну модель для визначення сил, що діють в шарнірах підвіски легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. Враховано параметри мас та геометричні параметри легкового автомобіля й нерівності, пружні властивості шини, дисипативні та пружні властивості підвіски, а також кінематику її напрямного пристрою.

Розглянуто прямолінійний рух легкового автомобіля з постійною швидкістю. Опорна поверхня, по якій рухається автомобіль, має нерівність синусоїдального профілю. Взаємовплив підресорених частин автомобіля не враховується. Це дозволяє застосувати систему, що складається з двох зосереджених мас, пов'язаних між собою пружним та дисипативним елементами підвіски. Зв'язок колеса автомобіля з опорною поверхнею здійснюється через пружну шину.

Визначено сили взаємодії автомобільного колеса з нерівною дорогою. Отримані координати точок підресореної та непідресореної частин легкового автомобіля на кожному кроці моделювання процесу руху. З урахуванням геометричних параметрів підвіски автомобіля та кінематики її напрямного пристрою визначено вектори сил, які діють в шарнірах підвіски. Оцінено збурюючий вплив від дорожньої нерівності на шарніри підвіски при різних швидкостях руху легкового автомобіля.

Наведено результати розрахунку сил, що діють в шарнірах підвіски легкового автомобіля Renault 15TS при його рівномірному прямолінійному русі з різною швидкістю по опорній поверхні, що має синусоїдальну нерівність.

Отримані результати є кроком до визначення впливу роботи підвіски при русі легкового автомобіля по нерівній дорозі на його експлуатаційні властивості. Подальша робота буде присвячена визначенню параметрів стійкості руху легкового автомобіля в зазначеному режимі руху.

Сабадаш Владимир Викторович, к.т.н., в.н.с., Харьковский научно-исследовательский институт судебных экспертиз им. Засл. проф. Н. С. Бокариуса

Воробьев Юрий Анатольевич, к.т.н., проф., Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», yuriy.vorobyov@gmail.com

Клец Дмитрий Михайлович, д.т.н., доц., Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», d.m.klets@gmail.com

Варлахов Виталий Александрович, с.н.с., Харьковский научно-исследовательский институт судебных экспертиз им. Засл. проф. Н. С. Бокариуса

ЭКСПЕРТНАЯ ОЦЕНКА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НА КОЛЕСАХ АВТОМОБИЛЯ

Значительная часть дорожно-транспортных происшествий связана с потерей автотранспортными средствами устойчивости движения и положения [1]. На указанные эксплуатационные свойства оказывает существенное влияние распределение нормальных и боковых реакций дороги между колесами одной оси автомобиля [2]. В настоящее время в экспертной практике недостаточно отработана методика, связанная с исследованием зависимости нормальных реакций дороги от важнейших конструктивных и эксплуатационных характеристик автомобиля, а также параметров его движения. В связи с этим, актуальным является вопрос оценки устойчивости автомобиля при выполнении маневра с учетом распределения реакций дороги между его колесами.

Оценочные показатели устойчивости транспортных средств и методы оценки результатов испытаний определены руководящим документом РД 37.001.005-86 «Методика испытаний и оценки устойчивости управления транспортными средствами» [3]. Однако указанный документ не соответствует возрастающим требованиям активной безопасности автомобиля и не отвечает ряду современных международных стандартов [4]. В работах Чудакова Е. А. [5] и Певзнера Я. М. [6] предложена методика оценивания распределения боковых реакций между колесами одной оси автомобиля. При этом распределение боковых реакций в плоскости дороги рассматривается с точки зрения достижения ими предельных значений по сцеплению.

Учёными Харьковского национального автомобильно-дорожного университета предложена расчетная схема [2] для определения нормальных и боковых реакций на колесах одной оси (на различных бортах) автомобиля путем составления уравнений статики. При этом задача определения боковых реакций на колесах становится статически определимой. Предложенные зависимости позволяют определять нормальные и боковые реакции на колесах для случая движения автомобиля на поперечном уклоне и на повороте. Однако данная методика не позволяет определить момент потери устойчивости автомобиля против опрокидывания.

Отношение нормальных реакций на колесах автомобиля можно определить с помощью следующей зависимости

$$\frac{R_z'}{R_z''} = \frac{\frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V^2}{gR} \right) G}{\left[1 - \frac{h}{B} \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{V^2}{gR} \right) \right] G}. \quad (1)$$

где R_z' – нормальная реакция дороги на внутреннем, менее нагруженном колесе; R_z'' – нормальная реакция дороги на наружном, более нагруженном колесе; h – высота центра масс автомобиля; B – колея колес; α – угол поперечной устойчивости машины; V – линейная скорость автомобиля; R – радиус поворота автомобиля; G – вес автомобиля.

Потеря устойчивости автомобиля против опрокидывания в данном случае будет происходить при выполнении условия $R_z' / R_z'' \leq 0$. При $R_z' / R_z'' = 0$ автомобиль будет находиться в состоянии безразличного равновесия, т.е. на грани потери устойчивости. Определим, при каком радиусе R_0 поворота автомобиля отношение нормальных реакций будет равняться нулю, т.е. нормальная реакция дороги на внутреннем, менее нагруженном колесе $R_z' = 0$:

$$R_0 = \frac{V^2}{g \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2)$$

Угол поворота управляемых колес автомобиля θ_0 , при котором будет выполняться условие $R_z' / R_z'' = 0$ равен

$$\theta_0 = \operatorname{arctg} \left(\frac{L \cdot g \cdot B}{2 \cdot h \cdot V^2} \right). \quad (3)$$

где L – колесная база автомобиля.

Определим, при какой скорости V_0 движения автомобиля на повороте отношение нормальных реакций будет равняться нулю:

$$V_0 = \sqrt{\frac{L}{\operatorname{tg} \theta} \cdot g \cdot \frac{B}{2 \cdot h}}. \quad (4)$$

Зависимость отношения нормальных реакций на колесах автомобиля в зависимости от радиуса поворота и скорости его движения на примере Mercedes-Benz E350 4Matic приведена на рис. 1.

Анализ рис. 1 показывает, что при вхождении исследуемого автомобиля в поворот радиусом 200 м и более, устойчивость по условию $R_z' / R_z'' \geq 0$ сохраняется на любых скоростях движения. Максимальное значение скорости из условия безопасного движения исследуемого автомобиля на повороте радиусом 100 м составляет 130 км/ч, 50 м – 90 км/ч, 30 м – 68 км/ч. Погрешность результатов моделирования, по сравнению с результатами

«лосинового теста», приведенными шведскими исследователями Teknikens Värld [7], не превышает 7%.

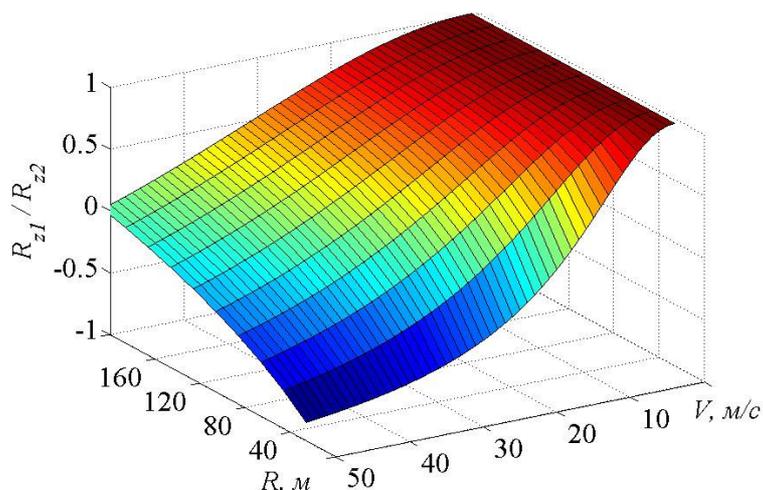


Рисунок 1 – 3D поверхность, отображающая взаимосвязь R_z' / R_z'' (R, V)

Таким образом, предложенная экспертная методика оценки распределения реакций дороги между колесами автомобиля позволяет определять максимальные значения скорости, угла поворота управляемых колес и радиуса поворота автомобиля из условия безопасного движения, а также момент времени потери устойчивости при входе и выходе из поворота.

Литература

1. Клец Д. М. Концепція забезпечення стабільності показників стійкості та керованості автомобілів [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.20 / Клец Дмитро Михайлович; Харків. нац. автомоб.-дорож. ун-т. – Х., 2015. – 40 с.
2. Подригало М. А. Распределение реакций дороги между колесами одной оси автомобиля [Текст] / М. А. Подригало, Д. М. Клец, О. А. Назарько // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2010. – № 6 (148). – С. 26-30.
3. РД 37.001.005-86. Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами. М.: Минавтопром, 1986. – 24 с.
4. Шадрин С. С. Методика расчетной оценки управляемости и устойчивости автомобиля на основе результатов полигонных испытаний: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / С. С. Шадрин. – М., 2009. – 132 с.
5. Чудаков Е. А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении [Текст] / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1952. – 183 с.
6. Певзнер Я. М. Исследование движения автомобиля при заносе [Текст]: дис. канд. техн. наук: 02.02.02 / Певзнер Яков Мануилович, М., 1937. – 100 с.
7. Resultat i Teknikens Världs älgtest [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://teknikensvarld.se/algtest/>.

Сахно Володимир Прохорович, д.т.н., професор, Національний транспортний університет, sakhno@ntu.edu.ua

Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет

Мурований Ігор Сергійович, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет

Селезньов Вадим Едуардович, аспірант, Луцький національний технічний університет

ДО ПОПЕРЕДНЬОЇ ОЦІНКИ СТІЙКОСТІ РУХУ ГІБРИДНОГО АВТОБУСА ОСОБЛИВО ВЕЛИКОГО КЛАСУ З АКТИВНИМ ПРИЧЕПОМ

Автобусобудування, як частина загального автомобілебудування, має свою характерну особливість: незважаючи на те, що загальний випуск автобусів складає лише одиниці відсотків від загального випуску автомобільної техніки, їх виробництво здійснюється на значно більшій кількості підприємств, чим легкових і навіть вантажних автомобілів, дуже часто обмеженими партіями.

В умовах розрізненості виробництва й обмеженості випуску при широкій гамі типорозмірів і модифікацій важлива роль належить швидкому створенню конструкцій, що можливо лише за умови широкої уніфікації автобусів. На цій основі привабливою виглядає ідея створення шарнірно-з'єданого гібридного автобуса надвеликої місткості загальною довжиною понад 18 м.

При розробці будь-якого автобуса, у тому числі і автобуса надвеликої місткості, повинні бути враховані масові та геометричні обмеження, що закладені у нормативних документах, зокрема у ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002.

Для поліпшення маневреності 18-метрових автобусів варто керувати колесами причіпної секції. При цьому синтез закону керування представляє досить складну задачу, але її вирішення у ряді випадків дозволяє суттєво зменшити габаритну смугу руху автобуса. Проте, поліпшення маневреності за рахунок застосування керованих осей (коліс) причіпних ланок призводить до погіршення стійкості руху автопоїзда.

При прямолінійному русі автопоїзда, а також при синусоїдальній зміні кута повороту керованих коліс тягача спостерігаються резонансні кутові коливання причіпних ланок з частотами 0,2...0,4 Гц. Збільшення швидкості руху автопоїзда викликає збільшення амплітуди коливань причіпних ланок, особливо останньої. У випадку використання керованої осі причепа спостерігається збільшення амплітуди її поперечних коливань (приблизно в два рази при вхідній частоті повороту керованих коліс 0,4...0,7 Гц) у порівнянні з некерованою, що призводить до погіршення стійкості руху автобуса. У технічній літературі пропонується вирішення цієї проблеми шляхом підбору співвідношення мас ланок і відстані від центру мас до осі повороту, тобто вибір конструктивних параметрів причепа може бути основою для забезпечення стійкості руху автобуса. При цьому кут складання автопоїзда може бути

використано для визначення відцентрового прискорення, що діє на причіпну ланку, і тим самим і її стійкість у різних фазах повороту.

Показано, що для лінеаризованої моделі кута складання складова відцентрового прискорення причепа при коловому русі автобуса монотонно збільшується зі збільшенням кута повороту траєкторії. За умови, що кут повороту траєкторії досягає свого максимального значення, бічне прискорення також досягне свого максимального значення і далі змінюватися не буде. На прямолінійній траєкторії бічне прискорення монотонно зменшується до нуля.

Більш складний характер зміни бічного прискорення на вхідній і вихідній перехідній траєкторії. Для вхідної перехідної кривої величина і напрямок складової бічного прискорення визначаються як компонувальними параметрами автотранспортного засобу – базою автобуса, середнім кутом повороту його керованих коліс, базою причіпної ланки, відстанню від точки зчипки до осі причепа, так і передаточним відношенням приводу управління колесами (віссю) причіпної ланки автобуса. Проте найбільш суттєво впливає на величину складової бічного прискорення положення точки зчипки автобуса з причепом.

На рис. 1 зображені залежності складової бічного прискорення від бази автомобіля-тягача. З наведеного графіка слідує, що існує деяка оптимальна база, за якої бічні прискорення автомобіля-тягача на вхідній перехідній траєкторії досягають свого мінімуму і таку базу слід застосовувати при виборі типу автомобіля-тягача при комплектуванні автопоїзда.

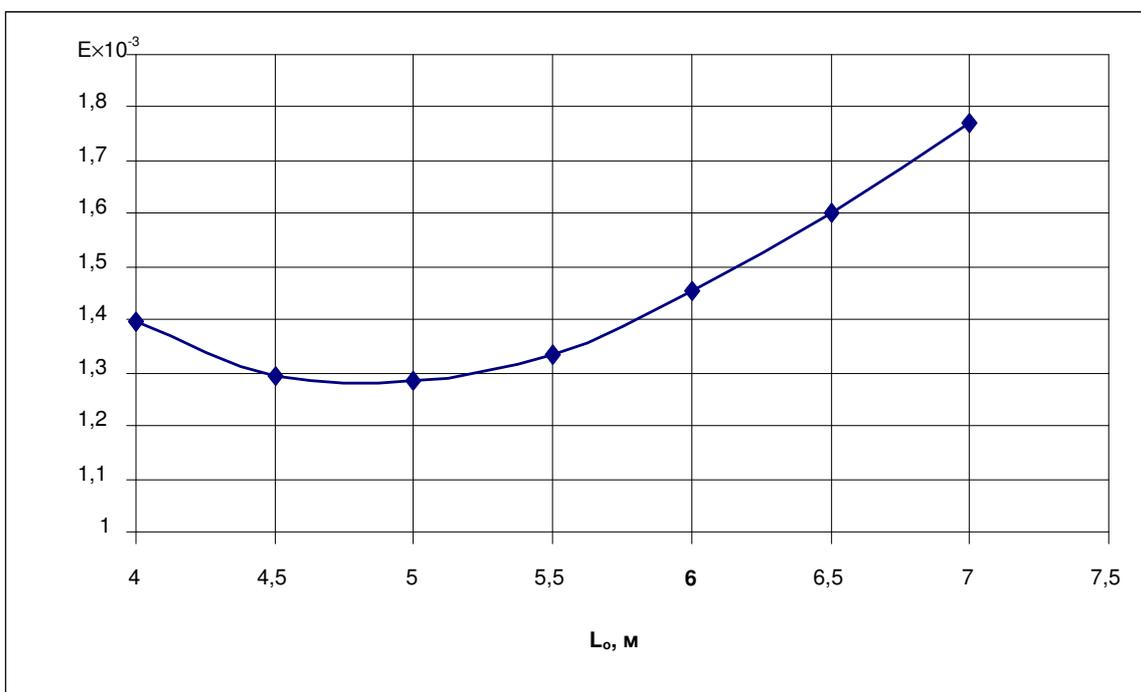


Рисунок 2 – Залежність параметра E від бази автобуса

Аналіз траєкторій руху причепа при русі автопоїзда перехідними кривими показав, що кут складання автопоїзда у момент виходу причепа на перехідну траєкторію (з прямолінійної) не перевищує $2,3^0$, а зміщення траєкторії

напівпричепа щодо траєкторії тягача у цій точці – 0,14 м. Це дає можливість спростити алгоритм управління причепом, тобто починати поворот керованих коліс (осі) причепа в момент його виходу на криволінійну траєкторію із запізненням у часі на шлях проходження причепом відстані від точки зчіпки до керованої осі і визначати положення управляючої точки причепа за кутом складання автопоїзда або кутом повороту його керованих коліс. Виходячи з цього були побудовані траєкторії причепа при русі автопоїзда перехідними траєкторіями такими як «переставка», «змійка» за передаточного відношення приводу управління причепом $u_1=0,8$.

На рис.2 наведені траєкторії руху причіпної секції автобуса щодо траєкторії тягача за розробленого закону управління напівпричепом при русі автопоїзда «переставкою» і «змійкою».

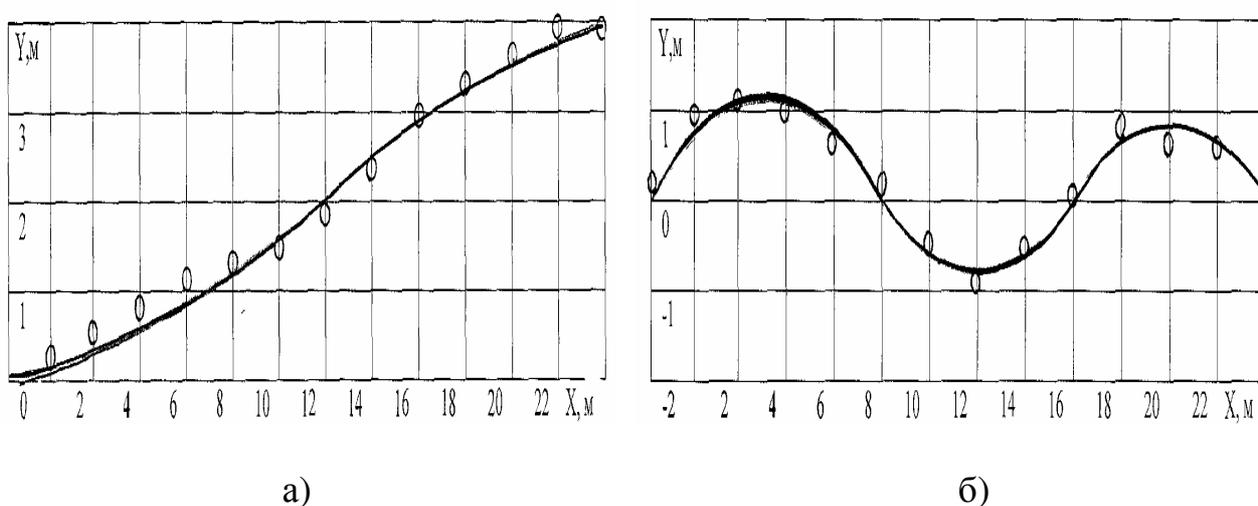


Рисунок 2 – Траєкторія причепа при русі автопоїзда «переставкою» (а) і «змійкою» (б)

Аналіз наведених рисунків показує на задовільну роботу приводу управління. Максимальні відхилення траєкторії причепа щодо траєкторії тягача не перевищують 5,3% при русі «переставкою» і 5,2% - при русі «змійкою».

Таким чином, встановлена залежність складової бічного прискорення від бази шарнірно з'єднаного автобуса, яка може слугувати одним із основних критеріїв стійкості автопоїзда. Показано, що існує деяка оптимальна база, за якої бічні прискорення на вхідній перехідній траєкторії досягають свого мінімуму, що забезпечує необхідну стійкість автопоїзда, і таку базу слід обрати для автобуса при комплектуванні автотранспортного засобу.

Філіпова Галина Андріївна, к.т.н., професор, Національний транспортний університет

Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка,

Криворот Анатолій Ігорович, старший викладач, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, jordan_tolik@mail.ru

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТЯГОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЯ ГАЗ-3302 З ВИКОРИСТАННЯМ КП ІЗ СТАНДАРТНИМ РЯДОМ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ ТА ЗА УМОВИ МІНІМІЗАЦІЇ ЧАСУ РОЗГОНУ ПРИ РОБОТІ ДВИГУНА НА ГАЗОГЕНЕРАТОРНОМУ ПАЛИВІ

Тяговою характеристикою називають залежність сили тяги від швидкості автомобіля на певній передачі при повній подачі палива [1].

На основі даних викладених у роботі [2] було визначено оптимальний ряд передаточних чисел коробки передач автомобіля ГАЗ-3302, для забезпечення кращих розгонних властивостей транспортного засобу в експлуатаційних умовах з одночасним зниженням витрати палива [3].

Метою даного дослідження є порівняльний аналіз силового та потужнісного балансів автомобіля ГАЗ-3302 при роботі на генераторному газі при використанні коробки передач (КП) зі стандартним рядом передаточних чисел та КП з рядом передаточних чисел, який мінімізує час розганяння.

У загальному випадку опір розганянню автомобіля складається з опору розганянню мас, що рухаються поступально та опору розганянню мас, що обертаються. Сила опору розганянню мас, що рухаються поступально й мас що обертаються, при русі автомобіля визначається за формулою

$$P_j = P_k - P_f - P_n, \quad (1)$$

де P_k – колова сила на ведучих колесах автомобіля;

P_f – сила опору кочення;

P_n – сила опору повітря;

При сталому рухові ($V=const$), колова сила на ведучих колесах автомобіля визначається за формулою

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_0 \cdot u_{km} \cdot \eta_{mp}}{r_k}. \quad (2)$$

Оскільки неможливо врахувати умови роботи кожного колеса окремо, то використовується усереднене значення коефіцієнтів опору коченню кожного колеса автомобіля, а сумарний опір коченню визначається за формулою

$$P_f = f_0 \left(1 + \frac{V^2}{1500}\right) m_a g. \quad (3)$$

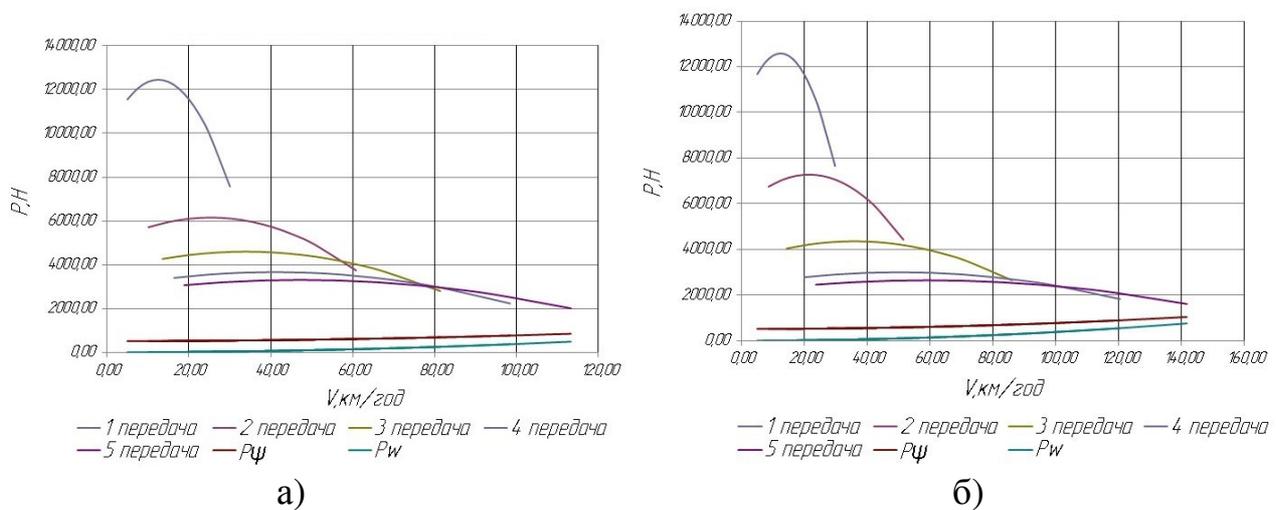
Сила опору повітря визначається за формулою

$$P_n = \frac{K \cdot F \cdot V^2}{13} \quad (4)$$

Також при дослідженні тягових характеристик враховують сумарний опір дороги, який визначається за формулою

$$P_\psi = P_f + P_n \quad (5)$$

Тяговий баланс автомобіля приймаємо за результатами робіт [2, 3]. Для наочності результати досліджень зображуємо у вигляді графіків залежностей колової сили на ведучих колесах автомобіля при сталому русі на всіх передачах, сил опору коченню на горизонтальній дорозі від швидкості руху при використанні базової КП та КП з рядом передаточних чисел, що мінімізує витрати палива (рисунок 1).



а – обладнаного КП з рядом передаточних чисел, що мінімізує витрати палива;
б – обладнаного базовою КП;

Рисунок 1 – Силовий баланс автомобіля ГАЗ–3302

Потужнісний баланс автомобіля при прямолінійному русі визначаємо за формулою

$$N_k = N_f + N_n + N_j + N_\psi \quad (6)$$

Потужність, яка підведена від двигуна до ведучих коліс автомобіля

$$N_k = N_e \cdot \eta_{mp} \quad (7)$$

Потужність, що витрачається на опір коченню при прямолінійному русі автомобіля

$$N_f = \frac{P_f \cdot V}{3600} \quad (8)$$

Потужність, що витрачається на подолання аеродинамічного опору руху

$$N_n = \frac{P_n \cdot V}{3600} \quad (9)$$

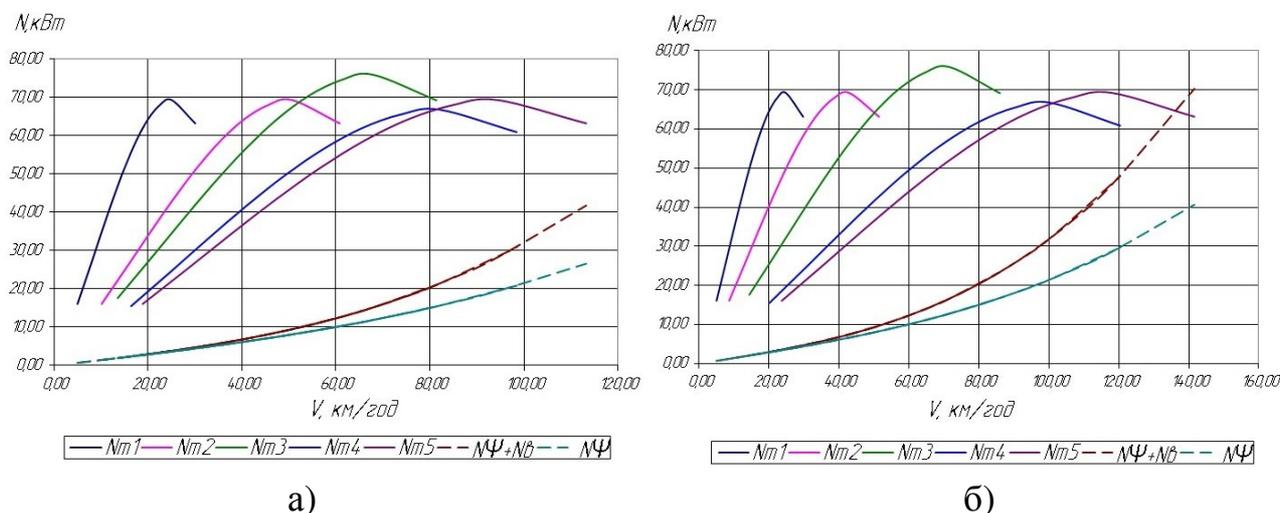
Потужність, що витрачається на опір розганянню

$$N_j = N_k - N_f - N_n \quad (10)$$

Сумарна потужність, що витрачається на опір руху

$$N_{\psi} = N_f + N_n. \quad (11)$$

Графічно потужнісний баланс автомобіля являє собою графіки залежностей потужності двигуна, потужності підведеної до ведучих коліс автомобіля, а також потужностей опору коченню та опору повітря від швидкості руху автомобіля на всіх передачах.



а – мінімізація витрат палива; б – стандартний ряд
Рисунок 2 – Потужнісний баланс автомобіля

Аналіз графіків силового та потужнісного балансів автомобіля ГАЗ–3302 (рисунок 1 а, 1 б та рисунок 2 а, 2 б) з різними КП показує, що при застосуванні КП з рядом передаточних чисел, що вибрані за умови мінімізації часу розганяння, відбувається зменшення сумарної сили опору розганянню автомобіля, та потужності, яка при цьому витрачається, у порівнянні з тими ж показниками для автомобіля з базовою КП.

Література

1. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. – М. : Машгиз, 1963. – 236 с.
2. Філіпова Г.А., Орисенко О.В., Криворот А.І., Голуб О.М., Капуста О.О. Способи поліпшення індикаторних та ефективних показників двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на генераторному газі / Г.А. Філіпова, О.В. Орисенко, А.І. Криворот, О.М. Голуб, О.О. Капуста // Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ». – Луцьк, 2014. – Випуск № 45. – С. 573-578.
3. Філіпова Г.А. До вибору ряду передаточних чисел трансмісії автомобілів сімейства «ГАЗель» за аналізом характеристик розганяння та паливної економічності / Г.А. Філіпова, О.В. Орисенко, А.І. Криворот // Наукові праці Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника: «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті». – Харків: ХНАДУ, 2015. – С. 58 – 60.

Абрамов Дмитрий Владимирович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, varan_mail@ukr.net

Тарасов Юрий Владимирович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, yuriy.ledd@gmail.com

Кайдалов Руслан Олегович, к.т.н., Национальная академия Национальной гвардии Украины, kaidalov.76@ukr.net

ВНЕДРЕНИЕ ОБЪЕКТИВНОГО КОНТРОЛЯ ПРИ ОБУЧЕНИИ ВОЕННОСЛУЖАЩИХ НАЦИОНАЛЬНОЙ ГВАРДИИ УКРАИНЫ ЭКСТРЕМАЛЬНОМУ ВОЖДЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

В процессе передвижения в зоне боевых действий транспортные средства Национальной гвардии Украины могут быть подвергнуты нападению с применением различного вида вооружений. Для минимизации последствий такого нападения транспортное средство должно иметь возможность максимально быстро покинуть зону обстрела. Для этого оно должно обладать высокими динамическими свойствами, а квалификация водителя должна позволять максимально реализовывать имеющиеся возможности автомобиля. Поэтому для обретения соответствующих навыков, водители должны проходить обучение «экстремальному» вождению. Одним из элементов такого обучения является осуществление максимально интенсивного разгона места до предельной скорости.

Для количественной оценки степени реализации потенциальных динамических возможностей автомобилей при разгоне предлагается использовать такой параметр, как индивидуальный индекс динамичности водителя $q_{и}$, равный отношению предельного ускорения автомобиля под его управлением к предельному ускорению (теоретическому), обусловленному мощностью двигателя.

Максимально возможное ускорение технически исправного автомобиля, обусловленное мощностью его двигателя, определяется по графику ускорений, полученному в результате стандартного тягово-скоростного расчета автомобиля. Фактические продольное линейное ускорение и скорость движения автомобиля под управлением конкретного водителя при интенсивном разгоне могут быть определены с использованием измерительного комплекса на базе трехкоординатных линейных акселерометров [1].

Индивидуальный индекс динамичности водителя $q_{и}$ может изменяться в пределах от 0 до 1, причем чем ближе его значение к 1, тем полнее реализуются потенциальные динамические возможности автомобиля, обусловленные мощностью его двигателя. Значение $q_{и}$ определяется для каждого отдельного значения скорости движения автомобиля при разгоне. Анализ изменения величины $q_{и}$ от скорости движения автомобиля при интенсивном разгоне позволяет определить диапазоны скоростей в пределах которых навыки водителя в полной мере не позволяют реализовать имеющийся запас мощности двигателя на разгон, что позволяет вносить соответствующие коррективы в

программу подготовки водителя. Это позволит повысить эффективность обучения «экстремальному» вождению в целом.

Для оценки степени реализации водителем динамических возможностей автомобиля на протяжении всего процесса разгона одним показателем, введем интегральный относительный индекс динамичности $Q_{и}$ численно равный отношению площади под графиком $q_{и}=f(V_{a})$ к величине интервала скоростей $(V_{amax} - V_{amin})$ на котором вычислялась эта площадь.

Проведено экспериментальное исследование по количественной оценке уровня навыков водителей по «экстремальному» управлению броневыми автомобилями в процессе интенсивного разгона. В процессе эксперимента принимали участие три водителя броневых автомобилей КраЗ Шрекс различным опытом вождения и квалификацией.

Индивидуальный индекс динамичности был близок к $q_{и}=1$ у первого водителя при управлении броневым автомобилем КраЗ Шрекв диапазоне скоростей движения $V_{a}=10,5...13,5$ м/с. Наименьшие значения индивидуального индекса динамичности $q_{и}=0,4$ показал 3-й водитель в интервале скоростей движения броневых автомобилей $V_{a}=0...3$ м/с.

Интегральный относительный индекс динамичности при интенсивном разгоне броневых автомобилей КраЗ Шрекс места до $V_{a}=17$ м/с у первого водителя составил $Q_{и}=0,82$; у второго водителя – $Q_{и}=0,70$; у третьего водителя – $Q_{и}=0,61$.

Предлагаемые параметры – индивидуальный и интегральный относительный индексы динамичности водителя позволяют перейти от субъективной качественной оценки степени реализации потенциальных динамических возможностей автомобиля при обучении интенсивному разгону (достаточная степень реализации либо недостаточная) к объективной количественной оценке на основании результатов объективного контроля процесса разгона (численные значения индексов динамичности). Это позволяет сравнивать индивидуальные результаты водителей, как между собой, так и с идеальным теоретическим значением. Кроме того, возможно отслеживать прогресс в процессе обучения водителя навыкам «экстремального» вождения.

Литература

1. Пат. 51031 Україна, МПК G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2010 01136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

Анісімов Дмитро Юрійович, магістр, Національний університет біоресурсів та природокористування України, anisimov.dmytro@i.ua
Бондарев Сергій Іванович, к.т.н., доцент, Національний університет біоресурсів та природокористування України, bondarevgall@meta.ua

ПЛАНУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ПРОЦЕСІВ ТА УЗГОДЖЕННЯ ТРИВАЛОСТІ РОБОТИ НА МІЖНАРОДНИХ АВТОПЕРЕВЕЗЕННЯХ

Для отримання високих прибутків на транспорті, необхідні постійний моніторинг та професійні підходи до формування транспортних систем, використання вантажної техніки, робочого персоналу, тари, а також організаційні розробки з доставки і переміщення будь-яких матеріалів з однієї точки в іншу за оптимальним маршрутом. Отже, вирішення вказаних задач дозволить узгодити логістику взаємопов'язаних виконавчих транспортних ланок, які задіяні у переміщенні вантажів.

В рамках регулярного замкнутого руху вантажів між виробничими накопичувальними потужностями та споживачами для якісного транспортного процесу надважливою задачею вважається складення оптимальних, узгоджених між суб'єктами господарювання, графіків подачі рухомого складу автомобільного транспорту в стислі терміни. Проведені дослідження присвячені обґрунтуванню адекватної математичної моделі для узгодження ефективної роботи транспортних і вантажних засобів у заданих часових межах.

Логістика руху матеріальних потоків, яка має тенденцію лише до зростання, матиме певні труднощі щодо узгодження роботи автотранспорту з іншими обслуговуючими ланками транспортного процесу. Тому існує необхідність ефективного узгодження роботи рухомого складу та вантажних засобів у часі. Простої АТЗ пов'язані з перервами, щоденними обов'язковими відпочинками та простоями у пунктах митного контролю і поєднуються у загальний час простоїв ТЗ, який впливає на своєчасний вантажний процес.

Тривалість роботи і відпочинку водіїв регулюється Європейською угодою щодо роботи екіпажів транспортних засобів (ЄУТР) та Положенням про робочий час і час відпочинку водіїв колісних транспортних засобів, які виконують міжнародні перевезення. Простої, які пов'язані з перервами, щоденним обов'язковим відпочинком та простоями в пунктах митного контролю складають загальний час простоїв рухомого складу (рис. 1).

Нами запропоновано основну залежність тривалості простоїв з технологічних причин для отримання математичної моделі для визначення часу при виконання міжнародного оборотного рейсу:

$$t_{об} = t_n + t_{розв.} + 2 \cdot n_{мит} \cdot t_{мит} + \frac{L_{об} \cdot (T_{зм} + (N_{пер} t_{пер} + t_{цo}))}{V_m T_{зм}} \quad (8)$$

де $n_{мит}$ – кількість митниць; $t_{мит}$ – час для проходження митного пункту; $t_{пер.цo}$ – сумарний час простою (перерви і щоденні відпочинки водіїв; $L_{об}$ – довжини рейсу; $T_{зм}$ – час на виконання зміни; $N_{пер}$ – кількість перерв протягом однієї зміни; $t_{пер}$ – час на проведення однієї перерви водія.



Рис. 1. Основні складові тривалості роботи і відпочинку екіпажів згідно вимог ЄУТР

Нами запропоновано основну залежність тривалості простоїв з технологічних причин для отримання математичної моделі для визначення часу при виконанні міжнародного оборотного рейсу:

$$t_{об} = t_n + t_{розв.} + 2 \cdot n_{мит} \cdot t_{мит} + \frac{L_{об} \cdot (T_{зм} + (N_{пер} t_{пер} + t_{цо}))}{V_t T_{зм}} \quad (8)$$

де $n_{мит}$ – кількість митниць пропуску в рейсі, од.; $t_{мит}$ - час для проходження АТЗ пропускнуго митного пункту контролю, год.; $t_{пер.цо}$ - сумарний час простою з причини проведення перерв і обов'язкового щоденного відпочинку водіїв; $L_{об}$ – довжини одного оборотного рейсу, км; $T_{зм}$ – час на виконання зміни, год.; $N_{пер}$ – кількість перерв протягом однієї зміни; $t_{пер}$ - час на проведення однієї перерви водія.

За результатами проведеної роботи нами обґрунтована суть існуючої проблеми щодо узгодження роботи автотранспорту та навантажувально-розвантажувальних засобів складських комплексів при виконанні міжнародних автомобільних перевезень.

Проаналізовані ряд організаційних засад щодо режимів роботи та відпочинку екіпажів транспортних засобів у відповідності з вимогами щодо роботи і відпочинку водіїв. Запропонована математична модель для визначення часу виконання міжнародного оборотного рейсу в залежності від обмежень тривалості роботи і відпочинку водіїв за правилами ЄУТР.

Література

1. Про затвердження Положення про робочий час і час відпочинку водіїв колісних транспортних засобів від 29.12.2011 [Електронний ресурс] / Міністерство транспорту та зв'язку України наказ 07.06.2010 № 340.— Режим доступу : \www/ URL: <http://zakon1.rada.gov.ua/laws/show/z0811-10#top/> — 6.02.2012 Р. — Загол. з екрану.

Балака Максим Миколайович, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, maxim.balaka@gmail.com
 Педоряка Марина Володимирівна, студентка, Київський національний університет будівництва і архітектури

ПРИЛАД ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ПРОКОВЗУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОЇ ШИНИ

При коченні колеса з пневматичною шиною по опорній поверхні різного поздовжнього профілю і деформованості обов'язково виникатиме явище проковзування (ковзання) елементів протектора шини відносно опорної поверхні. Що внаслідок тертя ковзання, з одного боку, суттєво впливає на тягово-зчіпні властивості колісного рушія самохідних транспортно-технологічних засобів [1], а з іншого – на знос протектора і термін служби шини в цілому [2]. З метою визначення швидкості проковзування елементів протектора пневматичної шини відносно опорної поверхні розроблено індукційний прилад (рис. 1).

Прилад містить магнітопровід 1 зі взаємоперпендикулярними обмотками 2, який встановлений в опорну поверхню 3. Постійний магніт 4 виконаний підпружиненим за допомогою пружини стиснення 5, яку встановлено в оправку 6. Оправку 6 встановлено в точку протектора досліджуваної пневматичної шини 7. На магніті 4 і оправці 6 встановлені контакти 8, 9, 10 і 11. Контакти 8 і 10, а також 9 і 11 з'єднані між собою та послідовно увімкнені в коло однієї з обмоток 2. Один з торців оправки покритий шаром протекторної гуми 12.

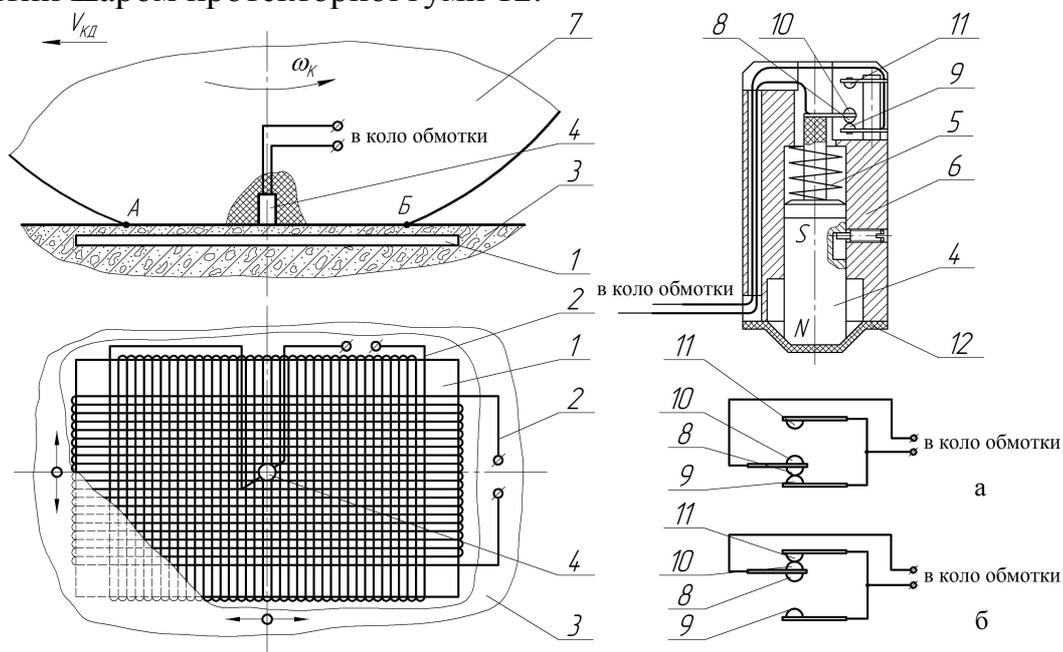


Рисунок 1 – Прилад для вимірювання швидкості проковзування пневматичної шини і положення контактів у неробочому (а) та робочому (б) стані

При коченні колеса з пневматичною шиною 7 з постійною кутовою швидкістю ω_k по опорній поверхні 3 магніт 4, який встановлений в оправці 6

та відповідно в протекторі шини, наближається до ділянки контакту АБ з опорною поверхнею. При цьому коло однієї з обмоток 2 увімкнене – замкнуті контакти 8 та 9 (рис. 1а). Магнітний потік постійного магніту 4 перетинає провідники обмоток 2 і наводить у них електрорушійну силу, за рахунок чого на затискачах обмоток з'являється напруга, що фіксується за допомогою реєструвального пристрою, наприклад гальванометром світлопроменевого осцилографа на фотопаперовому носії у вигляді кривої.

При вході магніту 4 до ділянки контакту АБ (точка А) контакти 8 та 9 розмикаються, при цьому коло однієї з обмоток 2 також розмикається і на кривій осцилограми з'являється розрив, що фіксує початок контакту шини 7 з опорною поверхнею 3. Через невеликий проміжок часу, що залежить від величини кутової швидкості кочення колеса з пневматичною шиною ω_K , а також ходу рухомого магніту 4 – відстані між контактами 10 та 11, замикаються контакти 10 та 11 (рис. 1б) і коло однієї з обмоток 2 відновлюється.

Якщо елемент протектора пневматичної шини 7, в якому встановлений магніт 4 з оправкою на ділянці контакту АБ проковзує відносно поверхні 3, то магнітний потік перетинає провідники обмоток 2 і наводить у них електрорушійну силу, пропорційно ортогональній складовій вектора швидкості проковзування, яка перпендикулярна провіднику. На вихідних затискачах обмоток 2 з'являється напруга, яка пропорційна двом ортогональним складовим вектора швидкості проковзування елементу протектора пневматичної шини.

На виході магніту 4 з контакту з опорною поверхнею (точка Б) розмикаються контакти 10 та 11, розривається коло однієї з обмоток 2 і на відповідній кривій осцилограми з'являється розрив, який фіксує кінець контакту.

Запропоноване технічне рішення приладу дозволяє підвищити точність вимірювання за рахунок чіткої фіксації моменту входу елементу протектора досліджуваної пневматичної шини у контакт з опорною поверхнею і виходу з нього. Крім того прилад дозволяє збільшити інформаційне навантаження вимірювального каналу, оскільки він реєструє і фіксує як моменти входу елементу протектора шини до ділянки контакту (точка А) і виходу з нього (точка Б), так і дві ортогональні складові вектора швидкості елементу протектора досліджуваної пневматичної шини відносно опорної поверхні в області їх контакту.

Література

1. Ульянов Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин / Н. А. Ульянов. – М. : Машиностроение, 1982. – 279 с.
2. Балака М. Н. Проявление различных видов износа при эксплуатации пневматических шин / М. Н. Балака, М. А. Антонков // Нефть и газ Западной Сибири : материалы Междунар. науч.-техн. конф., 17–18 окт. 2013 г. – Тюмень : Тюмен. гос. нефтегазовый ун-т, 2013. – Т. 4. – С. 14–16.

Белов Валентин Иванович, ст. преподаватель ХНАДУ
Смирани Маруан, магистр ХНАДУ

ПРИМЕНЕНИЕ ДОБАВКИ ВОДОРОДА К ТОПЛИВУ В ДВИГАТЕЛЯХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Переводом автомобильных двигателей на водород или их частичным питанием водородом на Украине и за рубежом занимаются несколько десятилетий. Исследованиями в ИПМАШ АН УССР занимались Вершавский И.Л. Мищенко А.И. в НАМИ Шатров Е.В., Роменский А.Ю., МГУ им. Ломоносова Семененко К.И., Вербицкий В.Н.

Ценность водорода заключается в возможности перевода двигателя в более экономичные режимы, позволяющих существенно расширить пределы эффективного обеднения топливно-воздушной смеси. Это обстоятельство позволяет существенно увеличить КПД ДВС и снизить токсичность отработавших газов.

Тщательно оптимизированный двигатель внутреннего сгорания достаточно безвреден, экономичен и располагает определенным потенциалом для дальнейшего развития. Небольшая добавка в традиционное топливо 1-6% по массе водорода существенно улучшает процесс сгорания. Проявляются хорошая воспламеняемость водорода и высокая скорость распространения фронта пламени, что обеспечивает лучшую полноту сгорания и более высокий термический КПД (в среднем на 20-25%). Добавка водорода инициирует создание центров сгорания. В свое время это подробно изложил в своей теории сгорания академик Я.Б. Зельдович. Увеличивается эффективность двигателя, снижается токсичность отработавших газов. [1]

Это дает возможность осуществления качественного регулирования смесеобразования в двигателе, переходом к работе на обедненные смеси с коэффициентом избытка воздуха до 2,5 (предел эффективного обеднения). [2]

Сегодня происходит активное развитие водородных систем питания двигателя. Это системы питания с применением водорода в качестве топлива в чистом виде, с заправкой в общий бак с природным газом, генерируя синтез-газ на автомобиле, применяя технологию получения водорода из дистиллированной воды на борту автомобиля. Самый простой способ, достаточно дорогой (стоимость электролизера). Необходимо иметь излишки электроэнергии, чистую воду.

На Украине выпускается водородная установка «Hydroxy PowerLLC». Она предназначена для получения газа ННО, путем электролиза воды, и подачу его в ДВС для обогащения водородно-топливной смеси. Происходит частичная замена штатного топлива автомобиля. Установка достаточно компактна, масса ее 3 кг. Эта установка представляет одно из направлений разработок по замещению углеводородных топлив (бензина, дизельного топлива и др.), которое происходит поэтапно.

I этап – практическое использование на существующих транспортных средствах в качестве добавки к штатному топливу.

II этап – переход к использованию в качестве основного топлива.

III этап – использование водорода в качестве источника электрической энергии для генераторов – превращение химической энергии (газа) в энергию колес автомобиля. [3]

Применение водорода в качестве топлива или в качестве добавки к основному топливу может позволить существенно увеличить КПД ДВС и снизить токсичность отработанных газов. Это показано на рисунке 1.

Для существующих двигателей необходимо применять водород в композициях с углеводородными топливами.

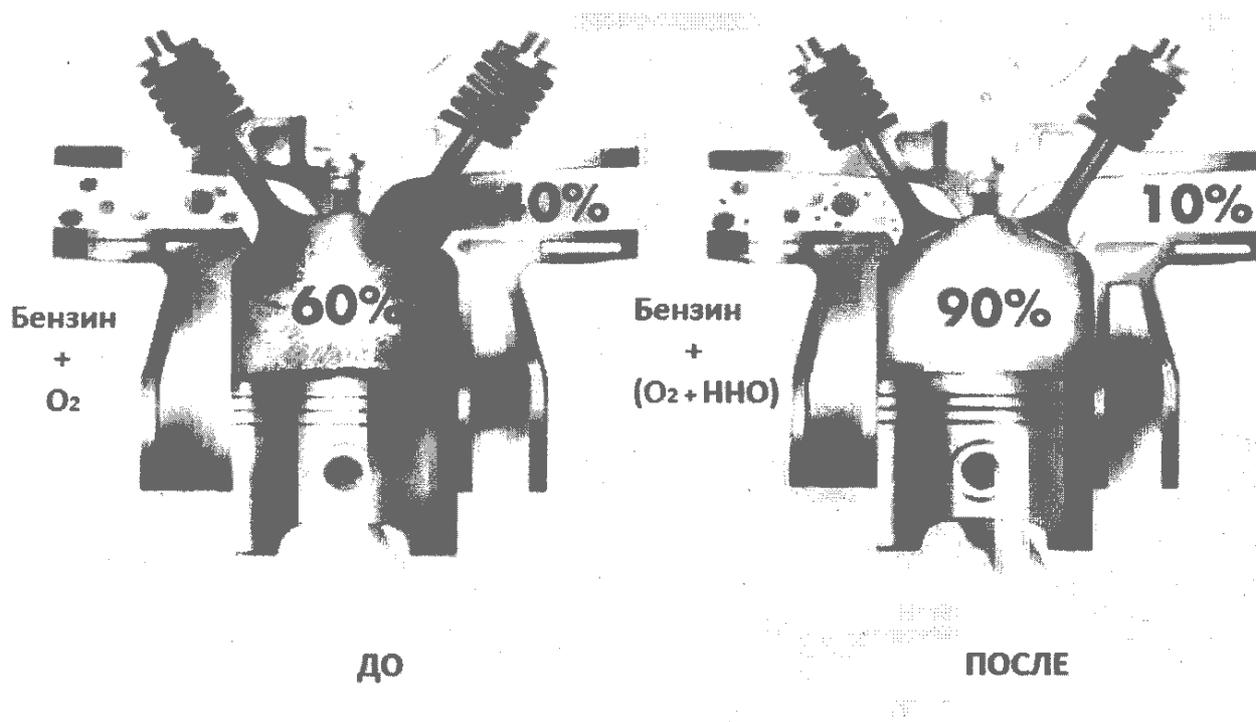


Рисунок 1 – Влияние водорода на качество сгорания топлива

Литература

1. Бризицкий О. Генератор синтез газа – первый шаг к водородной энергетике.
2. Дружинин Н.В., Мельников В.А. Работа двигателя внутреннего сгорания на водороде ВИТУ, Санкт-Петербург, 2014.
3. Электронный ресурс. <http://www.cleandex.ru/articles120101081051>
Перспективы внедрения водорода на автомобильном транспорте.

Білогуров Євген Олександрович, к .т. н., доцент кафедри ТЕСА ім. Н.Я. Говорущенко, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, belisa@ukr.net, 097-737-24-38

Шестопал Олексій Олександрович, студент автомобільного факультету, гр. А - 51, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ЕКСПРЕС-МЕТОД ДІАГНОСТУВАННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

З кожним роком кількість автомобілів на Україні зростає. Хоча На сьогоднішній день, за даними AUTO-Consulting [1], автомобілізація України набагато нижче європейської. У середньому по країні, у нас 187 автомобілів на 1000 жителів.

І навіть при цих не значних показниках автомобілізації забезпеченість станціями технічного обслуговування збільшується у малій кількості і складає усього 50...60% від загальної потреби. А це означає тільки одне, що СТО не можуть прийняти усіх бажаючих та в поставлені терміни виконати замовлення. Ще одним фактором – є те, що станції технічного обслуговування та пости діагностики не володіють потрібним обладнанням для діагностування тягово-швидкісних властивостей автомобілів, а саме тягово-ролковими стендами. А ті, що і володіють – це в більшості фірмові СТО, на яких можуть перевірятися автомобілі тільки однієї марки, а якщо в тебе не автомобіль цієї марки, то тобі треба буде викласти кругленьку суму за діагностування.

В більшості випадків, водій на свій розсуд оцінює технічний стан автомобіля, тобто «машина перестала тягнути». Але зазвичай коли водій починає помічати погіршення тягових властивостей автомобіля – це означає, що потужність двигуна спала до 60 ... 40% . А це означає, що погіршилися не тільки тягові властивості автомобіля, а і збільшилася витрата палива. І коли збільшується витрата палива – це зазвичай веде до більших затрат грошових коштів для водія, пасажирів та компаній перевізників.

Ось тому постає питання знайти легший метод діагностування та перевірки тягових властивостей автомобіля. Одним із таких методів – є дорожні випробування. Але вони неможливі без визначення діагностичного параметру за яким буде діагностуватися автомобіль.

Для вибору контрольного показника нам треба вибрати критерії відбору показників [2-4]. І тому головним критерієм буде доступність методики перевірки технічного стану автомобіля на дорозі для простого водія. Посилаючись на цей критерій можна визначити послідовність показників за ступенем їх доступності:

- час розгону та час вибігу;
- швидкість, що заміряна спідометром;
- шлях розгону та шлях вибігу;
- швидкість, що заміряна GPS навігатором.

Таким чином, з усіх перерахованих вище методів можна вибрати перший - перевірку тягово-швидкісних властивостей автомобіля за часом розгону і

вибігу. Саме цей метод для водія буде найбільш доступним, зрозумілим і дешевим.

Для розрахунку нормативних значень часу вибігу та розгону використовують рівняння тягового балансу автомобіля [5]:

$$P_T - P_W - P_\psi - P_J = 0 \quad (1)$$

де P_T – тягова сила на ведучих колесах автомобіля, Н;

P_W – сила опору повітря, Н;

P_ψ – сила сумарного дорожнього опору, Н;

P_J – сила інерції яку долає автомобіль, Н.

Тягово-швидкісні властивості визначають динамічність автомобіля-здатність перевозити пасажирів або вантажі з максимально можливою середньою швидкістю. Чим вище динамічність автомобіля, тим більше його продуктивність. Тягово-швидкісні властивості визначити не складає проблем, їх можна визначити по одному з вище запропонованих методів або на стенді в лабораторії. А ось з визначенням сумарного дорожнього опору та розділенням його на складові існують невеликі проблеми.

Тому нами була запропонована, розрахована та перевірена на практиці методика по визначенню складових тягового балансу автомобіля, яка дозволяє перевірити тягово-швидкісні характеристики автомобіля на дорозі за часом розгону та вибігу. Ця методика дозволяю провести експрес-діагностику автомобіля без застосування складного та дорогого обладнання. Більш того це можливо за рахунок власних здібностей звичайного водія.

Література

1 Страна контрастов. Автомобилизация Украины очень неравномерна. [Електронний ресурс] режим доступу до ресурсу: <http://www.autoconsulting.com.ua/article.php?sid=25735> – Дата звернення 24.09.16.

2. Методика расчёта тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования / [Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В.Московкин, В.В.Селифонов, В.В.Серебряков] – М.: МАМИ, 2000. С.43.

3. Рабинович Э.Х. Определение сопротивлений движению автомобиля методом двукратного выбега / [Э.Х.Рабинович, В.А. Зуев, Н.В Воскобойников] / Автомобильный Транспорт: сб. научн. трудов. – Харьков, ХНАДУ, 2008. – Вып. 22.–С. 49-52.

4. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория / А.И. Гришкевич – Минск, Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.

5. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля / В.А. Петрушов, В.В.Московкин, А.Н. Евграфов – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.: ил.

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА НА МІЖНАРОДНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕННЯХ, ПРОБЛЕМИ ТА СПОСОБИ ЇХ ВИРІШЕННЯ

З метою планування транспортних процесів при виконанні міжнародних автомобільних перевезень, а також обчисленні точного обсягу і вартості палива за оборотний рейс, були проведені аналітичні і експериментальні дослідження з визначення витрат палива на рейс.

Прийнятий теоретично-експериментальний підхід досліджень, суть якого це адаптація математичного алгоритму до результатів експериментальних досліджень витрат палива.

За результатами аналізу ряду показників транспортного процесу обчислюють оптимальний коригувальний коефіцієнт для: умов експлуатації, вантажів, маршрутів тощо. Витрати палива на один кілометр пройденого шляху визначали за виразом:

$$Q_{заг(км)} = \left(\frac{Q_{Lan}}{100} + \frac{Q_{W(км)}}{100} \cdot G_g \right) \cdot k_k, \text{ л/км} \quad (4)$$

де Q_{Lan} - лінійна норма витрат палива на пробіг автопоїзду;

$Q_{W(км)}$ - додаткова питома норма витрат палива, л/100 т·км;

G_g - маса вантажу, тон;

k_k - експериментальний коригувальний коефіцієнт.

Враховуючи обмеження ввозу палива в країни проходження маршруту, об'єму стандартного баку, технологічного мінімального об'єму палива в баку, визначали умови заправки в залежності від вартості палива по країнам. Основна мета це виконати заправку таким чином, щоб максимально використати пальне з меншою ціною.

Наступним завданням досліджень передбачалось визначення умов розподілу цін на паливо в країнах проходження маршруту. Вихідними даними прийнято: витрати палива на один кілометр пробігу, відстань по країнам проходження маршруту, об'єм баку, мінімальний технологічний запас палива в баку.

Дослідженнями передбачено проведення повного циклу аналітичних досліджень розрахунку витрат коштів на виконання міжнародних перевезень по території трьох і чотирьох країнах за усіма можливими умовами розподілу ціни палива. Отримані результати були відповідним чином оброблені і внесені у вигляді відповідного алгоритму у комп'ютерну програму Microsoft Excel, яка виконує обчислення за долі секунди за усіма можливими варіантами (рис. 1).

	A	B	C
1	Розрахунок витрат коштів при виконанні міжнародних автомобільних перевезень на маршрутах територіїю трьох країн		Умови розподілу цін по країнах* (натисніть і перейдіть на сторінку розрахунків)
2			$C_a < C_b < C_s$
3	Базова лінійна норма витрати палива, л/100 км		$C_a > C_b > C_s$
4	Загальний коригуючий коефіцієнт		$C_a < C_b > C_s$; при $C_a > C_s$
5	Споряджена маса напівпричепу, тон		$C_a < C_b > C_s$; при $C_a < C_s$
6	Маса вантажу, тон		$C_a > C_b < C_s$; при $C_a > C_s$
7	Мінімальний технологічний запас палива в баку, л		$C_a > C_b < C_s$; при $C_a < C_s$
8	Назва країни	Відстань по країнах, км	Ціна пального по країнах, грн./л
9	Україна	280	19
10	Білорусь	100	16,12
11	Росія	417	14,3

Рисунок – 1. Вигляд вікна головної сторінки програми з вихідними даними щодо визначення витрат палива за критерієм максимальної витрати об'єму палива за мінімальною ціною при виконанні міжнародних автоперевезень територією трьох країн.

Для реалізації поставленої мети було вибрано програму Microsoft Excel з тих мотивів, що дана програма є на будь-якому ПК.

Отже, поставлена мета досліджень виконана у повному обсязі, а теоретично-експериментальний підхід з обчислення витрат коштів на виконання міжнародних маршрутів, при різних умовах розподілу цін по країнам, за критерієм їх мінімізації виправдав очікування і був реалізований у комп'ютерній програмі Microsoft Excel не лише для наукових цілей, але й для практичного використання в умовах роботи автопідприємств та логістичних організацій.

Висновки

1. Обґрунтовано оптимальну методику розрахунку витрат палива на автотранспорті та експериментально підтверджено і уточнено її адекватність.
2. Визначені умови розподілу цін по країнам з метою обґрунтування математичного алгоритму з визначення мінімальних витрат цін на паливо, при виконанні міжнародного маятникового оборотного рейсу АТЗ.
3. Аналітично обґрунтуванні математичні описи щодо визначення мінімальних витрат на паливо, при виконанні міжнародного маятникового оборотного рейсу по трьом країнам, з урахуванням їх різниці цін.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВИГУНА

Основною причиною погіршення ефективної роботи автомобіля або його агрегатів і механізмів є зміна структурних параметрів, вимірювання яких не завжди можливо без розбирання. Тому про зміну технічного стану автомобіля судять по величині діагностичних параметрів, що дозволяють визначити технічний стан об'єкта без розбирання. Діагностичні параметри зв'язані певними залежностями як зі структурними параметрами, так і з експлуатаційними якостями автомобіля. Знання залежностей між структурними й діагностичними параметрами, розуміння характеру їх зміни в процесі експлуатації дозволяє визначити дійсний стан агрегатів без їхнього розбирання, прогнозувати залишковий ресурс і обґрунтовано призначити вид ремонту або обсяг технічного обслуговування автомобіля.

Суть методики заснована на тому, що за допомогою спеціальних датчиків при використанні багатоканального цифрового осцилографа на базі ПК ми маємо можливість аналізувати різні величини: розрідження у впускному колекторі, тиск у циліндрах, пульсації тиску відпрацьованих газів у вихлопній трубі, пульсації тиску картерних газів, пульсації тиску масла в масляній магістралі, пульсації струму стартера. При цьому ми можемо синхронізувати сигнал від індуктивного датчика, встановленого на високовольтне проведення свічки першого циліндра бензинового двигуна або від п'єзодатчика, встановленого на паливопроводі форсунки першого циліндра дизельного двигуна. Таким чином, можна зробити висновок про приналежність певної аномалії конкретному циліндру.

Якщо двигун справний, осцилограма розрідження у впускному колекторі має форму близьку до синусоїди (рис. 1). Цей тест проводиться в режимі прокручування стартером. Для блокування пуску двигуна потрібно відключити систему запалювання й/або систему подачі палива.

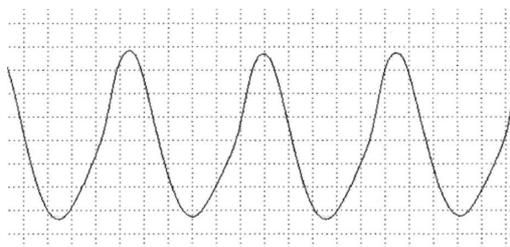


Рисунок 1 - Осцилограма розрідження на справному двигуні

Оскільки осцилограма має стандартну форму, то застосовуючи такий математичний метод, як розкладання осцилограми у ряд Фур'є, можна виявити набагато більше несправностей та поставити діагноз точніше, ніж просто аналізуючи діаграму візуально.

Бусарин Эдуард Николаевич, к.т.н., доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»

Лихачев Дмитрий Валерьевич, старший преподаватель ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»

Артемов Александр Юрьевич, старший преподаватель ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»

Сподарев Руслан Александрович, старший преподаватель ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»

opbd_vglta@mail.ru

МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА

Архаичный способ передачи наличных водителю, который используется в маршрутном пассажирском транспорте на примере города Воронежа негативно влияет на безопасность дорожного движения в городе и утомляемость водителя в течении рабочей смены. В свою очередь утомляемость водителя влияет на его безаварийную работу. В настоящее время известно достаточно большое количество средств безналичной оплаты в маршрутном пассажирском транспорте.

Новый способ оплаты появился благодаря технологии высококачественной беспроводной связи с малым радиусом действия. Она позволяет производить бесконтактный обмен данными между парой электронных устройств, находящихся на близком, до 10 сантиметров, расстоянии. Автоматизированный учет платежей – важная отличительная черта системы. Особое удобство достигается тем, что при оплате система создает бумажный билет. Несмотря на то, что внедрение электронных систем оплаты потребует значительных капиталовложений на оборудование, выпуск карт оплаты, поддержку программного обеспечения. Стоимость комплекта оборудования для одного транспортного средства варьируется: если в салоне будет находиться кондуктор, который будет обслуживать пассажиров с помощью терминала-валидатора, то переход на новую систему обойдётся около 20 тысяч рублей. В том случае, если транспорт будет работать без кондуктора, а пассажиры - использовать автоматические валидаторы на поручнях, то оборудование будет стоить порядка 80-100 тысяч рублей. Серверное оборудование, центр банкинга и программное обеспечение - обойдутся в 4-5 миллионов рублей.

Рассматриваемые технологии позволяют точно отслеживать пассажиропотоки, исключают возможность безбилетного проезда, исключается возможность сокрытия реального дохода с конкретного транспортного средства, положительно влияет на безопасность движения и не задерживает транспортный поток, что позволяет автобусу двигаться точно в соответствии с графиком.

Волков Володимир Петрович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, tesa@khadi.kharkov.ua;

Грицук Ігор Валерійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, grytsuk_iv@ukr.net;

Краснокутська Зоя Ігорівна, ст. науковий співробітник, Національний транспортний університет, zoya.dvz@gmail.com;

Волков Юрий Владимирович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, tesa@khadi.kharkov.ua.

ФОРМУВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗБИРАННЯ ІНФОРМАЦІЇ ПРО ПАРАМЕТРИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СИСТЕМОЮ ДИСТАНЦІЙНОГО МОНІТОРИНГУ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА І ТЗ

Початковим і одним з найбільш відповідальних етапів моделі інформаційного програмного комплексу (ІПК) «*MonDiaFor<HADI-15>*» є отримання даних про технічні параметри двигуна і транспортного засобу (ТЗ), для яких можливо здійснювати прогнозування. Важливість даного етапу інформаційної моделі ІПК пояснюється якістю проводимого прогнозу параметрів технічного стану двигуна і ТЗ, який безпосередньо залежить від отриманих вихідних даних. Найбільш відповідальним параметром прогнозу є час (інтервал) отримання інформації: чим менше інтервал, тим вище точність прогнозу, але при цьому суттєво збільшується час розрахунку прогнозних значень.

Необхідними даними для прогнозу є послідовності впорядкованих в часі числових показників, що характеризують значення основних параметрів двигуна і ТЗ, тобто повні інтервальні часові ряди, які можливо представити у загальному вигляді, як

$$y_{it} = f_i(t_i, x_{it}) + \varepsilon_{it}, \quad t_i = 1, 2, \dots, T_i \quad (1)$$

де: y_{it} - значення показників часових рядів; $f_i(t_i, x_{it})$ - детерміновані складові; x_{it} - значення детермінованих факторів, що впливають на детерміновані складові f_i в моменти часу t_i ; ε_{it} - випадкові складові; T_i - довжина часових рядів.

Крім цього, одночасно зі збором інформації про параметри двигуна і ТЗ здійснюється моніторинг і визначення несправностей ТЗ в часі. Для побудови часового ряду в системі моніторингу параметрів двигуна і ТЗ були розроблені і сформовані алгоритми процесу збору даних і розпізнавання статусу несправностей ТЗ, розроблений і сформований процес прогнозування параметрів стану двигуна і ТЗ. Алгоритм адаптовано до умов використання інформаційної моделі ІПК в межах віртуального підприємства з експлуатації автотранспорту. Вхідними даними для алгоритму є інтервал часу Δt , через який відбуватиметься зчитування інформації з датчиків і період T за який здійснюється збір інформації. Вихідними даними є масив даних, що містить часовий ряд значень параметрів $D_i, i = 1, 2, \dots, T / \Delta t$.

Волков Володимир Петрович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, tesa@khadi.kharkov.ua;

Матейчик Василь Петрович, д.т.н., професор, Національний транспортний університет, wmate@ukr.net;

Цюман Микола Павлович, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет, tsuman@ukr.net;

Грицук Ігор Валерійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, grytsuk_iv@ukr.net

ОСОБЛИВОСТІ ПОБУДОВИ МОДЕЛІ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З УРАХУВАННЯМ ПРОГРІВУ В ПРОЦЕСАХ РУХУ

Вирішення проблеми формування оптимального температурного стану (ОТС) двигуна і транспортного засобу (ТЗ) в процесах передпускової і післяпускової теплової підготовки та експлуатації ТЗ – це складна задача, що може вирішуватись використанням системних методів дослідження. Складовою частиною такого дослідження є визначення паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесах руху.

Для формування і дослідження ОТС двигуна і ТЗ в різних умовах експлуатації необхідно розглядати можливості варіантів його забезпечення в процесах руху ТЗ. Для цього необхідно визначати енергетичні, паливо-економічні і екологічні показники двигуна і ТЗ. У процесі дослідження з урахуванням прогріву в процесі руху, як у випадку використання окремих режимів руху ТЗ, так і в русі ТЗ на маршруті, доцільно враховувати особливості застосування основних методів, що базуються на системному підході і логічній організації вирішення проблеми теплової підготовки та управління тепловим станом двигуна і ТЗ.

У першому випадку описуються як окремі режими руху ТЗ, так і характерні режими руху в їздовому циклі. При цьому враховуються особливості роботи двигунів ТЗ в неусталених режимах у процесах руху, а також процес прогріву двигуна і ТЗ при сумісній роботі двигуна і трансмісії ТЗ. Після перевірки достовірності результатів за вимогами споживача, за вимогами виробника і за експериментальними даними можливо проводити визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна і ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху в умовах їздових циклів ТЗ згідно Правил ЄЕК ООН № 83-05. Такий цикл використовується для оцінювання показників екологічної безпеки ТЗ, зокрема, викидів шкідливих речовин і паливної економічності легкових автомобілів та вантажних автомобілів малої вантажопідйомності. Цикл складається з чотирьох елементарних міських циклів протяжністю 4,052 км на годину 780 с і максимальною швидкістю 50 км/год та магістрального циклу протяжністю 6,955 км на годину 400 с і максимальною швидкістю 120 км/год. У другому випадку описуються відповідні показники в процесі руху на маршруті, де поряд з моделюванням окремих режимів руху ТЗ моделюються

маршрутні умови, які дозволяють враховувати дорожні, транспортні умови та умови керування ДВЗ та трансмісією ТЗ з урахуванням прогріву в процесі і в умовах руху на маршруті. Розроблений алгоритм математичної моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху показаний на рис. 1.

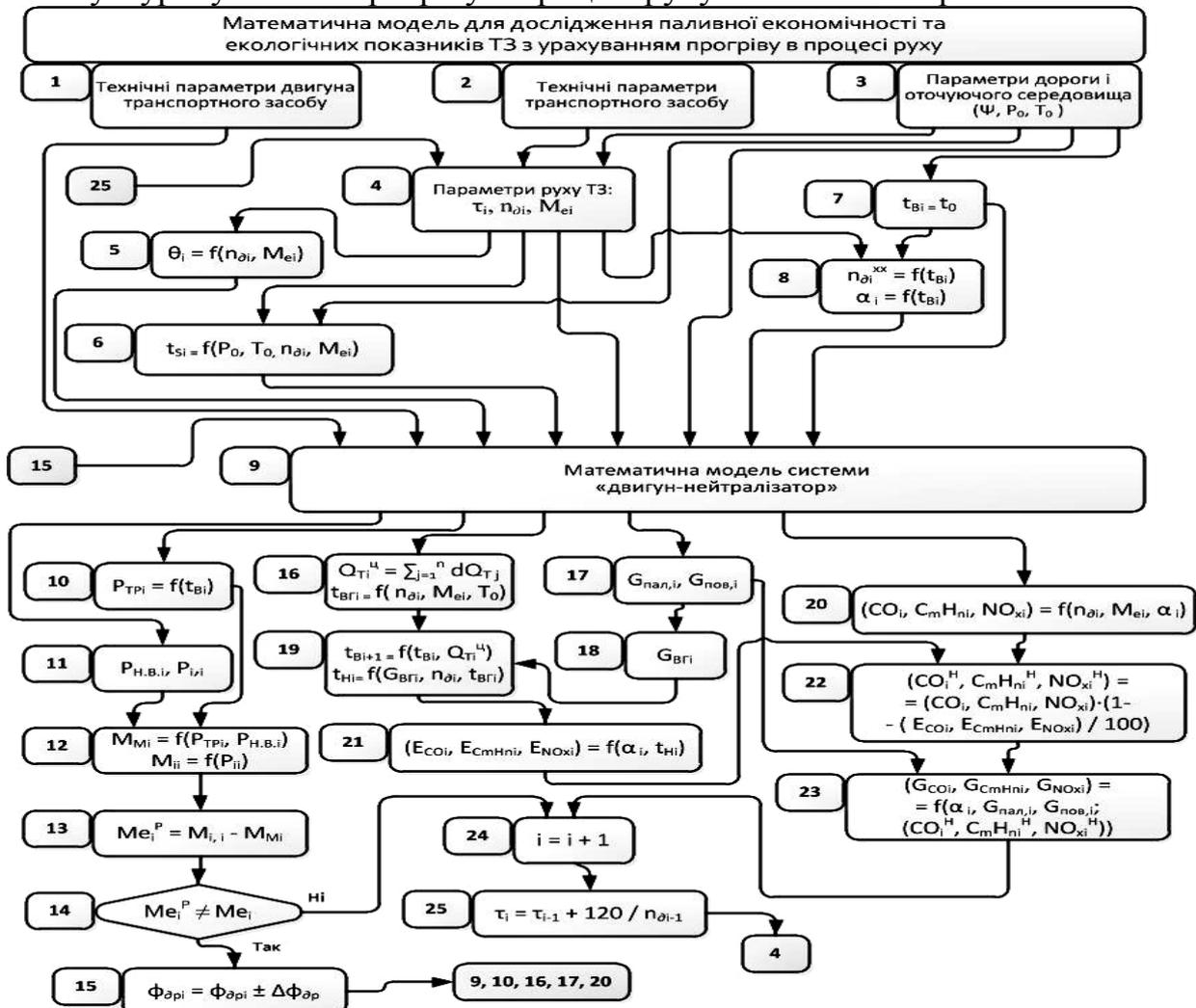


Рисунок 1 - Алгоритм дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху

На кожному етапі визначення і оцінювання паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху проводиться перевірка достовірності результатів шляхом порівняння з експериментальними та статистичними даними, діючими нормами. Наприкінці алгоритму проводиться загальна економічна оцінка досліджуваних варіантів і формується загальний висновок щодо забезпечення паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху у відповідних умовах експлуатації. Використання запропонованих методик визначення й оцінювання паливної економічності та екологічних показників ТЗ залежності математичної моделі системи «двигун-нейтралізатор» з урахуванням прогріву в процесі руху має свої особливості.

Володарец Никита Витальевич, ст. преподаватель Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, volodarets.nikita@yandex.ru

Павленко Вячеслав Николаевич, к.т.н., доцент Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, vp.khadi@gmail.com

Прилепский Юрий Валентинович, к.т.н., доцент Украинский государственный университет железнодорожного транспорта

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ CALS ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА АВТОМОБИЛЯ

Государственное регулирование рынка транспортных услуг осуществляется путем лицензирования автотранспортной деятельности. До настоящего времени количество лицензий, полученное юридическими и физическими лицами Украины составляет примерно 140 тыс., а количество используемых ими автомобилей – до 400 тыс. ед. По данным Главной госинспекции на автомобильном транспорте, доля перевозчиков, имеющих в эксплуатации только одно транспортное средство (ТС) составляет 61%, до трех - ТС – 22,4%, до пяти - ТС – 7%, до десяти – 5,4, больше 10 ТС – 4,3% [1].

Следует отметить, что диверсификация предприятий автомобильного транспорта, их разукрупнение, развитие предпринимательства привели к поляризации автомобильных парков и сосредоточению значительного количества автомобилей, как отмечалось ранее, в небольших по размеру и количеству предприятиях.

CALS-технологии (Continuous Acquisition and Life-cycle Support) – это непрерывная информационная поддержка всего ; изменного цикла (ЖЦ) продукции, которая базируется на стандартизации методов представления данных на каждой стадии ЖЦ изделия и на безбумажном электронном обмене данными [2]. Концепция CALS определяет набор правил, регламентов и стандартов, в соответствии с которыми строится электронное взаимодействие участников процессов проектирования, производства, испытания и т. д. на базе информационного пространства. Таким образом создаются виртуальные предприятия и конструкторские бюро.

Применение CALS-технологий, иногда называемых системами компьютерного сопровождения и поддержки изделий (КСПИ) или системами информационной поддержки изделий (ИПИ), позволяет предприятиям минимизировать затраты на всех этапах ЖЦ изделий, повышать их качество, а следовательно, и конкурентоспособность, быть активными участниками рынка.

Основополагающими частями CALS-идеологии являются:

- технология хранения и управления данными о продукте – PDM-технология (Product Data Management),
- стандартизованная методология функционального моделирования IDEF/0 (Integrated Definition for Process Modelling),
- интерактивные электронные технические руководства (ИЭТР).

Целью CALS является ускорение вывода на рынок новых образцов продукции, сокращение затрат на разработку, проектирование и производство, сокращение затрат на поддержание в работоспособном состоянии и улучшение качества на всех стадиях ЖЦ.

Управление данными требуется не только в процессах проектирования и производства, но и в эксплуатации изделий. Минимизация затрат на обслуживание должна быть предусмотрена и обеспечена учетом логистических требований на этапах проектирования и изготовления изделий. С этой целью создаются системы интегрированной логистической поддержки (ИЛП) изделий. Основными задачами ИЛП являются: определение функций и моделей средств поддержки основных изделий на этапе их эксплуатации, разработка этих средств в виде ИЭТР, расчет надежности, в частности показателей безотказной работы изделий, определение состава и объема запасных частей, упаковка и транспортировка изделий, документирование, расчет всех видов затрат, обучение персонала.

Вообще существуют два основных способа реализации концепции непрерывной информационной поддержки жизненного цикла изделия [3]. Первый – уже упомянутый ранее подход CALS, в основе которого лежит SDE (Shared data environment – среда совместно используемых данных), или единое информационное пространство, построенное на применении международных стандартов представления данных. Основным стандартом является ISO 10303 STEP (STandard for Exchange of Product model data – Стандарт обмена данными модели изделия). Статус международного стандарта обеспечивает два очень важных свойства STEP – стабильность (стандарт пересматривается примерно раз в пять лет, и новые версии не изменяют и не отменяют, а дополняют старые) и общедоступность (необходимые для практической работы материалы по стандарту либо находятся в свободном доступе в Интернете, либо могут быть куплены в официальных органах стандартизации).

При создании транспортного средства наибольшая нагрузка ложится на вопросы эксплуатации. В статье рассмотрено процентное распределение отдельных видов затрат в совокупных затратах за жизненный цикл автомобиля, а также использование и внедрение интеллектуальных технологий и мониторинга системы.

Література

1. Транспорт і зв'язок України за 2014 рік. – К.: Консультант, 2015. – 222 с.
2. Левин А. И., Судов Е. В. CALS — сопровождение жизненного цикла // Открытые системы. – 2001. – № 3. – С. 31-36
3. Садовская, Т.Г. Системы управления жизненным циклом изделий и возможности их применения в отрасли энергетики [Текст] / Т.Г. Садовская, Т.Н. Чернышова // Аудит и финансовый анализ. – 2010. – №6. – С. 328-341.

Григорович Антон Михайлович, ассистент кафедры автомобилей и транспортной инфраструктуры, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

Дубовик Алина Сергеевна, магистрант, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

ПРИМЕНЕНИЕ НАНОПОКРЫТИЙ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

Внешний вид автомобиля является его визитной карточкой. В процессе эксплуатации на лакокрасочное покрытие (ЛКП) оказывают влияние факторы внешней среды: появляются микроцарапины, а цвет автомобиля выгорает и становится тусклым.

Нанопокрывание защищает структуру ЛКП кузова, повышает стойкость к ультрафиолетовому излучению и уменьшает коррозию. Данным способом можно также покрывать и стекла автомобиля. Во время нанесения состава на поверхность образуется слой полимера, который способен преобразовывать молекулярную матрицу поверхности, кроме этого формируется гидрофобный слой материала, который обладает сильными защитными свойствами.

В защитное покрытие входят наночастицы серебра, керамики, стекла и алмаза, которые способствуют образованию необходимой для обеспечения долговременной защиты поверхности, наноструктуры.

В качестве основных преимуществ технологии защитного нанопокрывания можно выделить следующие:

- устойчивость к процессу мойки автомобиля и влиянию моющих средств;
- возможность эксплуатации при высоких температурах;
- защита ЛКП от внешних изменений;
- защита от механических и химических повреждений ;
- сохранение цвета ЛКП и его состава на молекулярном уровне, предотвращение появления коррозии;
- обладает грязе- и водоотталкивающими свойствами, а также препятствует образованию льда ;
- обеспечивает улучшенный обзор и повышает скорость реакции на внештатные ситуации;
- снижает яркость бликов от фар едущих навстречу автомобилей;
- благодаря гидрофобности предотвращает полную потерю видимости при неблагоприятных погодных условиях (снег, дождь и т.д.);
- низкая стоимость, снижение затрат на обслуживание автомобиля.

Исходя из выше приведенной информации, нанопокрывания своими уникальными свойствами и огромной сырьевой базой смогут вывести автомобилестроение на новый уровень, значительно упростить ремонт и эксплуатацию транспортных средств. И хотя на данный момент они находятся на начальной стадии развития, они имеют большие перспективы для разработок и поиска новых наноматериалов.

Грицук Игорь Валериевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, *gritsuk_iv@ukr.net*
Волков Юрий Владимирович, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, *tesa@khadi.kharkov.ua*.

ОСОБЕННОСТИ МОНИТОРИНГА ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Важным аспектом процесса регулирования и управления дорожным движением является дистанционное получение информации о техническом состоянии его участников. Интенсивное формирование интеллектуальных транспортных систем (ITS), которые основаны на широком использовании современных возможностей спутникового позиционирования GPS, Glonass и других, средств телематики, программного обеспечения, является основной особенностью развития современного транспорта и позволяет дистанционно проводить диагностирование, контроль, мониторинг и управление техническими параметрами состояния транспортных средств (в дальнейшем системы мониторинга). Для реализации этих целей в условиях ITS используются современные системы в составе бортового оборудования, расположенного в транспортном средстве, специализированного программного обеспечения, и сервера и (или) компьютера, принимающего информацию.

Для внедрения изложенных подходов в практику автомобильного транспорта и формирования единой системы мониторинга транспортных средств на основе бортового комплекса ITS на транспортных средствах целесообразно предусмотреть не только телематический модуль спутниковой навигации и связи, а и замкнуть все информационные системы транспортных средств: водителя, бортовую систему контроля с накоплением данных и средства автоматической идентификации транспортных средств, на производственные информационные системы автомобильного транспорта, реализованные с помощью виртуальных предприятий по эксплуатации автомобильного транспорта.

В своем составе виртуальное предприятие по эксплуатации автомобильного транспорта кроме соответствующих баз данных и серверных программ включает также информационные программные комплексы (ИПК), разработанные для выполнения специфических задач автомобильного транспорта. К таким задачам относятся: идентификация и диагностирование технического состояния транспортных средств, мониторинг и прогнозирование параметров их технического состояния (ИПК «*MonDiaFor «HADI-15» (monitoring, diagnosis, forecasting technical condition of the vehicle under ITS)*); управления работоспособностью парка транспортных средств (ИПК «*Виртуальный механик «HADI - 12»*»); определение вредного воздействия транспортных средств на придорожную среду и оперативное принятие решений для предотвращения опасного уровня ее загрязнения (ИПК «*ServiceFuelEco «NTU-HADI - 12»*») и другие.

Густелєв Олександр Олександрович, магістр, Комунальна корпорація
«Київавтодор»

Осипов Валентин Олександрович, магістр, Комунальна корпорація
«Київавтодор», osipov.valentiv100@gmail.com

ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ ПІДВИЩЕНИХ ПІШОХІДНИХ ПЕРЕХОДІВ НА КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛІВ

Останнім часом багато уваги приділяється дослідженням у сфері безпеки дорожнього руху. Особливу увагу дослідники приділяють підсистемі автомобіль - дорога (А-Д) у системі водій - автомобіль - дорога - середовище (В-А-Д-С). Неможливо заперечувати той факт, що геометричні параметри автомобільних доріг та вулиць мають прямий вплив на ризик виникнення дорожньо-транспортних пригод у випадку невідповідності вказаних параметрів існуючим нормативним документам, у тому числі у сфері безпеки дорожнього руху. Низкою дослідників вивчено питання залежності стану покриття проїзної частини (рівність, шорсткість тощо) на ймовірність потрапляння у ДТП автомобільного транспорту. Проте підлягає додатковому вивченню питання залежності збільшення аварійності під впливом окремих технічних засобів організації дорожнього руху та інженерного обладнання автомобільних доріг.

На сьогодні у Світі активно використовуються нові технічні засоби організації дорожнього руху, частково ця робота проходить і на території України, зокрема у м. Києві. Вже на сьогодні впроваджуються світлоповертальні елементи нового типу, що встановлюються на бар'єрному огороженні. Завдяки двом факторам - мікропризматичній плівці та особливій «гофрованій» конфігурації досягається важливий результат - елемент помітний в умовах недостатньої видимості під любим кутом зору водія. Тривають експериментальні роботи з розміткою: влаштовуються так звані «3-Д» пішохідні переходи, влаштовується новий тип вертикальної розмітки на опорах шляхопроводів тощо. Останньою інновацією є влаштування у м. Києві підвищених пішохідних переходів – технічних засобів, які за своєю конструкцією повинні замінити так званих «лежачих поліцейських». До того ж такий перехід дозволить безпечно перетинати дорогу особам із вадами зору: конструкція надає можливість задавати пряму тактильну траєкторію його перетину.

Робочою гіпотезою роботи є ствердження, що автомобіль значно втрачає свою стійкість через дію дестабілізуючого моменту у вигляді підвищеного пішохідного переходу, який на сьогодні в якості експерименту впроваджено на окремих ділянках доріг м. Києва. Метою роботи є визначення оптимальних геометричних характеристик переходу (висота, кут наїзду, довжина розгону) для забезпечення безпечного проїзду ним автомобіля без втрати курсової стійкості.

О ПОИСКЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ В СИСТЕМЕ ТОПЛИВОПОДАЧИ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКОМ

Начиная с 2000 г. система непосредственной подачи топлива бензиновых двигателей FSI группы компаний VAG непрерывно совершенствуется. С 2014г. система получила управляемые насосы предварительной подачи и высокого давления (ТНВД) концептуально это означало отказ от неконтролируемой подачи топлива с соответствующим снижением энергозатрат. Техническая реализация предусматривала применение адаптивного управления насосами по сигналам датчиков низкого и высокого давления, соответственно G410 и G247. Появление обратных связей в контуре управления насосами привело к трудностям в локализации неисправностей в системе топливоподачи.

Основными симптомами неисправностей являются дергание, резкое или постепенное снижение мощности, а также трудности последующего запуска двигателя. В контуре низкого давления возможны неисправности датчиков низкого давления, загрязнение топливных фильтров, отказы топливных насосов предварительной подачи и блоков их управления. В контуре высокого давления наиболее уязвимыми являются датчики высокого давления, клапаны ограничения высокого давления, резьбовые штуцерные соединения. Все эти неисправности приводят к снижению давления в контуре. При диагностировании прежде всего необходимо удостовериться, что симптомы неисправностей действительно связаны с системой топливоподачи. При наличии информации от системы самодиагностики об обнаруженных неисправностях целесообразно подтверждение диагноза дополнительными средствами, либо непосредственная замена отказавшего элемента. Однако в реальности встречаются ошибки первого рода (признание исправного объекта неисправным) и второго рода (пропуск неисправности) [2]. В первом случае в блоке управления зафиксирована ошибка, но нарушения работоспособности нет. Во втором случае имеет место нарушение работоспособности, но сообщение об ошибке не фиксируется. В обоих случаях при локализации неисправностей используются известные методы – прерывание контуров обратной связи, проведение измерений параметров, разделение неисправностей в соответствии с их природой на гидравлические и электрические. Соответствующие операции объединены единым алгоритмом, содержащим пять уровней, в котором предусматривается наличие технических средств, нормативов параметров, условий проведения измерений.

Литература

1. Топливная система двигателей FSI. [Электронный ресурс], Режим доступа - http://vwts.ru/fuel/fuel_fsi_rus.pdf
2. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С.Кузнецов, В.П.Воронов, А.П.Болдин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М., Транспорт, 1991. – 413с.

Дорохин Сергей Владимирович, д.т.н., доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»
Лихачев Дмитрий Валерьевич, старший преподаватель, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова», opbd_vglta@mail.ru

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ РЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕРЕСЕЧЕНИЙ

Полноценное и динамичное развитие экономики любой страны невозможно без применения автомобильного транспорта, осуществляющего местные, междугородные и международные перевозки пассажиров и грузов. С ростом числа автотранспорта, курсирующего по разным направлениям, увеличивается интенсивность его движения и число конфликтных ситуаций, которые способствуют возникновению дорожно-транспортных происшествий и заторов [1]. За последние десятилетия в мире накоплен большой опыт организации дорожного движения на пересечениях автомобильных дорог и городских улиц. Разработаны рекомендации по установке средств технического регулирования и методы расчета основных параметров работы светофорных объектов. Тем не менее, с ростом автомобилизации, увеличением интенсивности движения, изменением динамических характеристик транспортных средств, актуальными остаются вопросы исследования дорожного движения с целью снижения аварийности и повышения пропускной способности пересечений и дорог. Большое значение в обеспечении пропускной способности пересечений в одном уровне оказывает организация левоповоротного движения. Кроме того левый поворот, как маневр, считается одним из самых конфликтных и поэтому для снижения количества возможных конфликтных ситуаций, при его выполнении, требуется научно обоснованный подход.

В большинстве своем, несмотря на разработанные рекомендации по методам расчета основных параметров светофорного регулирования, мы видим серьезное отставание адаптации подсистемы "средства управления движением" к росту количества автомобилей и соответственно возросшей нагрузке на регулируемые пересечения. К сожалению, можно констатировать, что уровень организации дорожного движения отстает от современных требований в силу недостаточности научно методологического и системного подхода к организации движения. Один из путей решения данной проблемы заключается в применении научного подхода в применении трех способов организации левоповоротного движения в течение суток: в конфликте с прямым потоком противоположного направления (просачивание); путем отсечки встречного прямонаправленного потока (выделение нескольких секунд для бесконфликтного движения); бесконфликтное движение налево (выделение левого поворота в отдельной фазе светофорного регулирования), в зависимости от интенсивностей этих потоков.

Движение ТС в конфликте с противоположным прямонаправленным транспортным потоком допустимо при невысокой интенсивности движения в противоположных направлениях и определяется рекомендованным конкретным числом ТС выполняющих поворот налево.

С увеличением интенсивности движения более эффективным является метод отсечки встречного потока при организации левоповоротного движения. Данный метод позволит увеличить пропускную способность пересечения путем сокращения количества единиц автомобильного транспорта в очереди. Однако, такой действенный способ регулирования, при котором движение первого автомобиля начинается не от стоп-линии, а от центра перекрестка и заканчивается движением последнего из очереди, выполняющей левоповоротный маневр, ТС на желтый сигнал светофора [2], имеет некоторую дополнительную временную стартовую задержку и нарекания со стороны водителей. Это обусловлено тем, что в ожидании подходящего для движения налево временного интервала, водитель ТС, остановившегося в центре пересечения, в целях безопасности, не начинает движения до момента, когда автомобиль, движущийся во встречном направлении, не остановится или не снизит скорость до значения, позволяющего безопасно завершить маневр. Визуальные наблюдения показали, что на большинстве пересечений, где левоповоротное движение выполняется с использованием метода отсечки, дополнительная задержка времени возникает в момент разрешения выполнения левого поворота. Величина дополнительной временной задержки зависит от: количества и ширины полос движения во встречном направлении, скорости движения лидера по каждой полосе во встречном направлении до торможения, времени реакции самого водителя выполняющего маневр и динамических характеристик автомобиля [3].

Литература

1. Лихачев Д.В., Писарева С.В., Денисов Г.А. Управление транспортными потоками на пересечении дорог и УДС городов // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 5-2. С. 300-303.
2. Цариков, А. А. Развитие методов расчета регулируемых узлов на улично-дорожной сети города [Текст] : автореф. дис. ...канд. техн. наук : 05.22.01 / Цариков А. А. – Екатеринбург, 2010. – 19 с.
3. Денисов, Г.А. Об организации левоповоротного движения на регулируемом пересечении в условиях перенасыщенного транспортного потока [Текст] / Г. А. Денисов, Д. В. Лихачев // Актуальные вопросы инновационного развития транспортного комплекса : материалы Международной научно-практической конференции, Орел, 17-18 мая 2011 года. - Орел, 2011. - Т. 2. - С. 34-37.

Дорохин Сергей Владимирович, д.т.н., Доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова
Чайковский Владимир Александрович, аспирант, Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, paulg2@mail.ru

ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ ПРИ ЗАНЕСЕНИИ СНЕГОМ

Дорожно-транспортный комплекс в настоящее время играет значительную роль во всевозможных перевозках, при которых используется как легковой транспорт, так и грузовой, включая тяжелую спец. технику. На качество таких перевозок влияет множество факторов, таких как: состояние дорожного полотна, погодные условия и т.д.

При проектировании автомобильных дорог на первое место выдвигают задачи повышения эксплуатационных качеств, при этом учитывая все особенности ландшафта и географического положения предполагаемой дороги. В частности, встает проблема обеспечения высокой скорости движения автомобилей по дорожной сети в зимний период времени, а также повышение пассивной и активной безопасности во время её эксплуатации.

Повышение безопасности движения на заснеженных участках дорог, в свою очередь, требует затрат ресурсов, однако, при увеличении скорости движения по этим дорогам, можно получить более высокую эффективность транспортных перевозок.

В настоящее время практика снегозащитных мероприятий всё ещё учитывает не все параметры, влияющие на снегопринос и защиту автомобильных дорог от снегозанесения. Это связано с тем, что различные участки дорог, в различных областях имеют свои специфические особенности, учесть которые в целом достаточно сложно. Особенно, такие параметры метелей, как: интенсивность снегозанесения (количество снега, перемещающегося за единицу времени через определенную географическую область), продолжительность метели (время от начала до окончания метели в данной области) и годовая оценка снегоприноса в различных областях, расчетный объем снегоприноса.

Данный вопрос ещё не до конца изучен. Такой вывод можно сделать, изучая литературу различных авторов, в которой описывается множество методов расчета снегоприноса, а также приводится большое количество формул, описывающих всевозможные характеристики снегозанесения автомобильных дорог.

Для обеспечения оптимальных и безопасных условий эксплуатации применяются различные технологические решения, такие как: оптимальное расположение автомобильной дороги, различные лесонасаждения, а также постройка искусственных конструкций, позволяющих снизить снегозанесение автомобильных дорог.

Захарчук Олег Вікторович, к.т.н., доцент, Луцький НТУ,
Zaharchukov205@gmail.com
Захарчук Марія Іванівна, аспірант, Луцький НТУ

ОЦІНКА ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА МТЗ-80 З ГАЗОБАЛОННИМ ОБЛАДНАННЯМ ПРИ ВИКОНАННІ ТРАНСПОРТНОЇ РОБОТИ

Буксування ведучих коліс негативно впливає на техніко-економічні показники тракторів. При нормальних експлуатаційних умовах буксування коліс не повинно перевищувати допустимі межі. В залежності від стану ґрунту, дорожніх умов, виду технологічних операцій, конструктивних особливостей допустимі значення буксування різні. Згідно результатам досліджень, допустимі значення буксування ведучих коліс знаходяться в межах 15...18 % для твердих та 25...30 % для рихлих ґрунтів [1].

Дослідження залежності тягово-зчіпних характеристик ведучого колеса колісного трактора від буксування при взаємодії з ґрунтом вирішувалось вбагатьох роботах. Було досліджено і визначено раціональні навантаження, при яких отримувались найбільш високі тягово-зчіпні властивості [2]. Встановлено залежності навантаження і тиску в шинах колеса колісного трактора при яких спостерігається найбільший ККД ходової частини [3].

У виконаних раніше роботах не було досліджено тягово-зчіпні характеристики колісного трактора з газобалонним обладнанням. Тому метою даної роботи є оцінка тягово зчіпних властивостей колісного трактора МТЗ-80 з газобалонним обладнанням під час руху в експлуатаційних режимах.

Встановлення газового обладнання, яке має певну масу може позитивно впливати тягово-зчіпні характеристики, за рахунок додаткового навантаження на ведучі колеса трактора.

В даному дослідженні касета з газовими балонами кріпиться в передній частині колісного трактора МТЗ-80 перед радіатором. Таке компонування не збільшує центр ваги і не збільшує габаритні розміри по висоті трактора та покращує параметри стійкості [4].

Через складність процесів взаємодії рушіїв із поверхнею дороги формули для розрахунку коефіцієнта буксування δ виходять громіздкими, з великою кількістю величин, визначення деяких з них пов'язані із значними труднощами. Тому при оцінці тягово-зчіпних властивостей користуються емпіричною формулою:

$$\delta = ap + bp^c, \quad (1)$$

де a , b , c – безрозмірні коефіцієнти, які залежать від типу трактора. Для колісних тракторів приймають: $a = 0,2$; $b = 0,8$; $c = 8$; p – відносна сила тяги колісного трактора.

Сила тяги складається із сил утворених кожним ведучим колесом і які залежать від навантаження на осях колісного трактора. Тому, в даному дослідженні, необхідно враховувати вагу колісного трактора, яка припадає на передню і задню вісь трактора і яка рівна реакціям зі сторони дороги. Реакції зі

сторони дороги визначаються з рівноваги трактора, який знаходиться на горизонтальній площині для базового та газобалонного варіанта компоновки, враховуючи центр ваги трактора та касети з балонами.

Також при розрахунках враховується коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою φ , який залежить від механічних властивостей поверхні дороги. Для даних досліджень приймався $\varphi = 0,65$ характерний для сухої ґрунтової дороги.

Було визначено коефіцієнти буксування ведучих коліс трактора МТЗ-80 з газобалонним обладнанням та без нього в залежності від різних тягових зусиль (рис. 1).

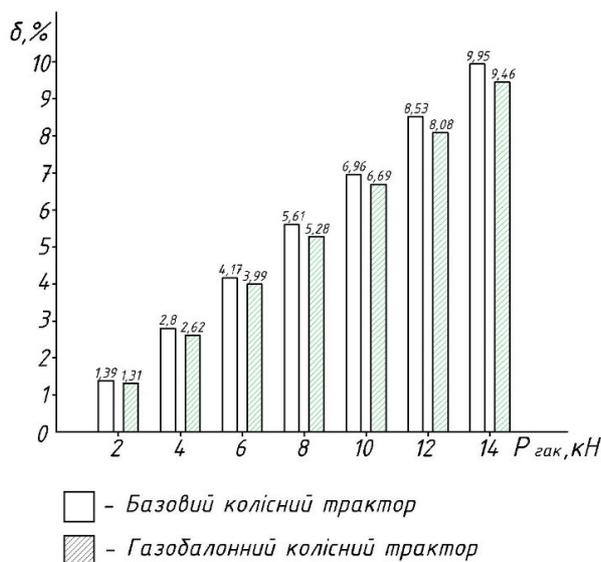


Рисунок 1 – Результати розрахунків коефіцієнта буксування колісного трактора МТЗ-80 з газобалонним обладнанням та без нього

Таким чином, встановлення газобалонного обладнання на колісному тракторі МТЗ-80 призведе до зниження буксування на 3,9...6,5 %, що, в свою чергу, покращить паливну економічність та підвищить продуктивність праці.

Література

1. Скотников В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Мащенский, А.С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383с.
2. Гуськов А.В. Оптимизация тягово-сцепных качеств тракторных шин / А.В. Гуськов // Тракторы и сельхозмашины. – № 7, 2007. – С. 19–21.
3. Ребров А.Ю. Исследования тягово-сцепных свойств тракторных шин с использованием их универсальных характеристик / А.Ю. Ребров, В.В. Кучков, И.С. Краснояружский // Вісник НТУ «ХП». – № 30, 2013. – С. 75–78.
4. Захарчук О.В. Оцінка стійкості колісного трактора МТЗ-80 при роботі з газобалонним обладнанням / О.В. Захарчук, М.А. Демидюк, М.І. Захарчук // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник за галузями знань “Технічні науки”. Випуск 55, 2016. – С. 157–162.

Зеликов Владимир Анатольевич, к.т.н, доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»

Бусарин Эдуард Николаевич, к.т.н., доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»

Митренко Евгений Валентинович, магистр ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»,

opbd_vglta@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ УЛИЧНО-ДОРОЖНОЙ СЕТИ ЗА СЧЕТ ОРГАНИЗАЦИИ ПЛАТНЫХ ПАРКОВОК

В городах удобных и комфортных для проживания приоритетами транспортной политики являются: удобство пешеходов, приоритет общественного транспорта (потому что он использует транспортное пространство наиболее эффективно), затем движущийся автомобиль и только затем припаркованный автомобиль. С каждым годом количество автомобилей в городе Воронеже значительно увеличивается, что представляет собой серьезную проблему в виде автомобилей припаркованных по краю проезжей части которые негативно влияют на пропускную способность. Расширение проезжей части за счет сужения тротуаров и вырубки деревьев не дает результата так как свободное пространство снова заполняется автомобилями.

Проблема парковки должна решаться комплексно, путем формирования соответствующей экономической системы парковочного комплекса города, включающей инновационные, инвестиционные, тарифные, организационные, информационные и другие элементы. Рациональным решением данной проблемы будет являться строительство многоярусных платных парковок за счет частного бизнеса и инвестиций. Например для строительства трехъярусной парковки на 170 автомобилей необходимо инвестировать около 18 миллионов рублей. Для снижения срока окупаемости необходимо проводить грамотную ценовую политику особенно на начальном этапе. К примеру стоимость одного парковочного места будет установлена на уровне 12 рублей/час, что является доступной ценой для большинства воронежских водителей. Проведенные расчеты показывают, что срок окупаемости проекта составит 3,5 года. Дополнительный доход можно также получить от оборудования стоянок автомойками. Создание многоярусных парковок способствует дополнительному финансовому притоку в бюджет, и снижению заторов на улично-дорожной сети за счет освобождения ее от хаотично припаркованного транспорта.

Литература

1. Кащенко С.Ю. Моделирование оптимальной стратегии эксплуатации пассажирского автотранспорта [Текст] / Кащенко С.Ю., Белокуров В.П., Бусарин Э.Н. Альтернативные источники энергии на автомобильном транспорте: проблемы и перспективы рационального использования сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической конференции. под общей редакцией А.И. Новикова. 2014. С. 238-242.

Зибцев Юрій Васильович, ст.викладач, Харківський національний автомобільно дорожній університет
Лагоденко Павло Ігорович, магістр, Харківський національний автомобільно дорожній університет, carserv75@gmail.com

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ РОБОТИ ЦИЛІНДРІВ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

При неякісній роботі автомобільного двигуна, у першу чергу, необхідно визначити який із циліндрів працює гірше, або не працює зовсім, тобто потрібно оперативно одержати аналіз балансу потужності циліндрів. Проблема полягає в тому, що компоновання багатьох сучасних двигунів і різноманітність видів систем запалювання, виключають можливість користуватися методом - "відключення циліндрів" [1,2]. Потрібний зовсім новий підхід, суть якого повинна полягати в одержанні ясної картини нерівномірності роботи циліндрів, без їхнього відключення й не залежно від виду запалювання й типу двигуна.

Обґрунтування методу визначення нерівномірності роботи циліндрів.

При згорянні суміші в циліндрі різко збільшується тиск, під дією якого поршень переміщається від ВМТ до НМТ. На початку розширення, тиск становить 3-4 МПа, а при підході поршня до НМТ, внаслідок збільшення обсягу, тиск знижується до 0,3...0,5 МПа. Якщо циліндр працює ефективно то у своєму робочому такті він збільшує швидкість обертання коленвала (КВ) і надає додаткове прискорення, а якщо не ефективно те не збільшує швидкість обертання КВ, а значить через механічне навантаження КВ буде сповільнятися[3].

Поршень циліндра 1 (рис.1) по інерції, створеній у процесі роботи попередніх циліндрів, рухається від НМТ до ВМТ (такт стиску), тобто відбирає енергію обертання у КВ. Після запалення суміші через те що різко збільшився тиск поршень циліндра 1 рухається від ВМТ до НМТ (робочий такт) збільшуючи швидкість обертання КВ, тобто віддає енергію, у той же час поршень наступного циліндра 2 по інерції рухається від НМТ до ВМТ.

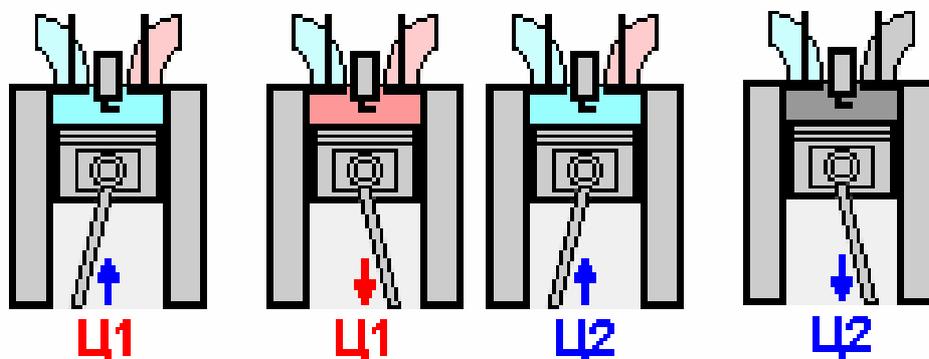


Рисунок 1 – Схема роботи двох циліндрів двигуна

Якщо з якихось причин запалення суміші в циліндрі 2 не було, то він і при русі від ВМТ до НМТ буде відбирати енергію обертання у КВ, тобто миттєва

швидкість обертання КВ у робочому такті циліндра 2 буде зменшуватися на відміну від інших циліндрів. У такий спосіб зрівнявши зміни миттєвих швидкостей обертання КВ у робочих тактах усіх циліндрів, можливо виявити не працюючий циліндр, на підставі зменшення швидкості обертання КВ.

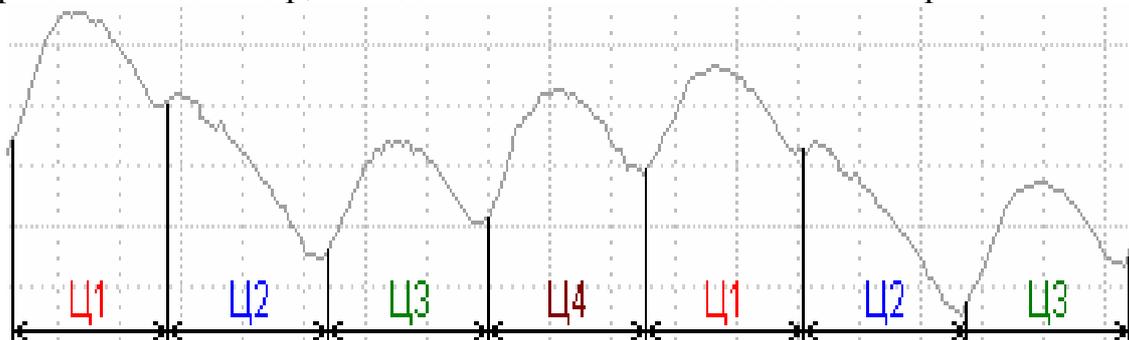


Рисунок 2 – Графік миттєвої швидкості обертання КВ, відключена форсунка циліндра 2 (порядок 1-2-3-4)

Як видно із графіка, у кожному робочому такті циліндрів 1, 3 і 4 миттєва швидкість обертання КВ збільшується (циліндри працюють ефективно), а в кожному робочому такті циліндра 2 миттєва швидкість обертання КВ зменшується (циліндр не працює). Таким чином для 4-х циліндрового двигуна через кожні 180 градусів КВ буде або прискоряться або сповільняться. Величина, що визначає зміну швидкості за одиницю часу називається прискоренням. Якщо прискорення позитивне - циліндр працює ефективно, якщо прискорення негативне - циліндр працює не ефективно.

При виключеному запалюванні, КВ ще якийсь час звивається по інерції, при цьому повітря, що перебуває в циліндрах періодично стискається (розтискається). При стиску повітря відбувається відбір енергії обертання у КВ, а при розширенні повітря повернення енергії обертання КВ. Причому чим краще компресія (герметичність) циліндра тем більша частина отриманої енергії буде повернута КВ при розширенні повітря. Таким чином якщо в циліндрі 1 краща компресія чим в циліндрі 2, то в робочому такті циліндра 1 КВ буде менше сповільняться чим в робочому циліндрі 2. Таким чином, порівнюючи значення прискорень при виключеному запалюванні, можливо оцінити відносну динамічну компресію циліндрів.

Література

1. Данов Б.А. Электронные системы управления иностранных автомобилей. / Данов Б.А. – М.: Горячая линия, 2002. – 224 с.
2. Росс Твег. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт. Практич.пособ. / Росс Твег. – М.: ЗАО «КЖИ За рулём», 1997. – 144 с.
3. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. Производственно-практическое издание / Хрулев А.Э. – М.: «За Рулём», 1998. – 440 с.
4. Пинский Ф. И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания / Пинский Ф.И., Давтян Р. И., Черняк Б. Я. – М.: 2002. – 126 с.

Злобина Наталья Ивановна, ст. преподаватель,
Воронежский государственный лесотехнический университет
им. Г.Ф. Морозова
Денисов Геннадий Александрович, к.т.н., доцент, Воронежский
государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова
Струков Юрий Вячеславович, к.т.н., доцент,
Воронежский государственный лесотехнический университет
им. Г.Ф. Морозова
Климова Галина Николаевна, к.т.н., доцент,
Воронежский государственный лесотехнический университет
им. Г.Ф. Морозова
opbd_vglta@mail.ru

О ПОВЫШЕНИИ БЕЗОПАСНОСТИ РАБОТЫ ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА

Для управления перевозочным процессом пассажиров и грузов необходимо выполнение комплекса мероприятий, направленных на обеспечение безопасности участников дорожного движения, что при организации пассажирских перевозок может быть достигнуто правильно разработанным режимом труда и отдыха водителей.

На улично-дорожной сети г. Воронежа в год происходит около 2000 дорожно-транспортных происшествий (ДТП), в том числе около 700 с пострадавшими. Одним из видов ДТП, имеющих место на маршруте движения, является падение пассажира, которое может произойти в салоне городского пассажирского транспорта (ГПТ), при посадке и высадке пассажиров, или быть связано с резким изменением скорости или направления движения ГПТ (маневром).

Статистический анализ указанного вида происшествий, зарегистрированных на одном из пассажирских автотранспортных предприятий г. Воронежа за последние два года показал, что основной причиной падения пассажира в салоне является резкое торможение ГПТ. Наибольшее число падений произошло в момент резкого снижения скорости перед затормозившим впереди автомобилем. Установить виновника данного ДТП, в частности водителя, создавшего аварийную ситуацию, и причины торможения путем допросов участников и очевидцев ДТП, не всегда возможно. Поэтому, все единицы ГПТ, участвующие в перевозке пассажиров должны быть оборудованы устройствами видеорегистрации на маршруте. Причиной ДТП может являться и состояние водителя во время работы. Наибольшее количество падений пассажира происходит в период со второго по шестой час работы водителя. Такие данные необходимо использовать при разработке режима труда и отдыха водителей, а также мероприятий по повышению безопасности работы всего городского пассажирского транспорта.

РОЗРАХУНОК ЧАСУ РОЗГОНУ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ЇХ ДІАГНОСТУВАННІ НА ІНЕРЦІЙНО-СИЛОВИХ СТЕНДАХ

З метою зниження затрат на обладнання та час діагностування тягово-швидкісних властивостей легкових автомобілів було запропоновано метод утрудненого розгону автомобіля [1] та його реалізацію на стенді ПДС-Л.

Якщо потужність, підведена до коліс автомобіля N_k , більше, ніж потужність навантажувального пристрою N_n , технічний стан автомобіля оцінюють за часом розгону t_p від однієї швидкості V_1 до іншої V_2 .

$$t_p = (V_2 - V_1) \cdot (m_{cm} + 2m_k + m_{mp} + m_{dvc}) / (F_k - F_n - F_{kc}), \quad (1)$$

де m_{cm} , m_k , m_{mp} , m_{dvc} – приведені (або ж інерційні) маси стенда, ведучого колеса, трансмісії та двигуна відповідно, кг.

Час розгону залежить від характеристик та технічного стану силового агрегату автомобіля, приведеної маси стенда, сили навантаження, створюваної навантажувально-привідним пристроєм (НПП), та прийнятого діапазону швидкості, у якому відбувається випробування. Максимальна сила навантаження НПП та приведена маса стенда визначаються на етапі проектування ($m_{cm}=200$ кг; $F_{n \max}=1530$ Н; $V_{\max}=87$ км/год). Швидкісний діапазон розгону автомобіля на стенді обрано від 50 до 70 км/год.

Для визначення нормативного часу розгону задамося значенням допустимого зниження тягової сили на колесах автомобіля на 15 %, тобто, якщо час розгону довший ніж нормативний час, який розраховано для сили на колесах, зниженої на указаний відсоток – автомобіль потребує поліпшення технічного стану.

Нормативний час розгону визначаємо за формулою

$$t_p^H = (V_2 - V_1) \cdot (m_{cm} + 2m_k + m_{mp} + m_{dvc}) / (0,85 \cdot F_k - F_n - F_{kc}). \quad (2)$$

Одна з задач визначення режимів випробувань – це розрахунок сили навантаження НПП стенда. Вона має бути такою, щоб час розгону був мінімальним, але достатнім для реєстрації з прийнятною похибкою. Рекомендований час розгону на інерційних стендах лежить у межах 4...8 с.

Для розрахунків треба знати моменти інерції коліс та двигуна або їх приведені до радіусу коліс маси. Наші дослідження дозволили знайти емпіричну залежність моменту інерції коліс від їх статичного радіусу [2]

$$J_k = 12,9 - 103,2 \cdot r_{cm} + 214 \cdot r_{cm}^2. \quad (3)$$

В роботі [3] приведено залежності для розрахунків моментів інерції

$$I_{дв} = J_0 + \gamma_{дв} \cdot \frac{i \cdot V_R}{\sqrt{i}}, \quad (4)$$

де i – кількість циліндрів;

V_h – робочий об'єм циліндра двигуна;

$J_0, \gamma_{дв}$ – значення, які запропоновано авторами у залежності від типу двигуна

$$J_{тр} = J_k \cdot n_b \cdot \gamma_{тр}, \quad (5)$$

де n – кількість ведучих коліс

$\gamma_{тр}$ – значення, які запропоновано авторами в залежності від колісної формули

Сумарна приведена маса системи автомобіль – стенд:

$$\sum m_{пр} = m_{ст} + 2m_k + m_{тр} + m_{дв} = (J_{ст} + 2J_k + J_{тр} + i_{тр} \cdot J_{дв}) / r_k, \quad (6)$$

Виходячи з даних ЗШХД були побудовані графіки залежності тягової сили на колесах автомобіля від швидкості. Суму сил опору котінню і тертя в стенді було визначено експериментально. Залежність сумарного коефіцієнту опорів від швидкості [4] задовільно описується рівнянням $f_{кc} = 0,00000059 \cdot V^2 + 0,000222 \cdot V + 0,022$.

Якщо у рівняння 5 замість змінних $F_k, F_n, F_{кc}$ підставити їх функції від швидкості та проінтегрувати, отримаємо рішення у загальному вигляді [1]. Після підстановки необхідних даних отримаємо час розгону. Розрахунки показують, що для гранично зношених автомобілів потужністю менш ніж 100 кВт, в обраному діапазоні швидкостей, навантаження не потрібне, бо час розгону залишається в межах 4...8 с.

Література

1. Рабинович Э.Х. Стендовая проверка тяговых свойств автомобиля по динамике разгона / Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев // Автомобильный транспорт. - № 4. - 2000. - С. 29-31.
2. Рабинович Э.Х. Учет моментов инерции автомобильных колес в задачах диагностики тормозных и тяговых свойств / Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев // XIII Научно – техническа конференция с международно участие Варна 2007 – С. 709-715.
3. Вохминов Д.Е. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования. / Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Московкин [и др.] // Учебное пособие. – Москва, 2000, С. 43
4. Мармут И.А. Определение сопротивлений вращению колес легкового автомобиля на роликовом стенде / И.А. Мармут, Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев [и др.] // XIII Научно – техническа конференция с международно участие – Варна, 2009. – С. 542-550

ВПЛИВ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ ДАНИХ НА РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ УЧАСНИКІВ ДТП ПРИ ГАЛЬМУВАННІ

Математичне моделювання руху учасників ДТП є однією з розповсюджених прикладних задач. На даний час існує велика кількість математичних моделей різного ступеня складності і точності [1, 2, 4, 5], але в реальних умовах проведення експертиз дані математичні моделі не завжди мають широке застосування в силу специфіки використання вихідних даних.

Розглянемо вплив невизначеності значень одного з основних параметрів, використовуваних при обчисленнях гальмівної ефективності автомобіля – коефіцієнта зчеплення шин з дорогою. На даний час для розрахунку параметрів руху автотранспортних засобів застосовуються дані прийняті в 70-80 роках минулого століття [1, 2] значення яких наведені в табл. 1. Крім того, в цій таблиці представлені дані, отримані вітчизняними та закордонними спеціалістами за останні 15 років [1-5].

Таблиця 1 – Результати вимірювання величин коефіцієнтів зчеплення коліс автомобіля з дорогою для різних умов експлуатації

Вид покриття		Сухий асфальт	Мокрий асфальт	Сніг	Лід
Тип шин					
Літні	з АБС	0,78-1,07	0,56-0,85	0,26-0,37	0,07-0,1
	без АБС	0,65-0,88	0,51-0,75	0,22-0,34	0,06-0,08
Всесезонні	з АБС	0,68-0,89	0,52-0,77	0,33-0,45	0,09-0,14
	без АБС	0,65-0,80	0,46-0,71	0,29-0,41	0,08-0,12
Позашляхові	з АБС	0,72-0,86	0,57-0,82	0,20-0,45	0,09-0,20
	без АБС	0,53-0,78	0,53-0,72	0,18-0,42	0,07-0,15
Зимні без шипів	з АБС	0,67-0,95	0,51-0,90	0,33-0,50	0,12-0,21
	без АБС	0,60-0,86	0,48-0,65	0,33-0,46	0,09-0,19
Зимні з шипами	з АБС	0,52-0,74	0,60-0,97	0,36-0,54	0,10-0,28
	без АБС	0,56-0,83	0,45-0,57	0,22-0,50	0,10-0,26
Усі типи шин	з АБС	0,52-1,07	0,51-0,97	0,20-0,57	0,07-0,28
	без АБС	0,53-0,88	0,45-0,75	0,18-0,50	0,06-0,26
Рекомендовані значення для розрахунку параметрів гальмування АТЗ		0,70-0,80	0,40-0,60	0,20-0,40	0,05-0,10
Ймовірність потрапляння значення коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою в рекомендований інтервал		43%	79%	86%	58%

Наведені у табл. 1 дані показують на скільки змінились параметри автомобільних шин за останні десятиліття. Розрахункові дані з визначення параметрів залежності точності визначення зупиночного шляху від швидкості руху та коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорогою подані на рисунку 1.

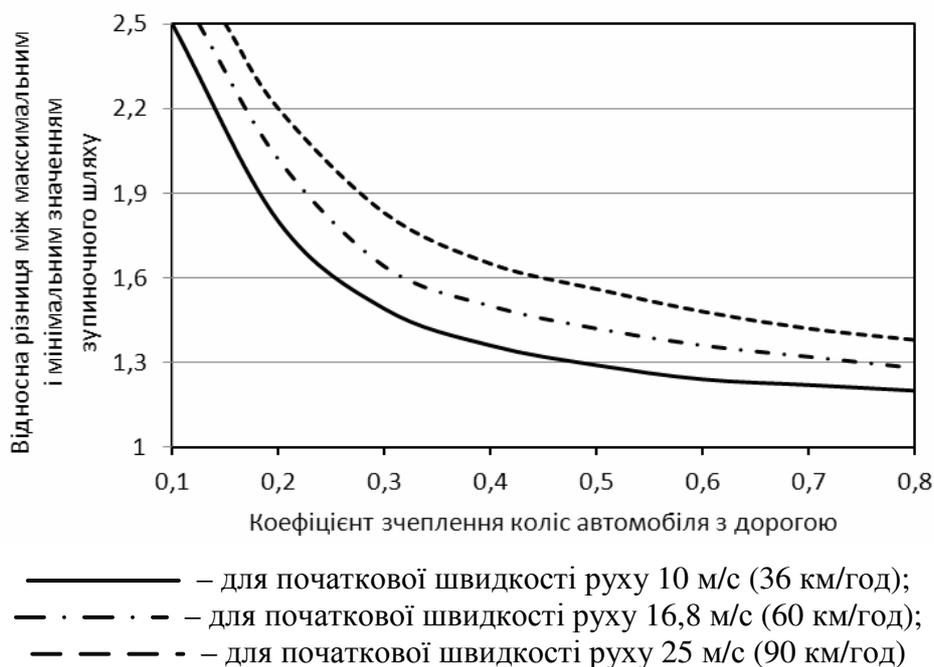


Рисунок 1 – Зміна похибки розрахунку зупиночного шляху транспортних засобів від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою

Отримані дані свідчать, що при визначенні зупиночного шляху існуючими методами різниця між максимальним та мінімальним значеннями не може бути меншою 20%, а максимальна різниця – при моделюванні зупиночного шляху при гальмуванні на льоду – 250%. Приймаючи дану залежність як еталонну можна виявити потенційні можливості підвищення точності розрахунків при уточненні як самої класичної залежності, так і вихідних даних.

Література

1. Туренко А. М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП : підручник для вищих навчальних закладів / А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв, С. В. Данець. – Харків : ХНАДУ, 2013. – 320 с.
2. Экспертиза ДТП: методы и технологии / С. А. Евтюков, Я. В. Васильев. – С.-Петербург: СПбГАСУ, 2012. – 310 с.
3. Автомобильный справочник BOSCH. Перевод с англ. – Москва : За рулем, 2004. – 992 с.
4. Collins, James C. and Morris, Joe L and Collins. Accident Reconstruction, Highway Collision Analysis. – Thomas Publishing, 2004.
5. Кашканов А. А. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних : монографія / А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло, В. А. Кашканов. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 148 с.

Клец Дмитрий Михайлович, д.т.н., доц., Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», d.m.klets@gmail.com
Маковецкий Андрей Владимирович, к.т.н., Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», makoveckiyandrey@gmail.com

ИДЕНТИФИКАЦИЯ РИСКА ИНФОРМАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Характеристики бортовой электроники и каналов связи большинства современных автомобилей не соответствуют минимальным требованиям к их информационной безопасности (ИБ). Уязвимости автоматизированных систем автотранспортных средств снижают их ИБ, а следовательно – эффективность эксплуатации и безопасность дорожного движения. Создание эффективной системы менеджмента ИБ предполагает идентификацию организационных потребностей относительно требований ИБ автомобиля с помощью системного подхода. Приведем перечень рисков в различных областях безопасности автомобиля, с учётом активов, которые подвержены этим уязвимостям:

– Силовой агрегат: самопроизвольные запуск и выключение двигателя; внесение изменений в работу электронного блока управления; внесение изменений в режимы работы коленчатого вала; отключение цилиндров двигателя; внесение изменений в работу стартера; увеличение числа оборотов холостого хода; искажение показаний спидометра.

– Шасси и элементы систем безопасности: активация отдельных контуров тормозной системы; предотвращение торможения; считывание угла поворота рулевого колеса; изменение алгоритмов работы антиблокировочной системы; изменение алгоритмов работы подушек безопасности; блокирование передачи данных о местоположении; блокирование передачи сигнала о краже автомобиля; изменение маршрута движения; искажение показаний датчиков бортовой диагностики выброса вредных веществ.

– Электронные системы кузова: блокирование/разблокирование дверей; отключение Shift-Lock соленоида; отключение сигнализации; активация сигнала и изменение его частоты; активация стеклоомывателя; отключение приборов наружного освещения; вмешательство в работу приборов освещения салона.

– Системы обеспечения комфорта: перехват местоположения автомобиля; подмена POI в навигационной системе; кража данных информационно-развлекательной системы; нарушение работы стеклоочистителей; увеличение громкости аудиосистемы; изменение дисплея аудиосистемы; вмешательство в работу адаптивного круиз-контроля; блокировка обновления фирменного программного обеспечения; хищение данных персональной идентификации.

Полученные результаты могут быть использованы на этапах производства и эксплуатации автотранспортных средств с целью повышения как информационной безопасности, так и безопасности дорожного движения в целом.

Климова Галина Николаевна, к.т.н., доцент,
Воронежский государственный лесотехнический университет
им. Г.Ф. Морозова
Струков Юрий Вячеславович, к.т.н., доцент,
Воронежский государственный лесотехнический университет
им. Г.Ф. Морозова
Зеликов Владимир Анатольевич, к.т.н., доцент,
Воронежский государственный лесотехнический университет
им. Г.Ф. Морозова
Злобина Наталья Ивановна, ст. преподаватель,
Воронежский государственный лесотехнический университет
им. Г.Ф. Морозова
opbd_vglta@mail.ru

О ПОВЫШЕНИИ НАДЕЖНОСТИ ВОДИТЕЛЕЙ АВТОТРАНСПОРТА

Для понимания причин возникновения ДТП необходимо вскрыть причинно-следственный механизм развития ДТС и исследовать обстоятельства, при которых возникают эти происшествия. Анализ ДТП показывает, что примерно 90 % из них возникает в одних и тех же типичных ситуациях, число которых сравнительно невелико - около 70. Поэтому необходимо научить водителя как можно раньше распознавать опасные ситуации, знать, и выполнять правильные действия, обеспечивающие безопасность движения.

Анализ процесса накопления профессионального опыта водителем позволяет предложить ряд приемов целенаправленного формирования навыков - прогнозирования дорожных ситуаций.

При подготовке водителей приоритетную роль играет практическое вождение автомобиля. Только в реальных дорожных условиях возможно окончательное формирование и совершенствование водительских навыков. Особое значение имеет выработка автоматизма в навыках в сложных дорожных условиях, т. к. умение водителя быстро и правильно действовать в таких случаях является важнейшим условием их надежности.

В настоящее время ситуационное обучение характеризуется традиционным способом изображения дорожно-транспортной обстановки с помощью статических информационных средств. Воздействие подобных средств малоэффективно. В этом плане представляет интерес внедрение специализированных тренажеров, обеспечивающих широкий диапазон имитации критических и аварийных ситуаций.

В связи с вышеизложенным становится ясным, что проблема укрепления надежности водителя может быть решена путем существенного пересмотра программ обучения водителей путем включения в курс подготовки занятий по формированию и закреплению автоматических навыков управления автомобилем в критических ситуациях.

Кравченко Олександр Петрович, д.т.н. професор, Житомирський державний технологічний університет; avtoap@ukr.net;

Кравченко Костянтин Олександрович, аспірант, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, м. Северодонецьк;

Крупеніна Аліна Олегівна, студентка, Житомирський державний технологічний університет

АНАЛІЗ ЯКОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМИ ОПАЛЮВАННЯ КАБІНИ АВТОМОБІЛЯ

Поглибленням інтеграційних процесів в систему міжнародного економічного співтовариства автотранспортна структура набуває якості і конфігурацію відповідним стандартам ЄС. Це відноситься до вантажних автомобільних перевезень, в яких Україна бере активну участь. Основою рухомого складу, що виконує перевізний процес, є автомобілі-тягачі відомих фірм-виробників, в тому числі, Mercedes-Benz. Технічні характеристики цих автомобілів відповідають найвищим вимогам і авторитет не викликає сумніву. З метою компенсування недостатнього рівня сервісу на автотранспортних коридорах України, реалізація високих техніко-економічних показників рухомого складу можлива при високій якості функціонування системи життєзабезпечення водіїв. Її зниження істотно впливатиме на ефективність використання автопоїздів.

Метою роботи стало обстеження автомобілів-тягачів Mercedes-Benz 1844 ACTROS LS в експлуатації на предмет якості функціонування автономного обігрівача салону кабіни водія.

У гарантійний період експлуатації обстежуваний агрегат не забезпечував необхідний температурний режим, а недостатнє утеплення кабіни викликало появу конденсату на внутрішніх поверхнях панелі приладів, що стало причиною порушень в роботі систем електронного устаткування. В результаті цього порушувалася робота датчиків, тахографів, проводилося перепрограмування бортових комп'ютерів. Автомобілі надходили на сервісні центри, було замінено 56 автономних опалювачів.

Класифікація порушень проацездатності законам розподілу напрацювання на відмову і часу її усунення дозволило розробити і здійснити заходи конструктивного і технологічного характеру. Дослідженнями законів розподілу напрацювань на відмову встановлено їх асиметричний характер, який в ряді випадків вказує на наявність в конструкції або технології складання недоробок.

Аналізом природи відмов, було вироблено стратегію їх попередження. В результаті обґрунтованих рекламаций виробнику, були узгоджені умови заміни автономних опалювачів, установки додаткових датчиків управління температурного режиму в кабіні і додаткового її утеплення.

ОСОБЕННОСТИ НОМИРОВАНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН В ЗИМНИЙ ПЕРИОД ЭКСПЛУАТАЦИИ

В процессе эксплуатации на автомобиль действуют внешние факторы. Согласно классификации [1] все условия эксплуатации делаются на четыре группы: дорожные, транспортные, атмосферно-климатические условия и культуру труда водителей. В зимний период эксплуатации характеризуется негативным влиянием на работу автомобиля, вызванной понижением температуры воздуха, ухудшением состояния дорожного покрытия, снижением пропускной способности дороги.

На Украине величина расхода топлива нормируется приказом Министерства инфраструктуры [2]. Однако в этом нормативном акте не достаточно учитывается атмосферно-климатические условия эксплуатации машин через коэффициенты корректирования, плохо отражено изменение скоростного режима движения автомобиля, особенно при малых скоростях, которые соответствует сложным дорожным и транспортным условиям.

Согласно данного приказа [2], в зимний период эксплуатации предусмотрена надбавка к расходу топлива в размере 2 % на каждые 5 °С в диапазоне температур воздуха от 0 °С до -25 °С. По методике [1] предлагается корректировать расход топлива автомобиля на 1 % при измерении температуры воздуха на 2 °С во всем диапазоне. Если температура воздуха зимой снизиться до -30 °С, то по методике [2] расход топлива увеличится на 12 %, а по методике [1] – на 15 %.

Изменение температуры и давления воздуха оказывает влияние на состав топливно-воздушной смеси, которая поступает в цилиндры двигателя. Электронные системы управления двигателем позволяют лучше реагировать на изменение свойств воздуха и топлива, чем двигатели с карбюраторной или механической системой топливоподачи. Поэтому корректирование расхода топлива должно быть привязано к типу топливной системы.

Зимой увеличивается времени прогрева двигателя до рабочей температуры. В приказе [2] на запуск двигателя выделяется топлива только для автомобилей оборудованных газобаллонной аппаратурой. Например, при запуске двигателя при температуре воздуха -30 °С, дополнительно выделяется до 5 % топлива. Если для автомобиля ВАЗ-21102 базовая норма расхода топлива составит 7.2 л/100 км, то дополнительного выделяется топлива – $7.2 \cdot 5 / 100 = 0.36$ л на каждый календарный день эксплуатации. Расход топлива будет зависеть от времени прогрева двигателя. Если прогрев двигателя составит 12 минут (т.е. 0.2 ч), а средний расход топлива 2 л/ч, то необходимо будет затратить $0.2 \cdot 2 = 0.4$ л топлива. После остановки автомобиля с выключенным двигателем температура будет снижаться, а для повторного запуска необходимо будет снова расходовать топливо. Величина топлива будет зависеть от длительности простоя автомобиля с

выключенным двигателем, количества запусков в течение смены, количество смен, температуры окружающего воздуха и др. факторов, которые в методике [1] не учитываются.

В зимний период эксплуатации значительно снижается коэффициент сцепления колеса с дорогой. Это приводит к снижению плотности и скорости транспортного потока. Например, при скорости автомобиля 80 км/ч, если значения ϕ снизятся от 0.9 до 0.5, то тормозной путь возрастет с $80^2/(254 \cdot 0.9) = 28$ м до $80^2/(254 \cdot 0.5) = 50$ м. В этом случае, чтобы сохранить значение интенсивности потока, необходимо уменьшить скорость автомобилей до 60 км/ч, т.е. $60^2/(254 \cdot 0.5) = 28$ м. Тогда, расход топлива для автомобиля ВАЗ-21102, рассчитанный по методике [1], увеличится с 7.3 л/100 км до 9.3 л/100 км, т.е. на 27 %. Зимой выпавший снег приводит к повышению сопротивления качению колеса. При возрастании коэффициента суммарного дорожного сопротивления от 0.02 до 0.04, приводит к снижению скорости движения автомобиля ВАЗ-21102 с $1.6/0.02 = 80$ км/ч до $1.6/0.04 = 40$ км/ч. В этом случае расход топлива возрастет до 11.6 л/100 км, т.е. на 37 %. В методике [2] предлагается увеличить расход топлива до 35 % в сверхтяжелых дорожных условиях, например при снежных заносах, сильного снегопада и гололедицы. Но в таких условиях скорость автомобиля может снизиться до 20 км/ч, коэффициент суммарного дорожного сопротивления приблизится к значению 0.085, тогда расход топлива автомобиля ВАЗ-21102 составит 14.9 л/100 км, что в более чем в 2 раза превышает нормативное значения.

Налипание снега на дороге приводит к сглаживанию ям, но способствует образованию волн и выступов. На неровной дороге неровности уменьшаются, а на ровной – возрастают. Низкая температура увеличивает жесткость и сопротивления шин, вязкость жидкости в амортизаторах. Это приводит к повышению потерь энергии при движении автомобиля по заснеженной дороге, следовательно, к повышению расхода топлива.

Ухудшение дорожной и транспортной обстановки потребует от водителя постоянного повышенного внимания, что приводит к быстрой утомляемости. Уставший водитель не может адекватно оценивать обстановку, повысится вероятность буксования и бокового увода колес автомобиля, что снизит скорость автомобиля.

Проведенный анализ показал, что действующая на Украине методика нормирования расхода топлива транспортных машин не совершенна. Необходимо учитывать все факторы, влияющие на расход топлива, особенно в зимний период эксплуатации.

Литература

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований) : Монография / Н.Я. Говорущенко. - Харьков: ХНАДУ, 2011. - 297 с.

2. Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте [Электронный ресурс] // Налоги и бухгалтерский учет : Информационно-аналитическая газета. – Режим доступа: http://www.nibu.factor.ua/info/Zak_basa/NormiGSM/

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАСЛІПЛЕНОСТІ ВОДІЯ НА ДАЛЬНІСТЬ ВИДИМОСТІ ОБ'ЄКТІВ НА ДОРОЗІ В ТЕМНУ ПОРУ ДОБИ

В темну пору доби, коли інтенсивність руху знижується в 3-10 разів, скоюється значна частина всіх дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Біля 50% ДТП (в темну пору доби до 90%) складають наїзди на пішоходів, що збільшує важкість їх наслідків. Одією з причин ДТП в темну пору доби – є засліплення водіїв фарами зустрічних автомобілів [1]. Вибір методики вирішення механізму ДТП залежить від обставин пригоди, проте в темну пору доби завжди визначаються: дальність видимості дороги чи відстань загальної видимості, дальність видимості перешкоди чи відстань конкретної видимості [1]. Дані величини визначаються експериментально. Тому з метою дослідження впливу засліпленості водія фарами зустрічного автомобіля на дальність видимості об'єкта на дорозі в темну пору доби був спланований і проведений дорожній експеримент. Ділянка автомобільної дороги довжиною 500 м, на якій проводився експеримент, була огорожена для того, щоб світлові прилади інших транспортних засобів не могли впливати на видимість. Експериментальні дані були отримані при дослідженнях засліплення, що створюється фарами з галогенними лампами типу Н4 (12 В, 60-55 Вт), встановленими на автомобілях, що пересуваються по стандартній дорозі з двома смугами руху (ширина проїзної частини 7,5 м, відстань між автомобілями 3 м). Слід також зазначити, що ділянка дороги між автомобілями була розбита крейдою і фішками на ділянки по 10 м (рис. 1) [2].

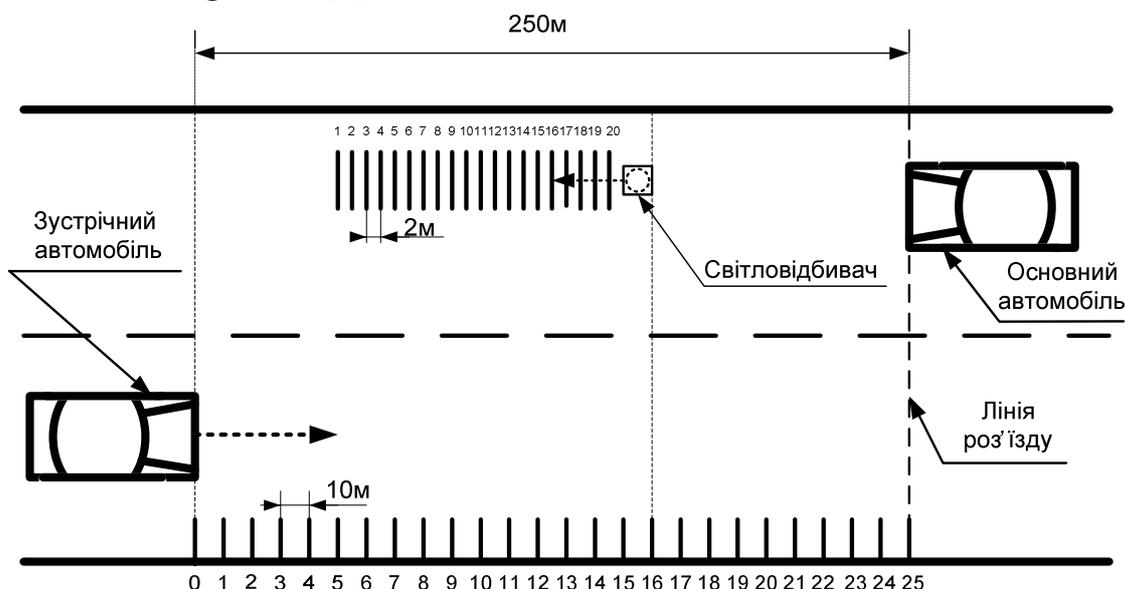


Рисунок 1 – Розташування транспортних засобів на початку ксперименту
Алгоритм проведення експерименту:

1. Транспортні засоби (основний автомобіль і зустрічний автомобіль) – учасники експерименту – були розміщені в напрямку їх руху на відстані 250 м один від одного.

2. Спостерігачі з місця водія (по черзі) мали можливість визначати відстань, на якій вони розрізняють елементи дороги (чітко розрізняють світловідбивач), для об'єктивності використовувались 5 спостерігачів.

3. Видимість елементів дороги визначалася найбільшою відстанню, на якій ще розпізнається права границя проїзної частини й узбіччя.

4. При визначенні видимості елементів дороги попереду по правому узбіччю посилався один учасник експерименту зі світловідбивачем, який учасник періодично повертав активною поверхнею убік спостерігачів.

5. Спостерігачі за відблисками світловідбивача вказували на місце, де елементи дороги ще розпізнаються, після чого вимірювалася відстань від передньої частини транспортного засобу до цього місця.

6. Відстань, яка була вказана спостерігачами, і є видимістю дороги в напрямку руху, яку потрібно було визначити.

7. Потім автомобілі зближувались (зближення автомобілів проводилося від відстані між ними 250 м до 0 м - до моменту їх зустрічного роз'їзду, причому рухався лише один автомобіль, а інший залишався нерухомим) і хід проведення експерименту повторювався.

В результаті одержані наступні висновки. Наявність сліпучої блискучості фар зустрічних автомобілів суттєво знижує видимість дороги і дорожніх об'єктів (майже на 25%). А вже з моменту зближення автомобілів на відстань 200-250 м під дією сліпучої блискучості фар починається процес скорочення дальності видимості об'єктів. На ділянці 0,2 км водії в тій чи іншій мірі втрачають видимість, при відстані між автомобілями 110 м дальність видимості зменшується на 15%, при відстані між автомобілями 70 м – на 23%. А це, в свою чергу, зменшує величину безпечної швидкості руху транспортних засобів по дорогам загальної мережі адже по мірі зближення зустрічних автомобілів і наростання сліпучої блискучості фар величина допустимої (безпечної) швидкості руху може зменшитись на 30%. При досягненні критичної відстані між автомобілями (50 – 55 м) вона є мінімальною (64 км/год) і подальше зближення автомобілів не чинить суттєвого впливу. Таким чином, експериментальні дані по дальності видимості при зустрічному роз'їзді автомобілів дозволяють перейти до рекомендованих значень безпечних швидкостей руху.

Література

1. Использование специальных познаний в расследовании дорожно-транспортных происшествий / [Кривицкий А. М., Шапоров Ю. И., Фальковский В. В. и др.] : под общ. ред.: канд. техн. наук Кривицкого А. М. и канд. юрид. наук Шапорова Ю. И. – Мн. : Харвест, 2004. – 128 с.

2. Кужель В.П. Методика зменшення невизначеності в задачах автотехнічної експертизи ДТП при ідентифікації дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби. Монографія / В. П. Кужель, А. А. Кашканов, В. А. Кашканов. – ВНТУ, 2010. – 200 с.

Маковецкий Андрей Владимирович, к.т.н., Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», makoveckiyandrey@gmail.com
Тришкин Владислав Витальевич, магистрант, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Современный автомобиль является источником повышенной опасности. Неуклонный рост мощности двигателей и скоростей движения автомобилей, плотность автомобильных потоков значительно увеличивают вероятность аварийной ситуации.

Совокупность конструктивных элементов, применяемых для защиты пассажиров от травм при аварии, составляет систему пассивной безопасности автомобиля. Система должна обеспечивать безопасность не только пассажиров конкретного автомобиля, но и других участников дорожного движения.

Деятельность в рамках направления по повышению уровня пассивной безопасности транспортных средств предусматривает стимулирование внедрения и использования новых технологий для минимизации человеческой ошибки при управлении транспортным средством, обеспечение мер поддержания транспортных средств в технически исправном состоянии, а также внедрение современных средств пассивной безопасности транспортных средств.

Наиболее перспективными с точки зрения развития пассивной безопасности являются следующие элементы транспортных средств:

- Ремни безопасности;
- Активные подголовники;
- Подушки безопасности (водительские, пассажирские, для пешеходов);
- Складывающаяся рулевая колонка;
- Травмобезопасный педальный узел;
- Защита от проникновения двигателя и других агрегатов в салон;
- Устойчивый к деформации каркас;
- Ряд специфических систем (Система защиты при опрокидывании в кабриолете, детские системы безопасности);

В связи с развитием автомобильного транспорта, необходимо уделять все больше внимания развитию и внедрению систем пассивной безопасности.

Современное развитие пассивной безопасности стало на путь интеллектуализации путем обеспечения систем пассивной защиты необходимыми датчиками и радары.

Предполагается, что вскоре системы пассивной безопасности различных транспортных средств смогут обмениваться информацией между собой и предпринимать согласованные действия, чтобы избежать аварийной ситуации или минимизировать ее последствия.

Мармут Игорь Арнольдович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ПРОФИЛАКТИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Диагностика автомобиля является основой профилактических воздействий. Под профилактикой подразумевается комплекс планируемых мероприятий, направленных на предупреждение возникновения отказов, сохранение работоспособности и обеспечение долговечности. Она включает в себя, кроме диагностики, регулировочные работы и устранение выявленных при диагностике отказов.

Универсальной характеристикой, отражающей поведение системы, является интенсивность отказов:

$$\lambda(t) = \frac{f(l)}{1 - F(l)}, \quad (1)$$

где $F(l) = P\{U < l\}$ – функция распределения вероятностей отказов; U – случайная величина, соответствующая пробегу при возникновении отказов; l – пробег, км; $f(l) = F'(l)$ – функция плотности вероятности распределения отказов.

Совершенно очевидно, что периодичность обслуживания должна назначаться в соответствии с тем, на каком этапе эксплуатации в данный момент находится автомобиль, т. е. периодичность зависит от изменения интенсивности отказов. Однако имеющиеся методы определения периодичности профилактических воздействий практически не учитывают интенсивности отказов и ее изменения в процессе эксплуатации. Действующие рекомендации по режимам профилактических обслуживаний предусматривают периодичность обслуживания, постоянную от начала эксплуатации автомобиля до определенного пробега (сервисная книжка) или до списания.

Ниже рассматривается метод, лишенный перечисленных недостатков и позволяющий оптимизировать систему профилактических мероприятий при эксплуатации автомобиля.

Профилактическое обслуживание выполняется после безотказной работы l_0 км пробега. Если отказ произошел до l_0 , обслуживание производится за время устранения отказа. Момент следующей профилактики при этом перепланируется. Этот метод наиболее эффективно предупреждает износые отказы и может быть рекомендован для агрегатов, обеспечивающих безопасность движения.

Этот метод предполагают, что после выполнения профилактики автомобиля восстанавливают свое первоначальное техническое состояние. Это предположение необходимо для сохранения вида закона распределения отказов.

Будем считать периодичность, отыскиваемую по указанному методу, оптимальной в том случае, когда она максимизирует коэффициент технической готовности автомобиля:

$$K_1(l) = \frac{M(U)}{M(U) + M(V)}, \quad (2)$$

где $M(U)$ – математическое ожидание наработки между профилактиками;
 $M(V)$ – математическое ожидание потерь пробега за время простоев.

Входящие в последнее уравнение выражения находятся по формулам

$$M(U) = \int_0^{l_0} [1 - F(l)] dl \quad (3)$$

$$M(V) = S_p F(l_0) + S_{\pi} [1 - F(l_0)] \quad (4)$$

где S_p – математическое ожидание потерь пробега за время простоя в текущих ремонтах в течение пробега l_0 ; S_{π} – математическое ожидание потерь пробега за время T_{π} простоя при выполнении планового обслуживания.

Путем соответствующего подбора величины l_0 необходимо максимизировать выражение

$$K_1(l) = \frac{\int_0^{l_0} [1 - F(l)] dl}{\int_0^{l_0} [1 - F(l)] dl + S_p F(l_0) + S_{\pi} [1 - F(l_0)]} \quad (5)$$

Если взять производную по l_0 и приравнять ее нулю, получим выражение, из которого можно определить искомую величину l_0 (при $S_p > S_{\pi}$):

$$\lambda(l_0) = \int_0^{l_0} [1 - F(l)] dl - F(l_0) = \frac{S_{\pi}}{S_p - S_{\pi}} \quad (6)$$

В правую часть последнего выражения можно подставлять и значения времени простоя T_{π} и T_p , так как S_{π} и S_p соответственно равны произведению времени простоя и эксплуатационной скорости.

Поскольку затраты в эксплуатации в общем случае пропорциональны времени простоя в ремонте и обслуживании, последнее уравнение справедливо и в том случае, если мы вместо S_{π} и S_p подставим стоимость профилактики C_{π} и стоимость текущего ремонта C_p :

$$\lambda(l_0) = \int_0^{l_0} [1 - F(l)] dl - F(l_0) = \frac{C_{\pi}}{C_p - C_{\pi}} \quad (7)$$

Это уравнение позволяет определить l_0 , минимизирующее удельную стоимость. В случае применения закона распределения Вейбулла, т. е. когда $F(l) = 1 - e^{-\alpha l^{\beta}}$, последнее уравнение приобретает вид:

$$\alpha \beta l_0^{\beta-1} = \int_0^{l_0} e^{-\alpha l^{\beta}} dl + e^{-\alpha l_0^{\beta}} = \frac{C_{\pi}}{C_p - C_{\pi}} \quad (8)$$

Выполненный анализ режимов и методов организации профилактических мероприятий свидетельствует о необходимости корректирования существующей технологии контроля, обслуживания и ремонта автомобилей.

Мельниченко Олександр Іванович, к.т.н., проф., Національний транспортний університет

Осипов Валентин Олександрович, здобувач, Національний транспортний університет osipov.valentiv100@gmail.com

ВИКОРИСТАННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ У СФЕРІ БЕЗПЕКИ РУХУ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Точна оцінка рівня безпеки руху на дорозі має основне значення для служб експлуатації доріг та організації руху при виявленні небезпечних ділянок і розробці заходів щодо поліпшення умов руху.

Запропоноване програмне середовище - це інформаційна система моніторингу потенційно небезпечних об'єктів дорожньої інфраструктури на основі збору вихідних даних (критеріями виступають технічні засоби організації дорожнього руху - ТЗ ОДР) і порівняння їх з еталоном - існуючою нормативною базою (також можливо використання ПОДР - проекту організації дорожнього руху).

Інформаційна система побудована по архітектурі «клієнт - база», яка визначає технічні вимоги і вимоги до інформаційного забезпечення.

Алгоритм управління об'єктом реалізується програмним шляхом, це дає можливість швидкої адаптації системи управління та її коригування (у разі необхідності). При змінах в алгоритмі управління необхідно лише ввести зміни в програмі. Імітаційна модель реалізована в середовищі мови C++.

Чисельні методи програмувалися на мові Turbo Pascal 7.0 і використовувалися в якості модулів-підпрограм [1-3]. Програмний продукт створювався на модульній основі з використанням об'єктно-орієнтованого підходу, який дозволяє додавати/змінювати функціональні можливості підсистеми.

Програмне забезпечення працює під керівництвом операційної системи Microsoft Windows Server 2003 R2 Standard. Налаштування ОС Microsoft Windows 2003 Server здійснюється згідно з рекомендаціями компанії-виробника - Microsoft.

Діалогове вікно програми включає в себе функції введення вихідних даних на ділянку автодороги за визначеними раніше критеріями, кожний з параметрів передбачає введення додаткової інформації, яка грає роль понижуючих коефіцієнтів (ступінь інформативності та деформаційності ТЗ ОДР).

Окремо програма наповнюється змінними даними (інтенсивність руху, категорія дороги, місяць року і час доби, тобто ті фактори, вплив яких на рівень безпеки було доведено раніше дослідниками). Точність розрахунку становить 6 одиниць (після коми). Результати розрахунку користувач отримує як у вигляді цифрової інформації (підсумковий коефіцієнт ризику, коефіцієнти інформативності та деформаційності) так і у вигляді точкової діаграми, рис. 1.

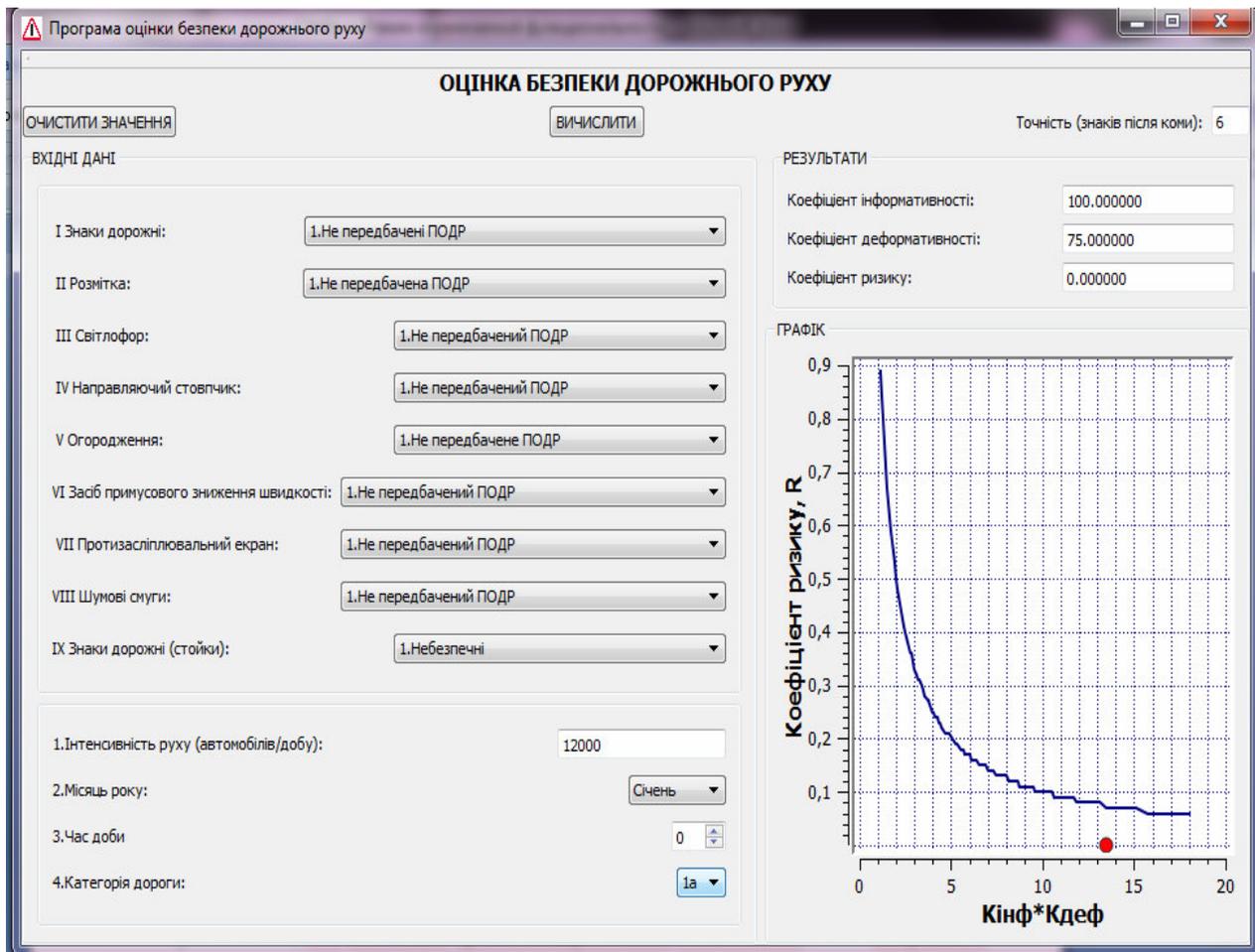


Рис. 1. Діалогове вікно програми

Програмний продукт дозволяє виконувати віртуальні експерименти, що дуже актуально у зв'язку з неможливістю моделювання реальних ситуацій, де під загрозу поставлено життя і здоров'я учасників дорожнього руху.

Література

1. Гельфанд И.М. Цейтлин М.Л. Принцип нелокального поиска в системах автоматической оптимизации, ДАН СССР 137, № 2 (1962). - С. 295 - 298.
2. Пападимитриу Х., Стайглиц К. Комбинаторная оптимизация. - М.: Мир, 1985. - 512 с.
3. Кини Р.Л., Роитера Х. Принятие решений при многих критериях предпочтения и замещения. - М.: Радио и связь, 1981. - 315 с.

ПОЛІПШЕННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДИЗЕЛЬНИХ ПАЛИВ

Дизельні палива (ДП) мають сутєві переваги перед бензинами [1]. Деякі з основних недоліків дизельних палив є їх властивості, що призводять до виникнення труднощів при запуску дизельних двигунів в зимовий час [2]. З цієї причини дизельні палива виробляються з неоднаковими характеристиками, що залежать від пори року. Вони є мало не єдиними нафтопродуктами, що мають сезонні вимоги до показників їх якості.

Дизельні двигуни отримали досить широке розповсюдження. Їх усереднений ККД майже удвічі може перевищувати ККД карбюраторного двигуна [3]. Дизельні двигуни розподіляють на високо-, середньо- і малооборотні. Для кожного типу виробляється відповідне паливо. На автомобілях в основному встановлюють високооборотні дизелі. Для них призначено паливо, яке зазвичай і називають дизельним.

Основні транспортні засоби, що використовують високооборотні дизелі, - вантажівки, але в деяких країнах заохочується установка таких двигунів і на легкові автомобілі. У країнах Євросоюзу, наприклад, за 15 років (з 1980 по 1995 рр.) випуск легкових автомобілів з дизельними двигунами зросло майже в 10 разів.

Дизельні двигуни мають наступні переваги перед карбюраторними:

1. Витрата палива в дизелях при роботі на режимі максимальної потужності на 30-35 % менше.
2. Паливо в дизелі запалюється від стискування, що виключає систему запалення і підвищує надійність роботи двигуна.
3. Рівномірний розподіл палива по циліндрах і рівномірне навантаження окремих циліндрів.
4. Середня температура робочого циклу дизеля нижча, ніж карбюраторного тій же потужності.
5. Застосування в дизелях важчого в порівнянні з бензином палива забезпечує вищу ступінь безпеки.
6. Дизельні двигуни допускають більші перевантаження і відрізняються більшою стійкістю в роботі.

До недоліків дизелів відноситься їх більша питома вага і менша, в порівнянні з карбюраторними двигунами, швидкохідність. В умовах низьких температур навколишнього середовища запуск дизельних двигунів протікає важче, ніж карбюраторних.

Дизельні двигуни все більше використовуються на автомобілях різноманітного (спеціального, військового, аварійно-рятувального) призначення. Тому питання підвищення працездатності спеціальної техніки для виконання важливих завдань є актуальним.

В Україні існує дефіцит зимових сортів дизельних палив. Для зимових дизельних палив розроблені особливі вимоги до низькотемпературних властивостей – температури помутніння, температури застигання і граничної температури фільтрованості. Існує декілька способів доведення до необхідних вимог зимових сортів дизельних палив [2].

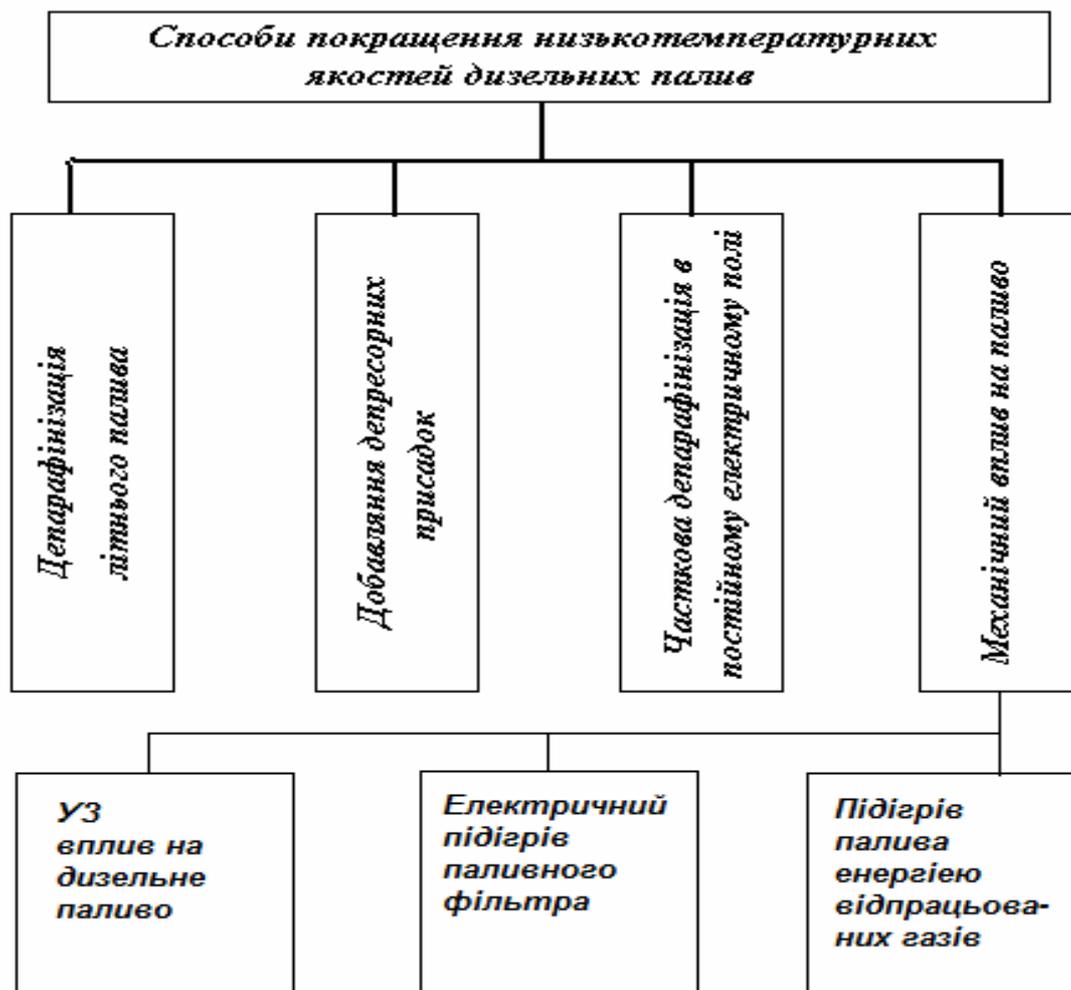


Рисунок 1 – Способи покращення низькотемпературних якостей літнього дизельного палива

Застосування механічного впливу на дизельне паливо дозволить покращити характеристики автомобілів різноманітного (спеціального, військового, аварійно-рятувального) призначення.

Література

1. Митусова Т.Н., Калинина М.В. Дизельные и биодизельные топлива // Нефтепереработка и нефтехимия, 2004. - №10. – С.11-14.
2. Б.А.Энглин. Применение жидких топлив при низких температурах. – М.: 2004 - 149 с.
3. А.М.Данилов. Присадки и добавки. Улучшение экологических характеристик топлив. – М.: Химия, 1996. – 232 с.

Монастирський Юрій Анатолійович, д.т.н., професор, ДВНЗ «Криворізький національний університет»

Вівчарик Андрій Степанович, аспірант, ДВНЗ «Криворізький національний університет»

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКИДІВ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ГАРЯЧИХ СТЕЛЕПЛАВИЛЬНИХ ШЛАКІВ

В Україні на всіх металургійних підприємствах працюють кар'єрні самоскиди на перевезенні сталеплавильних шлаків. Відносно мала кількість досить специфічних машин на окремому підприємстві обумовлює необхідність у додаткових витратах для підтримання працездатного стану машин силами автогосподарства. Від ефективної роботи кар'єрних самоскидів залежать основні показники роботи переробного комплексу меткомбінату. Кар'єрні самоскиди призначені для перевезення гірничої маси з температурою, що дорівнює температурі оточуючого середовища і недостатньо пристосовані для перевезень високотемпературних сипучих вантажів, тому врахування впливу температурних показників на зміни технічного стану самоскидів з наступними змінами у підходах до періодичності та обсягів робіт з технічного обслуговування, обґрунтування норм експлуатації мастильних матеріалів та шин, на основі сучасних теоретичних досліджень, дозволить підвищити ефективності роботи кар'єрних самоскидів.

Виконані теоретичні дослідження розподілу температурних полів в елементах конструкції автосамоскиду, які порівняні з результатами зимової та літньої термографічної зйомки кар'єрних автосамоскидів БЕЛАЗ-7547, які перевозять гарячі сталеплавильні шлаки в умовах ПрАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Встановлені розподіли температурних полів та максимальні значення температури в основних агрегатах кар'єрних автосамоскидів перед початком перевезення гарячих сталеплавильних шлаків, після першої їздки та в кінці 12 годинної робочої зміни, які показали, що в процесі транспортування вже в першій їзді спостерігається зростання температури окремих агрегатів в зимовий період до 80-90⁰С, яка протягом зміни ще збільшується на 30-50%.

На основі статистичних досліджень вперше встановлені закономірності зміни ймовірності безвідмовної роботи агрегатів кар'єрних самоскидів при перевезенні гарячих сталеплавильних шлаків, які послужили основою для вдосконалення математичної моделі функціонування кар'єрного самоскиду шляхом врахування додаткових видів технічного обслуговування і ремонту кар'єрного самоскиду та зв'язків між ними, яка дозволяє врахувати температурні показники перевозимого сипучого вантажу.

Наглюк Михаил Иванович, к.т.н., ассистент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, golkipер@list.ru

Копин Роман Викторович, магистрант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ИЗМЕНЕНИЕ ВЯЗКОСТИ АНТИФРИЗОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Увеличение парка автомобилей зарубежного и отечественного производства требует особого внимания направленного на повышение надёжности, долговечности и уменьшения экологического ущерба наносимого окружающей среде, а также снижению расхода топлива, смазочных материалов и технических жидкостей при эксплуатации.

На сегодняшний день антифризы являются одним из основных функциональных элементов системы охлаждения двигателя определяющим надёжность и эффективность их работы при эксплуатации автомобилей. Качество антифризов и конструкция двигателя взаимосвязаны и дополняют друг друга. Постоянное совершенствование конструкции двигателей и его систем в направлении улучшения условий работы в них антифризов и повышения качества самого антифриза, позволяет обеспечивать надёжную работу и снизить скорость коррозионного изнашивания узлов и деталей системы охлаждения двигателей.

Применение антифризов неизвестного происхождения и более низкого качества снижает ресурс деталей системы охлаждения двигателя и приводит к более раннему моменту наступления отказа при эксплуатации.

Для снижения отказов в работе систем охлаждения двигателя, во время эксплуатации, необходимо своевременное обнаружение изменения основных показателей качества антифриза и устранении причин его возникновения. Одним из таких показателей является вязкость.

Вязкость – одно из наиболее важных свойств рабочей жидкости с точки зрения ее работы в системе охлаждения. Она характеризует свойство жидкости отводить тепло от деталей, т.е. вязкость определяет внутреннее трение. Вязкость в основном определяется взаимодействием молекул и является одной из основных констант жидкости, которая легко поддается количественному измерению.

В состав современных антифризов входят различные присадки, содержащие полимеры и поверхностно-активные вещества, которые существенно влияют на изменение вязкости охлаждающих жидкостей работающих при разных температурах. При снижении температуры окружающей среды вязкость антифризов увеличивается и при температуре 10 °С изменение составляет до 89%, а при температуре 80 °С до 73% (рис.1).

Проведенные экспериментальные исследования показали, что изменение вязкости антифризов при эксплуатации может составлять до 20 % (рис.2).

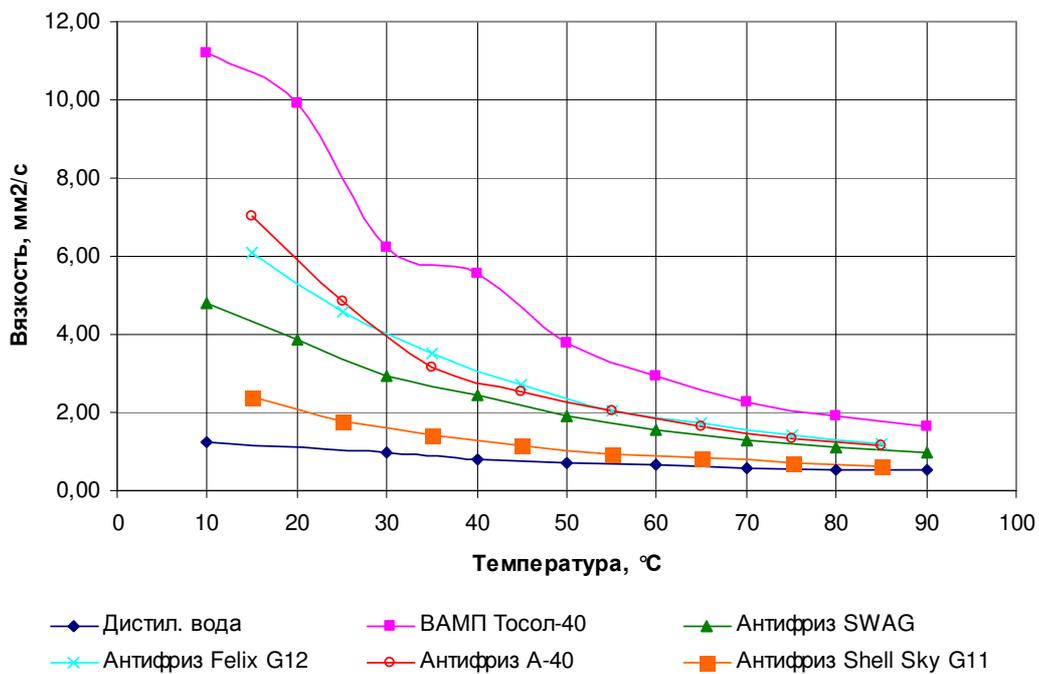


Рисунок 1 – Изменение вязкости охлаждающих жидкостей от температуры



- 1 – ВАЗ-2107 (ТОСОЛ ТС FELIX-40)
- 2 – Hyundai Accent (антифриз Shell G11)
- 3 – ВАЗ-2115 (антифриз FELIX CARBOX G12)
- ◇ 4 – ВАЗ-21104 (антифриз SWAG)

Рисунок 2 – Изменение кинематической вязкости антифриза от срока службы в двигателях автомобилей

Наглюк Михаил Иванович, к.т.н., ассистент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, golkiper@list.ru
Марченко Антон Александрович, магистрант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ ТЕРМОСТАТОМ

Современные системы охлаждения двигателя управляемые МПСУ позволяют поддерживать наиболее оптимальный температурный диапазон двигателя с точки зрения его К.П.Д. Всегда существует жесткая зависимость между нагрузкой двигателя и оптимальной температурой охлаждающей жидкости. Хорошая работа двигателя определяется, среди прочего, оптимальной температурой охлаждающей жидкости (рис.1).

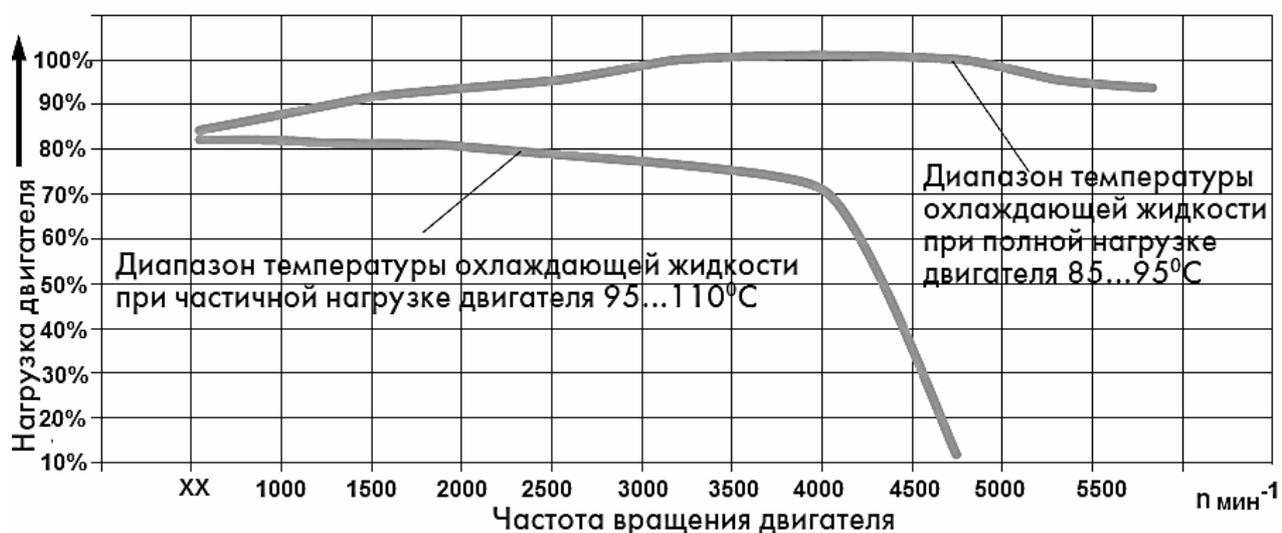


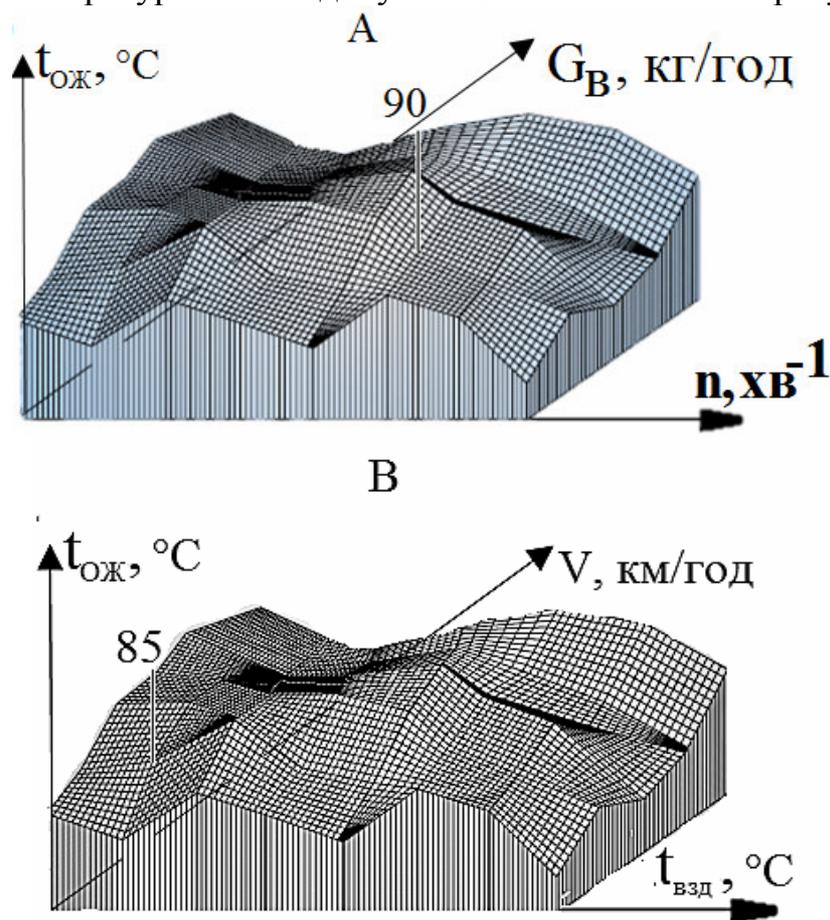
Рисунок 1 – Оптимальные температурные диапазоны для разных нагрузок

При системе охлаждения с электронным регулированием температура охлаждающей жидкости изменяется при частичной нагрузке двигателя в пределах от 95 до 110°C и при полной нагрузке – от 85 до 95°C. – Повышенная температура охлаждающей жидкости при частичной нагрузке обеспечивает благоприятные условия для работы двигателя, что положительно влияет на расход топлива и токсичность отработавших газов. – Благодаря пониженной температуре охлаждающей жидкости при полной нагрузке увеличивается мощность двигателя. Всасываемый воздух несколько охлаждается, что ведет к росту мощности двигателя.

Известно, что от МПСУ на электронно управляемый термостат подается сигнал управления постоянной частоты и переменной скважности. В системе управления двигателем реализуется глубокая отрицательная обратная связь, которая даже при отклонениях температуры изменяет длительность управляющих импульсов (ШИМ-регулирование). Поэтому есть возможность

проверить его работоспособность по сигналу датчика температуры, при установленном значении скважности.

Как показали многочисленные эксперименты, в большинстве систем используется коррекция температуры лишь после выхода двигателя на режим холостого хода и повышении температуры до $80^{\circ}\text{C} \dots 85^{\circ}\text{C}$. С момента старта до выхода на режим холостого хода коррекция не применяется. А термостат держится полностью закрытым для ускорения процесса прогрева. Термостат срабатывает лишь тогда, когда фактическая величина температуры охлаждающей жидкости выходит за пределы поля допуска номинальной величины температуры, что и обеспечивает постоянство нахождения фактической температуры в поле допуска номинальной температуры (рис.1.2).



А – матрица расчёта температуры по режиму работы двигателя; В - матрица расчёта температуры ОЖ по скорости движения транспортного средства.

Рисунок 2 – Алгоритмы расчёта температуры охлаждающей жидкости

Соответственно если производить запись сигналов ШИМ приходящих на разъём термостата со стороны МПСУ и одновременно с этим фиксировать температуру охлаждающей жидкости по штатному полупроводниковому датчику температуры, то можно определить величину вводимой коррекции со стороны ЭБУ и оценивать техническое состояние системы охлаждения. Разумеется, необходимо учитывать инерционность изменения температурного состояния.

Назаров Володимир Іванович, провідний інженер,
Запорізький автомобілебудівний завод, Hefer64@Ukr.Net

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ЗА РАХУНОК МІЖБОРТОВОГО РОЗПОДІЛУ ГАЛЬМІВНОЇ СИЛИ

Важливим для оцінки надійності гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, є встановлення допустимого зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів із врахуванням їх довговічності.

В силу ряду причин (різні значення тисків та швидкостей відносного ковзання на поверхнях тертя, попадання абразиву під час експлуатації та ін.) знос контртіл дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів є не рівномірним.

В результаті зносу спряження накладка-диск виникає зміна їх відносного положення, яку надалі будемо називати зносом спряження. Він є тією геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана із втратою гальмівним механізмом їх початкових службових властивостей (стабільності функціонування).

Дисковий гальмівний механізм характерний тим, що в деталей є напрямні (поршні), які визначають напрям можливого зближення спряжених деталей. Тому в даному випадку знос спряження може характеризуватись одним параметром $U_{1(2)}$ - величиною відносного зближення зношених деталей в напрямку. Для того, щоб знайти залежність між зносом спряження $U_{1(2)}$ та лінійним зносом кожної деталі (гальмівного диска U_1 і гальмівної колодки U_2) в період експлуатації, розглянемо схему взаємного положення зношених деталей в період нормального зносу, коли має місце повне прилягання поверхонь. Якщо зближення деталей можливе лише в одному напрямі, то сума зносів деталей, виміряна в напрямку можливого зближення, повинна бути постійною та дорівнювати зносу всього спряження.

Властивість пари матеріалів під час зношування характеризуються співвідношенням їх швидкостей зношування, значення якого залежить від закону зношування та являється функцією швидкостей ковзання і тиску на поверхнях тертя. Тоді наступні залежності, які враховують спільну дію спряжених поверхонь тертя та законів зношування матеріалів пари, є основними під час розрахунку спряжень на знос [1].

Закони зношування, знання яких необхідні для рішення поставленої задачі, повинні за даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей, тиском на поверхні тертя та швидкістю відносного ковзання.

Метою роботи є підвищення довговічності контртіл дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів за рахунок вибору міжбортового розподілу [2] гальмівної сили (рис. 1). Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступну задачу: встановити функціональну залежність між зносом поверхонь

тертя дискових гальмівних механізмів і коефіцієнтом розподілу гальмівних сил між осями автомобіля.

Як показують дослідження [1], в багатьох випадках можуть бути прийнятими степеневі закони зношування.

Оскільки коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля залежить від співвідношення приводних тисків в передніх та задніх гальмівних механізмах, а також їх конструктивних параметрів, то одержимо основну залежність зносу контртіл дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі легкового автомобіля, у вигляді

$$U_{1(2)} = \frac{\pi d_u^2 \cdot n \cdot k_{1(2)}}{4(R-r) \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1\right)} \cdot \frac{K_{T2}}{K_{T1}} \cdot i_{f1(2)} \cdot (p_{20} + K_0 \cdot (p_1 - p_{10})) \cdot T, \quad (1)$$

де k_1, k_2 - коефіцієнти, що характеризують швидкість зношування;

R, r - зовнішній та внутрішній діаметри тертя;

$i_{f1} = 2$ - кількість поверхонь тертя диску;

$i_{f2} = 1$ - кількість поверхонь тертя гальмівної колодки;

β - коефіцієнт розподілу гальмівних сил;

T - час зношування (час гальмування без блокування коліс).

На підставі проведеного аналізу одержаної залежності (1) для визначення зносу спряжених деталей дискових гальмівних механізмів в процесі експлуатації вирішено задачу з підвищення довговічності спряжених деталей дискових гальмівних механізмів в процесі експлуатації за рахунок впровадження певного закону регулювання гальмівних сил між бортами легкових автомобілів.

Аналіз залежності (1) показує, що за рівних умов експлуатації легкових автомобілів довговічність дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, буде підвищуватися зі зниженням коефіцієнта постійного розподілу гальмівних сил між осями (практичне значення має рівний розподіл гальмівних сил або близький до нього), зі збільшенням конструктивного коефіцієнта передніх гальмівних механізмів та зменшенням його для задніх, зі збільшенням площі тертя на поверхні гальмівного диску, із підвищенням зносостійкості матеріалів контртіл та зі зменшенням коефіцієнта передачі регулятора гальмівних сил.

Література

1. Расчетные методы оценки трения и износа: [сб. научн. трудов] / под ред. И.В. Крагельского. - Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975.- 234 с.
2. Пат. №75406 Україна, МПК 2012.01, В60Т 11/00. Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207282; заявл. 15.06.2012; опубл. 26.11. 2012, Бюл. №22.

Павленко В'ячеслав Миколайович, к.т.н., доцент Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vp.khadi@gmail.com

Колісник Олександр Євгенович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, aleksandrkolesnik@mail.ru

Момот Роман Віталійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, romazelyonyu@ya.ru

ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ, ЯК ІНСТРУМЕНТ ДЛЯ МОНІТОРИНГУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

В наш час з'явилися нові, сучасні можливості контролювати і планувати перевезення, доступні широкому колу користувачів, це – автоматизовані системи моніторингу автотранспорту, здатні забезпечити виконання самих різних завдань в режимі реального часу.

Управління транспортом в режимі он-лайн, дає унікальну можливість завжди мати точну і достовірну інформацію про реальний місцезнаходження та маршрут руху транспорту.

Телематична транспортна система – це інформаційна система, що забезпечує автоматизований збір, обробку, передачу і надання споживачам даних про місцезнаходження і стан транспортних засобів, а також інформації, одержуваної на основі цих даних, з метою ефективного та безпечного використання транспортних засобів різного призначення приналежністю [1].

До таких систем можна віднести наступне: системи навігації (Navigation); системи контролю трафіка (Traffic Control); системи дистанційної діагностики (Remote Diagnostics); бездротові технології; системи комунікації автомобілів між собою [2, 3].

Телематичні технології на автомобільному ринку представлені багатьма виробниками як вітчизняного так і закордонного виробництва, але телематичний сервіс, як сервіс тільки починає набирати оберти та розвиватися. Тому дослідження даної тематики, особливо в світлі моніторингу технічного стану транспорту є дуже актуальним.

Якщо розглядати питання контролю та керування технічним станом транспортного засобу на відстані то слід приділити увагу використанню інтелектуальних транспортних систем.

Література

1. Онищук В.П. Інтелектуальні телематичні транспортні системи / В.П. Онищук, Р.М. Кузнецов, І.С. Козачук // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – 2016. – №2(6) – С. 110-114.
2. Информационные технологии на автомобильном транспорте / В.М.Власов, А.Б.Николаев, А.В.Постолит, В.М.Приходько; под общ. Ред. В.М.Приходько; МАДИ (Гос. техн. ун-т). -М: Наука, 2006. - 283 с.
3. Ощепкова Е.А. Информационные технологии на автомобильном транспорте / Е.А. Ощепкова. – Кемерово: КузГТУ, 2012. – 144 с.

Пелевін Леонід Євгенійович, к.т.н., професор, зав. каф. будівельних машин,
 Київський національний університет будівництва і архітектури
 Балака Максим Миколайович, асистент, Київський національний університет
 будівництва і архітектури, maxim.balaka@gmail.com
 Аржаєв Геннадій Олександрович, викладач, Миколаївський будівельний
 коледж Київського національного університету будівництва і архітектури

ПРИЛАД ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТИ МОТОРНОГО ПАЛИВА

За витратою моторного палива можна дійти висновку про справність автомобільного транспорту в цілому і окремих його вузлів та систем. Паливні показники періодично контролюють у дорожніх умовах або на стенді за допомогою спеціальних приладів – витратомірів, конструкції яких різноманітні й залежать від мети та характеру випробувань. В цей час на автомобільному транспорті застосовують витратоміри, призначені для вимірювання швидкості, маси та об'єму потоку споживаного палива.

Розроблений прилад (рис. 1) для вимірювання витрати палива, що застосовується у двигунах внутрішнього згоряння, містить роз'єднувальний основний корпус, який складається з двох частин 1 і 2 з нарізними штуцерами 3 та 4 на їх вільних кінцях. У частинах 1 і 2 основного корпусу є осьові отвори діаметрами d_{K1} і d_{K2} , причому $d_{K1} = d_{K2}$ та з'єднуються між собою різьбою 5.

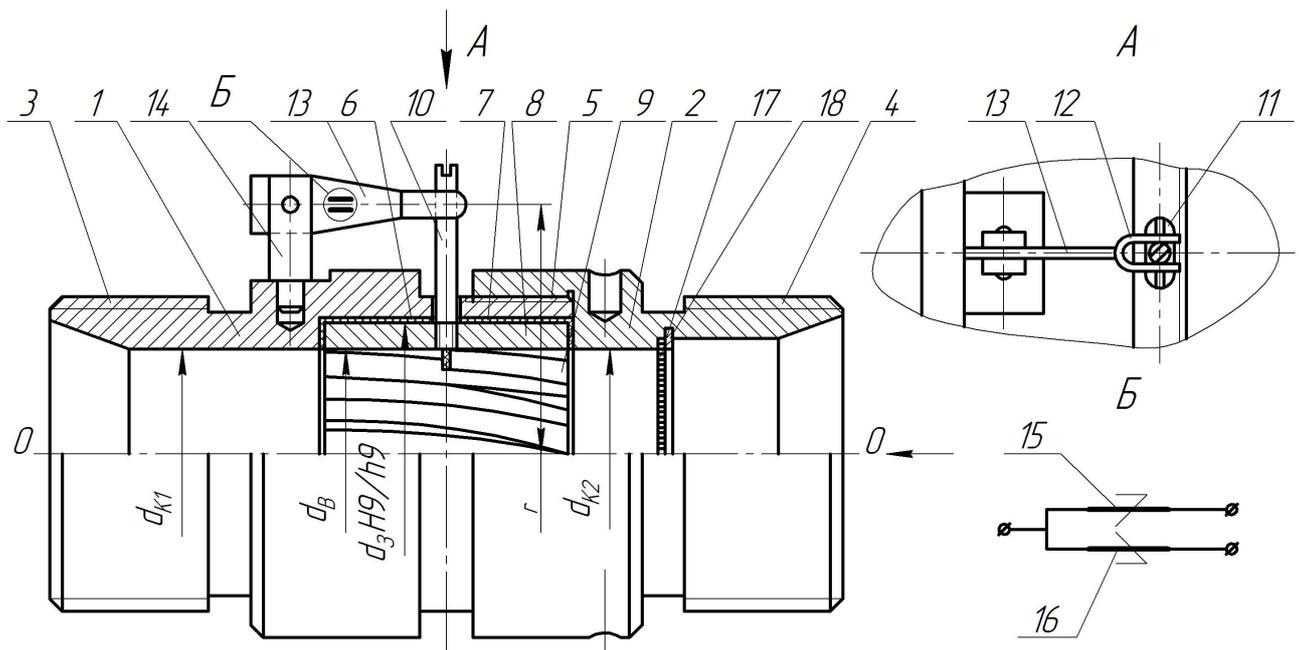


Рисунок 1 – Прилад для вимірювання витрати моторного палива

У радіальних проточках частин 1 і 2 основного корпусу розташовані втулки 6 та 7 з фторопласту, який має антифрикційні властивості, а в них – порожнистий циліндричний корпус 8 крильчатки з лопатками 9. Прямолінійні лопатки 9 з фторопласту розташовані під нахилом α до внутрішньої циліндричної поверхні корпусу 8 крильчатки діаметром d_B , причому $d_B = d_{K1} = d_{K2}$.

З циліндричним корпусом 8 крильчатки жорстко з'єднана штанга 10, яка радіально розташована відносно поздовжньої осі О-О приладу і через радіальний паз 11 у частині 1 основного корпусу взаємодіє з вилкою 12 пружного елемента 13. Пружний елемент 13 жорстко закріплений на консолі підпори 14, що з'єднана з частиною 1 основного корпусу. З одного боку пружного елемента 13 паралельно наклеєні два напівпровідникових тензорезистори, один з яких 15 має позитивний тензоефект, а інший 16 – негативний. Тензорезистори 15 і 16 приєднані до напівмостової схеми для вимірювання деформацій розтягування зовнішніх волокон пружного елемента 13 при його деформуванні за рахунок колового зусилля Р від штанги 10, внаслідок її навантаження від корпусу 8 крильчатки обертальним моментом відносно поздовжньої осі О-О приладу.

Колове зусилля Р за одиницю часу, Н/с визначаємо за формулою

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos(90 - \alpha)} \cdot \frac{(d_B - h_L)}{2r},$$

де Q – витрата палива, м³/с; ρ – густина палива за температури вимірювань, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, g = 9,81 м/с²; h_Л – висота лопатки 9, м; r – відстань від поздовжньої осі О-О приладу до точки дотику штанги 10 з вилкою 12 пружного елемента 13, м.

Перед корпусом 8 крильчатки в частині 2 основного корпусу розташований пластинчастий або сітчастий струмовипрямляч 17, тип застосування якого залежить від діаметра осьового отвору d_В [1], та запірне кільце 18.

Під час руху через осьовий отвір приладу за напрямом горизонтальної стрілки (див. рис. 1) потоку палива, витрата якого вимірюється, він діє на лопатки 9 циліндричного корпусу 8 крильчатки і змушує його повертатися навколо поздовжньої осі О-О приладу. Вільний кінець штанги 10, яка жорстко з'єднана з циліндричним корпусом 8 крильчатки, взаємодіє з вилкою 12 пружного елемента 13 і деформує напівпровідникові тензорезистори 15 та 16. Зміна електричного опору тензорезисторів 15 та 16, об'єднаних у напівміст, вимірюється за мостовою схемою і електричний струм, що протікає по вимірювальній діагоналі, фіксується відповідним реєструвальним пристроєм [2].

Перевагою приладу у порівнянні з існуючими є спрощена конструкція, експлуатаційна надійність і точність вимірювань внаслідок відсутності взаємно рухомих деталей. Перетворення вхідного сигналу – витрати палива Q, м³/с у вихідний сигнал перетворювача – електричний струм I, μА, який фіксується відповідним реєструвальним пристроєм, відбувається за рахунок силових, а не кінематичних факторів.

Література

1. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества: Справочник. – 4 изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1989. – 701 с.
2. Применение полупроводниковых тензорезисторов для исследования строительных и дорожных машин / Г. А. Аржаев, Е. И. Никаноров, В. И. Нилов, М. И. Щербинин // Строительные и дорожные машины. – 1974. – № 8. – С. 17–19.

Пилипенко Олександр Михайлович, д-р техн., наук, професор, Черкаський державний технологічний університет.

Шльончак Ігор Анатолійович, канд. техн. наук, доцент, Черкаський державний технологічний університет, Igor_Shlionchak@ukr.net.

Тригуб Оксана Анатоліївна, канд. техн. наук, доцент кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет.

АВТОМАТИЧНА СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ САЛОНУ АВТОМОБІЛЯ

Відомо, що в салоні автомобіля, який знаходиться на стоянці під дією сонячних променів тривалий час, спостерігається явище теплової акумуляції. Але висока температура повітря салону автомобіля є лише частиною негативних наслідків, результатами яких є вплив сонячної теплової енергії.

Кожен механізм, агрегат, мікросхема, напівпровідники та носії електроструму мають оптимальний температурний режим для максимально продуктивної роботи. Зміна такого режиму негативно впливає на їх роботу та призводить до втрати властивостей конструкційних матеріалів від перенагрівання [1].

Непоодинокими випадками є псування продуктів харчування, загибель тварин та дітей. В країнах, де спекотний клімат не є повсякденним явищем, люди забувають, що температура в салоні автомобіля може підвищуватись до 90 градусів за Цельсієм, однак температура навколишнього середовища сягає лише 30 градусів. Для маленької дитини лишитися в салоні автомобіля при вище зазначеній температурі без доступу свіжого повітря може стати фатальним. Людський фактор завжди залишає право на помилку, чого ніколи не допустить працездатна автоматична система.

Аналіз сучасних конструкцій транспортних засобів показав, що встановлення новітніх систем кондиціонування повітря (СКП) та забезпечення оптимального температурного режиму в салоні автомобіля є надзвичайно актуальним. Найчастіше комфортний температурний режим в салоні транспортного засобу забезпечується самостійним підведенням тепла з незалежним регулюванням температури. З метою охолодження повітря, яке надходить в салон транспортного засобу, всі системи кондиціонування використовують хладагент. Відомо, що всі хладагенти отруйні для живих істот і руйнують озоновий шар [2, 3]. У зв'язку з поглибленням таких проблем, як руйнування озонового шару, «парниковий ефект», опади кислотних дощів, забруднення морських вод, був прийнятий Монреальський протокол від 29 червня 1990 року. Документ обмежив застосування ряду речовин, які погіршують екологічну ситуацію планети. В результаті відповідних засідань ООН визначені 5 речовин фреонового ряду, які були обмежені у застосуванні: R-11, R-12, R-113, R-114, R-115. Саме ці речовини використовують у системах кондиціонування транспортних засобів [4].

Однак, використання хладагентів – не єдиний недолік існуючих систем кондиціонування. Вони мають складну конструкцію, великі витрати на етапі їх виготовлення та високу трудомісткість при монтажі і ремонті. Крім цього в

конструкції СКП передбачені деталі, що, обертаючись, відбирають потужність від ДВЗ, і, як наслідок, погіршують паливну економічність автомобіля. Вагомим недоліком СКП вважається той факт, що вони працюють лише під час роботи ДВЗ, оскільки механічно і енергетично від нього залежать.

В роботі запропоновано створити систему автоматичної вентиляції кузова автомобіля (САВКА), яка працює автономно від двигуна внутрішнього згоряння і не залежить від людського фактору. Задача САВКА – забезпечити оптимальний температурний режим автомобіля, який знаходиться на стоянці, шляхом примусової вентиляції салону. Крім цього САВКА створює умови, сприятливі для безпечного перебування дітей або тварин в салоні автомобіля.

Конструктивно САВКА – це система повітряних шляхів, через які свіже повітря з навколишнього середовища подається в салон автомобіля, забезпечуючи не загрозливий для життя оптимальний температурний режим. Наповнення салону автомобіля свіжим повітрям здійснюється за допомогою вентиляторів, що розташовані в багажному відділенні. Відведення повітря салону забезпечують додаткові вентилятори, які вмонтовані в передній частині автомобіля (в моторному відсіку). Роботу вентиляторів забезпечує автономна система енергопостачання, яка живиться від окремої акумуляторної батареї.

Апробацію запропонованої системи САВКА було проведено в салоні автомобіля ЗАЗ-968. На даху автомобіля була вмонтована сонячна батарея, габаритні розміри якої не перевищували габаритну ширину даху автомобіля. Так як потужність такої батареї пропорційно залежить від її розмірів, було прийнято рішення використовувати батарею прямокутної форми потужністю 80 Вт. Після відповідних розрахунків габаритні розміри такої батареї склали 925x670 мм.

В результаті виконання досліджень доведено ефективність роботи системи автоматичної вентиляції кузова автомобіля, а також встановлено, що:

1. Система автоматичної вентиляції кузова автомобіля дає можливість усунути акумулююче тепло в салоні автомобіля, який тривалий час перебуває на стоянці під дією сонячного випромінювання.

2. Температурний режим в салоні автомобіля забезпечується в межах 60 градусів за Цельсієм, що є безпечним для життя та здоров'я людини.

3. Система автоматичної вентиляції кузова автомобіля створює безпечні умови для тривалого перебування автомобіля на стоянці в умовах клімату з високою температурою навколишнього середовища.

Література

1. Мазепа С. С., Куцик А. С. Електрообладнання автомобілів: Навч. Посіб. Львів.: Львівська Політехніка, 2012. – 168с.
2. Системы кондиционирования автомобилей. Книга 1 (Под ред. Панфилова). М., Высшая шк., 2011. – 703 с.
3. Пономарчук І.А., Волошин О.Б. Вентиляція та кондиціонування: Навч. Посіб. – Вінниця, 2004. – 120с.
4. Штокаленко В.П. Проектирование вентиляционных систем. – Рубцовск, 2009. – 82с.

Потапенко Володимир Володимирович, старший викладач,
ДВНЗ «Криворізький національний університет», romantihk@mail.ru

ЕВОЛЮЦІЯ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКІДІВ БЕЛАЗ ТА ПОЛОЖЕНЬ ПРО ЇХ ТЕХНІЧНУ ЕКСПЛУАТАЦІЮ

Безпосередні виконавці транспортної роботи – кар'єрні автосамоскиди. Доля БЕЛАЗів, що випускаються вже 55 років, на Україні залишається переважною (понад 90%), особливо на гірничо-збагачувальних комбінатах Криворізького залізничного басейну (93%, табл. 1), якому вже 135 років.

Перше «Положення про технічне обслуговування й ремонт рухомого складу автомобільного транспорту» 1979 року було нормативною другою частиною загального положення та обов'язковим для всіх автотранспортних підприємств, які експлуатували автомобілі-самоскиди БелАЗ та виконували їх технічне обслуговування й ремонт. Цей документ був призначений для технічної експлуатації базових машин з гідромеханічною трансмісією БелАЗ-540 та БелАЗ-548, вантажопідйомністю 27 та 40 тон, які випускалися з 1961 та 1963 років відповідно. Наступне «Положення про технічне обслуговування й ремонт рухомого складу автомобільного транспорту» 1980 року стосувалося експлуатації перших дизель-електричних автосамоскидів БелАЗ-549 та БелАЗ-7420-9590 вантажопідйомністю 75 та 120 тон, які випускалися з 1961 та 1973 років відповідно. «Положення про технічне обслуговування й ремонт автомобілів БелАЗ вантажопідйомністю 75 т та більше» 1985 року стосувалося експлуатації наступних дизель-електричних автосамоскидів БелАЗ-7519 та БелАЗ-7521 вантажопідйомністю 110 та 170 тон, які випускалися з 1977 та 1979 років відповідно й було вже окремим від загального положення документом.

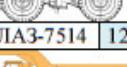
І тільки через 18 років «Положення про технічне обслуговування, діагностування й ремонт кар'єрних самоскидів «БЕЛАЗ» (далі – «Положення»), розроблені ВАТ «БЕЛАЗ» – керуючою компанією холдингу «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» з 2003 по 2013 роки об'єднали в одному документі основи забезпечення працездатності усієї лінійки кар'єрних самоскидів «БЕЛАЗ» з гідромеханічною й електромеханічною трансмісіями вантажопідйомністю від 30 до 360 т. Ці «Положення» та керівництва по експлуатації та ремонту носять, на відміну від попередніх, не обов'язковий, а рекомендаційний характер і тільки частково вирішують питання ефективного функціонування машин, розширюють поле для творчості фахівців, що експлуатують цю техніку.

У вересні 2013 року ВАТ «БЕЛАЗ» презентував новий унікальний автосамоскид БЕЛАЗ-75710 вантажопідйомністю 450 т, тим самим продовжуючи одночасну еволюцію гірничотранспортної техніки та «Положень» про їх технічну експлуатацію.

На підприємствах ГЗК Кривбасу працюють більше трьох сотень кар'єрних самоскидів БЕЛАЗ (табл. 1) різних моделей, вантажопідйомності, років випуску. «Положення» відрізняються роками видання 1979-2013, технікою для яких вони створювалися, структурою циклу, періодичністю й обсягом проведених робіт, але загальним у них залишається регламентний

планово-попереджувальний підхід і статичне коректування – адаптація нормативів технічного обслуговування й ремонту кар'єрних самоскидів до фактичних гірничотехнічних умов експлуатації та рівня виробництва на основі зразкових умов.

Таблиця 1.

Кар'єри Самоскиди	ПівдГЗК	Арселор	ЦГЗК	ПівніГЗК	ІнГЗК	Моделі
 БЕЛАЗ-7540 30 т	3	1		7	21	32
 БЕЛАЗ-7548 42 т	5	8	4	1	8	26
 БЕЛАЗ-7547 45 т	3			4	6	13
 БЕЛАЗ-7555 55 т			2			2
 БЕЛАЗ-7519 110 т	1		1			2
 БЕЛАЗ-7512 120 т	7	12	2	5	1	27
 БЕЛАЗ-7514 120 т	5	12	11	6	8	42
 БЕЛАЗ-7513 130 т	10	3	49	60	46	168
 БЕЛАЗ-7530 220 т					2	2
 CAT-785 136 т		19			2	21
 CAT-789 181 т				3		3
Підприємства	34	55	69	86	94	338

«Положення» 2013 року взагалі не містить еталонних умов експлуатації, методики й коефіцієнтів коректування нормативів технічного обслуговування й ремонту самоскидів, що вносить певну невизначеність у питання технічної експлуатації автосамоскидів. Тому проблема динамічної адаптації «Положення» до конкретних гірничотехнічних умов роботи самоскидів та досягнутого рівня організації технічного обслуговування, діагностування й ремонту експлуатуючого підприємства залишається актуальним завданням, розв'язок якого повністю лягає на плечі вчених і практиків та базується на комплексних ймовірнісних математичних моделях.

Разгоняева Вера Викторовна, к.э.н., доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»
Бусарин Эдуард Николаевич, к.т.н., доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»
Кораблев Руслан Александрович, к.с.-х.н., доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова»,
opbd_vglta@mail.ru

ТРАНСПОРТНАЯ ИНФРАСТРУКТУРА ГОРОДА И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА ЭКСПЛУАТАЦИЮ АВТОМОБИЛЕЙ

В управлении развитием города особое место отводится управлению развитием инфраструктуры города, от которой во многом зависит создание благоприятных условий и повышение уровня жизни его населения. Особое значение для жизни города имеет инженерная и транспортная инфраструктура. Специалисты отмечают, что отсутствие заинтересованности в развитии инфраструктуры является угрожающей все более стареющим системам городской инфраструктуры сегодня. В течении многих лет эксплуатации значительная часть подземных коммуникаций изжила себя что приводит к различным авариям: от прорыва водопроводной магистрали до крушения мостов.

С развитием городов необходимо строительство новых дорог и транспортных развязок кроме того проблема всех мегаполисов состоит в нормальном обеспечении функционирования системы городского транспорта. Отсутствие внимания к данной проблеме приводит к транспортным заторам на дорогах и переполнению общественного транспорта. Чтобы снизить уровень интенсивности транспортного потока необходима долгосрочная система развития всей транспортной системы города. Эти управленческие проблемы имеют как политические так и финансовые аспекты.

Существуют следующие способы регулирования транспортного потока: это система налогообложения проезда, регулирование парковки и развитие общественного транспорта. В свою очередь развитие общественного транспорта является наиболее действенным способом. Это строительство нового скоростного подземно-наземного рельсового транспорта. Эта программа требует значительного объема инвестиций и достаточно высоких текущих издержек в процессе эксплуатации. В связи с этим недостаток финансирования является недостаточным для создания высокоэффективной улично-дорожной сети.

Литература

1. Худякова М.В. Проблемы развития автомобильного транспорта в России и пути их решения [Текст] / Худякова М.В., Бусарин Э.Н., Артемов А.Ю. Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 5-3 (16-3). С. 101-105.

Рубан Дмитро Петрович, к.т.н., доцент, Черкаський державний технологічний університет, ruban_dimon@mail.ru

Рубан Ганна Яківна, викладач-методист, Черкаський державний бізнес-коледж

ОСОБЛИВОСТІ АНТИКОРОЗІЙНОГО ЗАХИСТУ КУЗОВІВ АВТОБУСІВ ПІДЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Термін експлуатації автобуса у значній мірі залежить від корозійної стійкості кузова. Важливим є антикорозійний захист як на стадії виробництва так і підчас експлуатації.

В процесі виготовлення автобусних кузовів виробники прагнуть забезпечити надійний антикорозійний захист. По-перше, від виготовлення сталевих прокату до зварювання кузова час повинен бути мінімальним, що попереджає утворення оксидних плівок та початкової корозії. Використання сталевих прокату зі слідами корозії не допускається. По-друге, після зварювання кузова потрібно обов'язково прибрати окалину та інші забруднення механічним шляхом. Потім, як вимагає цього технологія, кузов підлягає мийці та проходженню катафорезних ванн. Після сушки кузов ґрунтується, шпаклюється (за необхідності), знову ґрунтується та фарбується відповідно до технології. Застосування катафорезних ванн дозволяє обробити найнедоступніші частини кузова та відповідно покращити корозійну стійкість. Однак, заправка однієї катафорезної ванни дорого обходиться для заводу-виробника, тому економічно доцільним є застосування катафорезних ванн при партії не менше 5000 одиниць у рік. Відповідно при менших обсягах виробництва застосовують не повне занурення кузова автобуса, а місцеве розпилення антикорозійного розчину. А таке відхилення від технології суттєво може вплинути на ресурс кузова. Тому після придбання нових автобусів автотранспортними підприємствами доцільно здійснювати ретельну перевірку кузова на цілісність захисного покриття.

В будь-якому випадку кузов нового автобуса потребує додаткового антикорозійного захисту. Це підвищить ресурс та полегшить обробку, оскільки новий кузов ще не забруднений та відсутня волога в закритих порожнинах (конденсат). Однак, не слід нехтувати перевіркою та просушуванням закритих порожнин, в яких можливе накопичення вологи ще до початку експлуатації. Внутрішні порожнини оброблюють спеціальними засобами: «Мовіль», «Резистин», тощо. Для обробки закритих порожнин використовуються спеціальні отвори, закриті заглушками. Для витікання конденсату застосовуються дренажні отвори. При антикорозійній обробці закритих порожнин антикорозійний препарат подається під тиском через спеціальні отвори доки не піде через дренажні. Для ефективного розпилення захисного препарату в порожнинах профілів кузова, доцільно застосовувати спеціальні пристрої. Розпилення повинно проходити по можливості без повітря та тиском рідини понад 4 МПа. Такий тиск підчас розпилення гарантує надійне покриття внутрішніх порожнин рідиною. Надлишки розчину повинні витікати в спеціально підставлені ємності. Таким чином обробляються і закриті

порожнини легкових автомобілів. Але конструкція кузова автобуса значно складніша. Тому обробляючи зварну конструкцію із окремих елементів трубного прокату необхідно, щоб оброблюваний розчин проник в усі елементи. Для цього в кожному закритому елементі свердяться отвори для подачі розчину. Додаткові отвори свердяться у таких місцях, щоб не послаблювали конструкцію кузова. Після обробки отвори обов'язково закриваються заглушками.

Підчас експлуатації автобуса важливо слідкувати за тим, щоб не засмічувались дренажні отвори. Слід також усувати причини накопичення вологи в закритих порожнинах та, за необхідності, свердлити додаткові дренажні отвори. Важливим є контроль цілісності покриття підлоги, оскільки при його пошкодженні почне швидко розвиватись корозія. При кожній антикорозійній обробці необхідно знімати напільне покриття, перевіряти наявність місць корозії. Пошкоджені місця оброблюються механічно (піскоструминна обробка, болгарка із спеціальною насадкою тощо). Потім видаляється бруд, знежирюється поверхня та покривається перетворювачем ржі. Після висихання покривається антикорозійним ґрунтом та наноситься фарба на повністю висохший ґрунт. Для додаткового захисту підлогу можна покрити «Мовілем» або іншим аналогічним засобом.

На корозію кузова як автобуса, так і будь якого транспортного засобу впливають кліматичні умови. Підвищена вологість та температура сприяють розвитку корозії. Тому автобуси, що експлуатуються в країнах з вологим кліматом, або в приморських берегових зонах, потребують частішого поновлення антикорозійного захисту. Крім цього необхідно слідкувати за герметичністю кузова, адже будь-які нещільності призводять до потрапляння води в салон, що сприяє розвитку корозії.

На корозію впливає вміст солей як у повітрі, воді так і на дорожньому покритті. Особливо в холодну пору року, коли дороги посипаються насиченими соляними засобами для усунення ожеледиці. Перед поверненням на стоянку потрібно очищувати та змивати налипання снігу з такими солями. Особливо шкідливе накопичення бруду зі снігом та сіллю під колісними арками. Мийка автобусів при мінусових температурах навколишнього середовища повинна здійснюватись у теплих спеціальних закритих приміщеннях. І тільки після повного просушування автобус повинен виїздити на місце стоянки.

В реальній практиці не завжди можлива тепла мийка автобуса і колісні арки підлягають інтенсивній дії корозії, тому доцільно застосовувати додаткові захисні пластикові накладки колісних арок. Також для зменшення впливу корозії виготовляють із пластику менш навантажені елементи кузова: дах, бампери, або передні та задні панелі повністю тощо.

Антикорозійний захист кузовів автобусів потребує витрати часу, фінансових затрат на препарати та спеціальне обладнання. Однак у процесі експлуатації ці витрати окупляться меншими затратами на кузовний ремонт. Це в свою чергу зменшить збитки від простою автобусів, зведе до мінімуму виконання зварювальних, лакофарбових робіт та повторного антикорозійного захисту.

АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ РОЗВИТКУ СУЧАСНОЇ ДИСЦИПЛІНИ «ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ АВТОМОБІЛЯ»

Основи технічної діагностики автомобіля (ОТДА) – це молода прикладна дисципліна, яка зараз стрімко розвивається та поширюється в автомобільних вузах, коледжах, які готують фахівців з автомобільного транспорту, транспортних технологій, машинобудування, тощо. Об'єктом дослідження дисципліни є технічний стан автомобіля, його структурні та діагностичні параметри. Предметом дослідження дисципліни є процес технічного діагностування систем та агрегатів автомобіля.

Актуальність ОТДА, як прикладної дисципліни, обумовлена постійно зростаючою кількістю автомобілів у світі та в Україні, зокрема. Об'єктивною причиною цього є збільшення світового автомобільного парку. Для технічного обслуговування, ремонту і діагностики зростаючої кількості автомобілів потрібні добре підготовлені фахівці: механіки, електрики і діагности, керівники виробничих ділянок і виробничих підрозділів (станцій технічного обслуговування) в цілому. Саме тому, протягом останнього десятиріччя велику увагу розвитку цієї актуальної прикладної дисципліни приділялось у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ).

Проведення діагностичних робіт на дорожніх транспортних засобах за допомогою спеціальних технічних приладів набуло широкого розвитку з появою обов'язкового технічного огляду у другій половині минулого століття. Раніше процес діагностування доручався особам, часом недостатньо об'єктивними малокваліфікованим, працюючим в автогосподарствах або Державтоінспекції без застосування спеціальних технічних приладів. Природно, в подібних умовах важко було досягти одноманітності в методиці проведення діагностичних робіт. Зараз можна визначити область спеціальних знань діагноста, який повинен володіти такими базовими дисциплінами в галузі науки й техніки, як: математика, фізика, теоретична механіка, будова, технічна експлуатація й ремонт транспортних засобів, їх теорія експлуатаційних властивостей, а також правила, організація та безпека дорожнього руху.

Метою вивчення дисципліни ОТДА є підготовка студентів до самостійного рішення задач, пов'язаних з дослідженням технічного стану транспортних засобів. Основні завдання вивчення дисципліни - це ознайомлення студентів з організацією ОТДА на виробництві, методами і способами діагностування, технічними можливостями діагностичного обладнання фірми BOSCH. За підсумками вивчення дисципліни студент повинен:

- володіти основними поняттями, якими оперують фахівців процесі технічного діагностування;
- знати основні принципи проведення діагностичних робіт;

- вміти досліджувати технічний стан автомобіля шляхом застосування діагностичного обладнання;
- вміти визначати діагностичні та структурні параметри технічного стану автомобіля;
- вміти застосовувати різні методи технічного діагностування автомобіля;
- вміти самостійно працювати з технічним, методичним та програмним забезпеченням щодо процесу технічного діагностування автомобіля, робити технічну оцінку прийнятих рішень (давати діагностичний висновок).

Проблематика розвитку навчальної дисципліни ОТДА пов'язана, по-перше, з удосконаленням структури дисципліни, по-друге, зі створенням нового навчально-методичного забезпечення, по-третє, з розвитком матеріально-технічного забезпечення, і, у четвертих, з розв'язанням нових наукових завдань шляхом втілення сучасних технологій.

Сучасна структура дисципліни, яка викладається кафедрою технічної експлуатації та сервісу автомобіля(ТЕСА), складається з 16 годин лекційного матеріалу, 8 годин лабораторних занять, 36 годин самостійної роботи студента. Загальний обсяг за дисципліною складає 90 годин, 3 кредиту. Саме така побудова структури дисципліни відповідає вимогам нового Закону про вищу освіту та розробленим компетенціям підготовки фахівців за спеціальністю 274 – «автомобільний транспорт».

Для засвоєння практичного матеріалу з дисциплін технічної експлуатації автомобілів, а також ОТДА колективом авторів кафедри ТЕСА створено лабораторний практикум у вигляді навчального посібника, який отримав Гриф МОН України[1]. Відмінною рисою цього практикуму є застосування сучасного обладнання фірми BOSCH. Завдяки чому студенти отримують практичні навички з визначення діагностичних параметрів технічного стану автомобіля на обладнанні, яке зараз активно поширюється в Україні і інших країнах світу.

Логічним завершенням підготовки за цією дисципліною є проходження технологічної та переддипломної практики майбутніх фахівців на сучасних дилерських центрах з продажу та обслуговування автомобілів, таких як: «Audi», «BMW», «Chery», «Chevrolet», «Citroen», «Daewoo», «Ford», «Honda», «Hyundai», «Kia», «MAN», «Mazda», «Mercedes-Benz», «Mitsubishi», «Nissan», «Opel», «Peugeot», «Porsche», «Renault», «SEAT», «Škoda», «Subaru», «Suzuki», «Toyota», «Volkswagen» та ін..

Передбачено і дистанційне навчання дисципліни завдяки використанню на офіційному сайті ХНАДУ (<http://www.khadi.kharkov.ua>) її електронної версії.

Література

1. Лабораторний практикум з технічної експлуатації автомобілів: Навчальний посібник / [В.П. Волков, І.А. Мармут, В.Д. Мигаль, А.М. Пойда та ін.] // Під заг. ред. В.П. Волкова. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 516 с.

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ВТРАТИ ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКІСТІ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ІЗ ПРИЧЕПОМ У СКЛАДНИХ ДОРОЖНІХ УМОВАХ

Під стійкістю руху легкового автомобіля із причепом розуміють здатність його складових ланок зберігати траєкторію руху та положення відносно опорної поверхні під дією збуджуючих сил.

Для будь-якого автопоїзда характерні три види втрати динамічної стійкості як прямолінійного, так і криволінійного рухів, а саме:

- занос складових ланок чи осей автопоїзда;
- виляння причепа;
- бічне перекидання автомобіля-тягача або причепа.

Автомобіль-тягач стабільніше себе поводить при русі, маючи у своєму складі певні системи та пристрої, що покращують динамічну стійкість – АБС, рульове керування, стабілізатор поперечної стійкості та інші. Причепи легкових автомобілів не завжди обладнані навіть звичайною гальмівною системою, не кажучи вже про якісь спеціальні пристрої керування та стабілізації, тому доцільно розглядати саме причепи як збудники втрати динамічної стійкості легкового автопоїзда.

При одному і тому ж стані дорожнього покриття значна бічна сила може викликати занос або перекидання причепа в залежності від конструкції чи завантаження. Основними конструктивними розмірами, які впливатимуть на занос чи перекидання, є колія причепа B та центр його мас h_g . Якщо справджуватиметься нерівність $\frac{B}{2h_g} > \varphi$ на дорогах із нормальним твердим покриттям із коефіцієнтом зчеплення $\varphi=0,6-0,8$ при будь-якій бічній силі буде виникати занос, але при складних дорожніх умовах ($\varphi=0,05-0,2$) буде виникати перекидання причепа.

Додатковим збуджуючим фактором втрати стійкості при повороті легкового автомобіля із причепом є крен підресореної маси (кузова) причепа, який сприяє перекиданню при менших значеннях бічної сили та перекидного моменту. Тому, для зменшення крена на сучасних причепах встановлюють стабілізатори поперечної стійкості. Однак при складних дорожніх умовах кути крена при статичному перекиданні відносно незначні (до $5-7^\circ$) і використання стабілізаторів є не ефективним.

Із усього вище викладеного можна зробити висновок, що найбільш ефективними способами покращення динамічної стійкості криволінійного руху легкового автомобіля із причепом є зниження центра тяжіння причіпної ланки, збільшення її колісної колії.

Слинченко Ігор Вячеславович, магістрант, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», igo4s@mail.ru
Зарецький Олексій Володимирович, магістрант, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», zarrrr93@gmail.com
Сіпко Олександр Володимирович, магістрант, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», sipkoo1@mail.ru

АНАЛІЗ РАЦІОНАЛЬНИХ СХЕМ ГІБРИДНИХ ПРИВОДІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

В найближчий час гібридний привід можна буде вибрати в списку опцій при покупці автомобіля точно так, як, наприклад, автоматичну коробку передач. Сучасні технології компактної гібридної установки дозволяють комплектувати нею практично будь-який автомобіль, не дивлячись на його розміри, ціну і характеристики. Всі види гібридів по конструктивним реалізаціям можна розділити на три групи: послідовні гібриди; паралельні гібриди; послідовно-паралельні гібриди.

Принцип роботи послідовної схеми: обертання коліс автомобіля забезпечується електродвигуном, який живиться током електрогенератора, який приводиться в рух двигуном внутрішнього згоряння. Основний недолік таких конструктивних рішень полягає в тому, що зарядка акумулятора і рух автомобіля відбувається лише в режимі постійної роботи ДВЗ. В паралельній схемі колеса автомобіля отримують обертання як від приводу ДВЗ, так і від електричного двигуна, який живиться від акумулятора. Це дозволяє використовувати ДВЗ меншої потужності, тому що у випадку необхідності йому на допомогу може прийти електродвигун. Основний недолік такого рішення в тому, що двигун не може одночасно обертати колеса і заряджати батарею. Усіх названих недоліків позбавлений гібрид, реалізований у послідовно-паралельній схемі. В залежності від умов руху використовується тяга електродвигуна, або ДВЗ з можливістю підзарядки батареї. У важких режимах руху силовий агрегат може об'єднувати зусилля бензинового і електричного двигуна. Саме ця схема є раціональною, актуальною проблемою якої є питання визначення необхідних моментів переходу з електродвигуна на ДВЗ і навпаки. При цьому доцільно враховувати найважливіші параметри: екологічність, економічність та динаміку розгону.

Важливими питаннями є визначення раціональної дальності пробігу на електродвигуні, перехід на ДВЗ і робота в рекуперативному режимі. Завдяки великому крутному моменту електродвигун доцільно використовувати в момент початку руху до певної швидкості, далі вмикається бензиновий двигун, під час гальмування силові установки починають працювати в рекуперативному режимі.

Степанкіна Ірина Борисівна, старший викладач,
ДВНЗ «Криворізький національний університет», irischca.s@mail.ru

АНАЛІЗ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ОДНОКАНАЛЬНОЇ СИСТЕМИ МАСОВОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛЬНО-КОНВЕЄРНОГО КОМПЛЕКСУ КАР'ЄРУ

Стійкість роботи гірничодобувного підприємства в цілому залежить від сталого функціонування транспортно-технологічного комплексу кар'єру. Інтенсифікація робочих процесів сучасних рудних кар'єрів досягається за рахунок циклічно-поточної технології (ЦПТ) комбінованих транспортних схем.

У реальних умовах досить складно організувати скоординовану та надійну взаємодію автомобільного та конвеєрного транспорту, оскільки неможливо врахувати значну кількість стохастичних і детермінованих причин, які викликають нестабільність функціонування автомобільно-конвеєрного комплексу (АКК). Виходячи з цього, актуальним науковим завданням є підвищення ефективності взаємодії автомобільної та конвеєрної складових транспортно-технологічного комплексу кар'єру шляхом забезпечення необхідної надійності й рівномірності їх роботи.

Для вирішення такого завдання проведено математичне моделювання автомобільно-конвеєрного комплексу кар'єру як системи масового обслуговування (СМО) з відмовами з урахуванням, що АКК складається з двох підсистем: технологічного автотранспорту і конвеєрного транспорту. В результаті визначені граничні ймовірності станів АКК, а також відносна та абсолютна пропускна здатність комплексу, ймовірність його відмови.

Знайдені залежності визначають ймовірність можливості вивантаження гірничої маси, що доставляється кар'єрними самоскидами для переробки в дробильно-перевантажувальній установці (ДПУ), та ймовірність відмови у вивантаженні гірничої маси. У випадку зайнятості ДПУ робота комплексу перелаштовується за магістральною схемою або гірничу масу відвантажується у внутрішньокар'єрний склад чи бункер.

Аналіз математичної моделі функціонування АКК як одноканальної системи масового обслуговування показав, що управління комплексом у цьому випадку здійснюється двома керуючими впливами: коригуванням інтенсивності потоку кар'єрних самоскидів, які транспортують гірничу масу, та регулюванням інтенсивності вивантаження сировини.

Для поглибленого дослідження надійності взаємодії виконано оптимізацію параметрів функціонування автомобільно-конвеєрного комплексу, в якості критерію якої обрано функціонал, що характеризує економічні витрати, пов'язані з особливостями роботи комплексу як одноканальної СМО з відмовами:

$$\Phi = c_1 \cdot N_1 \cdot T_1 + c_0 \cdot N_{\text{відм}} \cdot T_0, \quad (1)$$

тут c_1 – питомі витрати, пов’язані з обробкою гірничої маси, доставленої кар’єрними самоскидами в ДПУ, грн/самоскид·год; T_1 – час обробки гірничої маси в ДПУ, год; c_0 – питомі витрати, пов’язані з відмовою в обробці гірничої маси, доставленої кар’єрними самоскидами, грн/самоскид·год; T_0 – час, протягом якого оцінюється величина економічних витрат, год; N_1 – число кар’єрних самоскидів, що відвантажили гірничу масу на обробку в ДПУ за час T_0 ; $N_{\text{відм}}$ – число кар’єрних самоскидів, яким відмовлено у відвантаженні гірничої маси на обробку в ДПУ за час T_0 . Крім того, при аналізі економічних витрат на основі даного функціоналу враховано умову видобутку необхідного обсягу гірничої маси для доставки на переробку в ДПУ:

$$N_1 \cdot m \geq M_0, \quad (2)$$

де m – вантажопідйомність кар’єрного самоскида, т; M_0 – заданий обсяг гірничої маси, що доставляється на обробку в ДПУ за час T_0 , т.

Завдання оптимізації функціонування АКК сформульовано як мінімізація економічних витрат, обумовлених функціоналом (1), при врахуванні обмеження (2). Функціонал (1) – випадкова величина, тому для вирішення завдання в детермінованій постановці були використані числові характеристики випадкових величин і розглянуто математичне очікування функціонала як спосіб його усереднення.

Рішення завдання оптимізації функціонування АКК отримано у вигляді:

$$P_{0opt} = \begin{cases} \frac{1}{2\epsilon_1}, & \text{якщо } \frac{1}{2\epsilon_1} > M_0, \\ M_0, & \text{якщо } \frac{1}{2\epsilon_1} \leq M_0, \end{cases} \quad (3)$$

$$\text{де } \epsilon_1 = \frac{c_1}{c_0}, \quad M_0 = \frac{M_0}{N_0 \cdot m}.$$

Знайдені залежності дозволяють обчислити оптимальну пропускну здатність, а також оптимальну ймовірність відмови автомобільно-конвеєрного комплексу і оптимальну величину зведеної інтенсивності переробки гірничої маси в ДПУ. Аналіз отриманих залежностей показує, що при $\epsilon_1 = 1$ має місце мінімум економічних витрат, пов’язаних з обробкою в ДПУ гірничої маси, доставленої кар’єрними самоскидами; при зростанні відносної вартості переробки гірничої маси в ДПУ мінімальні економічні втрати зменшуються.

Для перевірки математичних моделей автомобільно-конвеєрного комплексу кар’єру планується провести імітаційне моделювання взаємодії складових АКК.

ПОВЫШЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Под управляемостью понимают способность автомобиля сохранять или изменять направление движения, заданное водителем, с минимальной затратой физической энергии. Именно поэтому управляемость автомобиля больше, чем другие его эксплуатационные свойства, связана с водителем. Для обеспечения хорошей управляемости автомобиля его конструктивные параметры должны соответствовать психофизиологическим особенностям водителя.

Управляемые колёса под воздействием случайных ударов и толчков постоянно отклоняются от нейтрального положения даже во время прямолинейного движения автомобиля по дороге с ровным асфальтобетонным покрытием. Свойство управляемых колёс сохранять нейтральное положение и автоматически в него возвращаться называется стабилизацией. Автомобиль с плохой стабилизацией колёс произвольно меняет направление своего движения, вследствие чего водитель вынужден непрерывно поворачивать рулевое колесо то в одну, то в другую сторону, чтобы вернуть управляемые колёса в исходное положение. Плохая стабилизация требует значительных затрат физической энергии водителя, ухудшает устойчивость автомобиля, повышает износ шин и деталей рулевого механизма.

Во многом управляемость зависит от конструкции автомобиля, от конструкции рулевого управления и подвески. Автомобиль, у которого, чтобы повернуть колёса от крайнего до крайнего положения, надо сделать четыре оборота руля, будет реагировать на движения рулевым колесом резче, чем тот, у которого нужно сделать шесть оборотов. Но управляемость, заложенная в конструкцию автомобиля, очень сильно зависит от состояния подвески и рулевого управления.

Ввиду того, что основной причиной ДТП является недостаточная надёжность действий человека (водителя), выполняющего функции управляющего звена системы и неоптимальные по ряду параметров свойства управляемого звена этой системы – автомобиля, требуется глубокое изучение вопросов управления автомобилем, особенно в аварийных режимах движения и практическое обучение водителей действиям в этих условиях.

Учитывая приведённое выше, сотрудниками кафедры автомобилей и транспортной инфраструктуры Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» были детально исследованы факторы, влияющие на управляемость автомобиля, в частности: углы установки управляемых колёс, силовой увод шины, кинематический увод колеса/оси, недостаточная/нейтральная/избыточная поворачиваемость, влияние типа привода. Разработаны и приведены методы по повышению управляемости автомобиля.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГОТОВНОСТИ МАШИН С УЧЕТОМ ПЛАНОВЫХ ПАУЗ В РАБОТЕ

Показатели хозяйственной деятельности аграрных предприятий в значительной мере зависят от уборочно-транспортных процессов [1], которым присущи ограничения на время выполнения операций на протяжении суток, обусловленных агрометеорологическими требованиями, техническими параметрами машин растениеводства или организационными причинами (плановые паузы). Если простои машин вследствие отказов приводят к существенным издержкам, то целесообразно оценить эффект от восстановления машин не только во время рабочих смен, но и во время таких плановых пауз. При этом коэффициент готовности машин определяют по формуле [2]:

$$K_{\Gamma}(t) = \frac{T_{PP}(t)}{T_{PP}(t) + T_{PHH}(t)} \quad (1)$$

где K_{Γ} – коэффициент готовности; t – время; T_{PP} – период времени, соответствующий пребыванию в работоспособном состоянии в рабочее время; T_{PHH} – период времени, соответствующий пребыванию в неплановом простое в неработоспособном состоянии в рабочее время.

Для применения (1) необходимы данные о неплановых простоях в неработоспособном состоянии в рабочее время, что требует длительных наблюдений. Поскольку обычно известно лишь среднее время восстановления, то преобразуем формулу (1) к следующему виду [3]:

$$K_{\Gamma} = \frac{T_P}{T_P + k T_B} \quad (2)$$

$$k = \frac{M[\tau^*]}{T_B} \quad (3)$$

где T_P – средняя наработка между отказами; T_B – среднее время восстановления; k – доля среднего времени восстановления, приходящегося на рабочее время; τ^* – часть времени восстановления, приходящаяся на рабочее время.

Перейдем к относительным продолжительностям интервалов времени, (нормируя их к длительности производственного цикла, состоящего из рабочей смены и плановой паузы)

$$k_C = \frac{T_C}{T_{\Gamma}} \quad (4)$$

$$\theta = \frac{\tau}{T_{\Gamma}} \quad , \quad \theta^* = \frac{\tau^*}{T_{\Gamma}} \quad (5)$$

где k_C – доля смены в производственном цикле; T_C – длительность смены, час; $T_{Ц}$ – длительность производственного цикла, час. θ – относительная длительность восстановления; τ – длительность восстановления, час; θ^* – доля относительной длительности восстановления, приходящаяся на рабочее время.

С учетом введенных обозначений, преобразуем (3):

$$k(k_C, m_\theta) = \frac{\mathbf{M}[\theta^*(k_C)]}{m_\theta}, \quad (6)$$

где m_θ – средняя относительная длительность восстановления.

График зависимости (6), полученный при экспоненциальном распределении длительности восстановления машины, приведен на рис. 1.

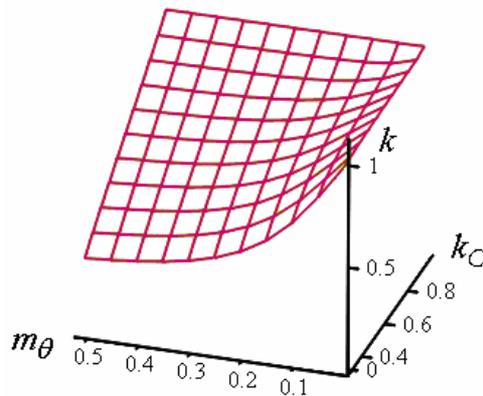


Рисунок 1 – Зависимость доли среднего времени восстановления, приходящейся на рабочее время, от относительной длительности смены и средней относительной длительности восстановления

Полученные результаты могут применяться при определении коэффициента готовности машин, плановые паузы в работе которых используются для восстановления после отказов.

Литература

- Музылев Д. А. Разработка методики выбора условий взаимодействия зерноуборочного и транспортного комплексов / Д. А. Музылев, А. Г. Кравцов, Н. В. Карнаух, Н. Г. Бережная, О. В. Кутья // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2016. – №2/3 (80). – С. 11–21.
- Репин С. В. Методология совершенствования системы технической эксплуатации строительных машин: автореф. дис. на соискание науч. степени докт. техн. наук: спец. 05.05.04 "Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины" / С. В. Репин. – С.-Пб., 2008. – 46 с.
- Шевченко С. А. Определение коэффициента готовности при использовании плановых пауз в работе для восстановления машины / С. А. Шевченко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – №5. – С. 210–221.

ФОРМУВАННЯ ПРОФЕСІЙНИХ ЗДІБНОСТЕЙ ФАХІВЦІВ АВТОМОБІЛЬНОЇ ГАЛУЗІ

Вища технічна освіта завжди визначала й нині визначає довгостроковий економічний розвиток країни, виступає активним учасником створення та впровадження новітніх технологій, забезпечує науково-технічний рівень практично усіх галузей економіки та виробництва. Сучасний фахівець – це людина, що виконує свої професійні обов'язки у ринкових умовах, зважаючи на соціально-економічні та духовні зміни у суспільстві. Але для того, щоб магістри технічних спеціальностей, зокрема фахівці автомобільної галузі, були конкурентоспроможними на ринку праці, важливо, щоб вони володіли не лише ґрунтовними вузькоспеціальними знаннями і навичками, а й могли правильно планувати та прогнозувати свою діяльність, вміли взаємодіяти із людьми. Для того, щоб магістри технічних спеціальностей – майбутні кваліфіковані фахівці автомобільної галузі успішно виконували свої професійні функції, вони мають не лише володіти компетенціями щодо здійснення професійної діяльності, але й дотримуватись етикетних правил поведінки у різних ситуаціях. Адже від того, на якому рівні перебуває культура ділових людей, залежать результати їхньої професійної діяльності, взаєморозуміння з колегами, психологічний мікроклімат трудового колективу.

Серед авторів, що досліджують проблеми етикету слід звернути увагу на українських дослідників, насамперед, М.П. Лукашевича, В.А. Малахова, І.Б. Осечинську, В.Ф. Степаненка, Т.К. Чмут, Г.Л. Чайку. Проте актуальність та професійна значущість даної теми вимагає більш детального її дослідження, враховуючи реалії сучасних економічних змін та вимог до особистості фахівця з вищою технічною освітою.

Розкриваючи проблему формування ділового етикету особистості фахівця, слід звернутися до дефініції «етикет». Етикет - це сукупність правил спілкування, взаємодії та поведінки людей [3]. Діловий етикет – це встановлений порядок поведінки у сфері ділових контактів. Це норми, які регулюють стиль роботи при вирішенні ділових проблем, взаємовідносин на службі, з керівництвом, у відносинах між колегами [2].

Діловий етикет визначає правила спілкування, взаємодії та поведінки людей у процесі спільної професійної діяльності, види звертань і вітань, манеру і прийнятну форму ділового одягу. Отже, у майбутніх фахівців автомобільної галузі необхідно обов'язково формувати знання цих правил, щоб розвинути у них готовність до кооперації з колегами та роботи у колективі. Тому професійна підготовка магістрів технічних вишів вимагає переходу до активних форм навчання, переносу акцентів на позааудиторну роботу, що сприятиме творчому розвитку особистості та формуванню вмінь ставити перед собою завдання й вирішувати їх.

Основним напрямком позааудиторної роботи у процесі формування

ділового етикету є студентське самоврядування. Студентське самоврядування – форма управління, за якої студентство має право самостійно вирішувати питання внутрішнього управління, а також мати свої керівні органи [1].

Діяльність органів студентського самоврядування спрямована на удосконалення навчально-виховного процесу, розвиток духовності і культури студентів, зростання у студентській молоді соціальної активності та відповідальності за доручену справу. У процесі самостійного вирішення поставлених завдань студенти взаємодіють одне з одним, об'єднуючись для досягнення поставленої мети. Приймаючи участь у подібних акціях, студент спілкується зі своїми товаришами, організовує та спрямовує їхню діяльність, а, отже, вчиться співробітництву з іншими людьми.

У Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті підґрунтям, що формує навички ділового етикету у позааудиторній роботі, виступає також щорічна студентська акція «АВТОПРОБІГ». Дана акція об'єднує молодь і закликає їх до дотримання правил безпеки дорожнього руху. Подорожуючи містами України студенти і магістри ХНАДУ ведуть роз'яснювальну роботу із директорами шкіл, вчителями, школярами, вступають у ділові зносини із місцевою адміністрацією, у результаті чого розвивають основні елементи ділового етикету.

При здійсненні даної самостійної управлінської діяльності у магістрів технічних спеціальностей максимально виявляються і реалізуються творчі здібності, формуються моральні якості. Магістри технічних спеціальностей у процесі проведення цих заходів опановують культуру ділового мислення і поведінки, вміння аналізувати процеси ділового життя і конфліктних ситуацій, вирішувати професійні завдання із урахуванням моральної цінності людської особистості.

Таким чином, професійна підготовка фахівців автомобільної галузі має бути фундаментальною, професійно орієнтованою, забезпечувати як формування професійних, так і ділових знань, вмінь і навичок, що можливо за умов коректної організації позааудиторної роботи. Найбільш продуктивними напрямками позааудиторної роботи з формування ділового етикету є заходи органів самоврядування студентів.

Література

1. Костриця Н.М., Свистун В.І., Ягупов В.В. Методика навчання студентів спілкування в управлінській діяльності: Навчальний посібник. — К.: Центр навчальної літератури, 2006. — 272 с.
2. Лесько О.Й., Прищак М.Д., Залюбівська О.Б. Етика ділових відносин: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2011. – 309 с.
3. Лозовой В.О., Уманець О.В., Ценко М.Б. Етикет у просторі спілкування: Навч. пос. – Харків: Видавець ФОП Вапнярчук Н.М, 2008. – 136 с.

Дубинин Евгений Александрович, к.т.н, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, dubinin-rmn@ukr.net

Полянский Александр Сергеевич, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, khadi.pas@gmail.com

Клец Дмитрий Михайлович, д.т.н., доцент, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт",

d.m.klets@gmail.com

Плетнев Вячеслав Николаевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПЦИИ ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Обеспечение безопасности использования колесных машин в настоящее время требует современных подходов к оценке, обеспечению и повышению показателей их эксплуатационных свойств. Успешное решение вопросов обеспечения устойчивости положения машин во многом зависит от того, как учитываются требования к применению важнейшего принципа её оценки – комплексного и системного подхода [1-4]. Это обусловлено высокой степенью взаимосвязи факторов, влияющих на указанное эксплуатационное свойство и вызывает необходимость совершенствования самой концепции обеспечения устойчивости. Вопросам оценки и обеспечения устойчивости положения колесных машин посвящен ряд работ [5-9]. В настоящее время основное внимание уделяется созданию конструкций машин с высокими эксплуатационными свойствами.

Практическая реализация основных принципов комплексного подхода при обеспечении устойчивости положения на этапах жизненного цикла должна базироваться на последовательном решении ряда вопросов. Прежде всего необходимо определить причины низкой устойчивости на каждом этапе, определить насколько полно учтен в этом анализе зарубежный опыт проектирования, производства и эксплуатации подобных машин. При системном подходе к формированию и обеспечению устойчивости необходимо решить три основные задачи: обосновать и установить в виде норматива требуемый уровень устойчивости; минимизировать затраты времени и средств на проектирование, производство и эксплуатацию машин с требуемым уровнем устойчивости; обеспечить необходимые организационные мероприятия по обеспечению нормативов устойчивости в эксплуатации.

Таким образом, концепция обеспечения устойчивости положения колесных машин строится на основе комплексного подхода, который включает в себя:

– на стадии проектирования: определение понятия устойчивости положения, разработку теоретических основ на базе современных подходов и методов для повышения точности ее оценки и прогнозирования, создание конструкций с высокой устойчивостью положения и встроенных средств ее контроля (ВСК) с учетом отечественного и зарубежного опыта;

– на стадии производства: технологическое обеспечение качества изготовления систем и агрегатов машин, которые непосредственно влияют на устойчивость (тормозная система, рулевое управление, ходовая система и так далее), производство перспективных встроенных средств контроля, разработка новых и совершенствование существующих методов испытаний колесных машин на устойчивость;

– на стадии эксплуатации: совершенствование подходов к системе ”водитель-машина-дорожные условия” в виде соблюдения условий и правил эксплуатации машин на уклонах, обеспечение требуемого уровня контроля технического состояния агрегатов и систем, а также состояния водителя, влияющих на устойчивость.

При этом на протяжении этапов жизненного цикла машины идет формирование и обоснование системы параметров устойчивости положения, которые задаются как норматив для выполнения при эксплуатации с целью обеспечения безопасности использования (рис.1).

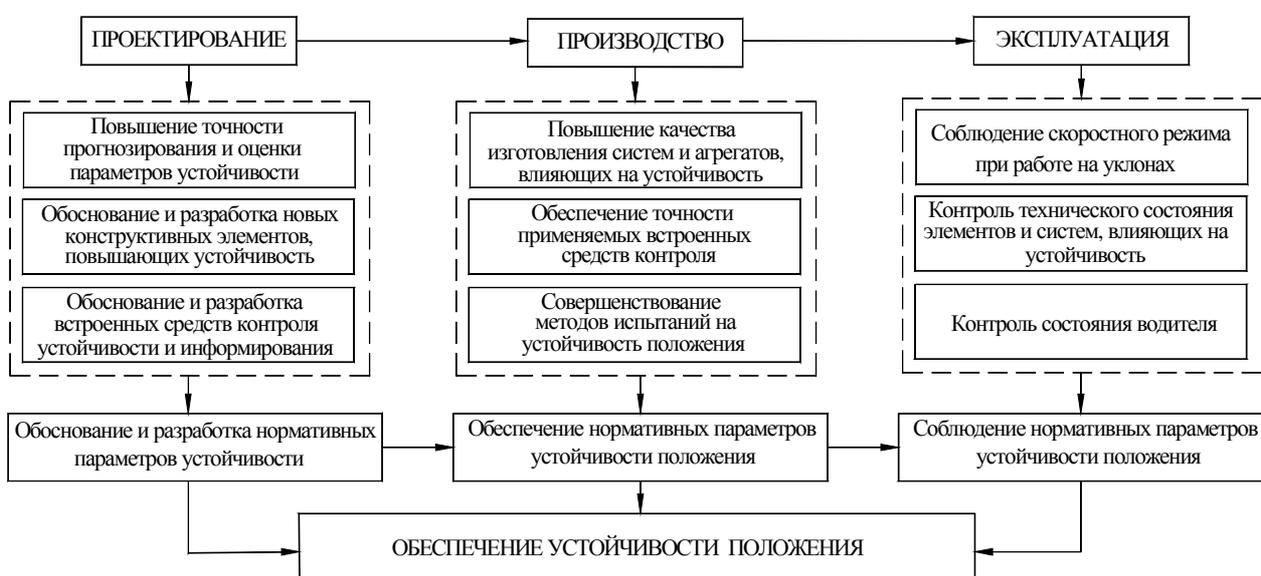


Рисунок 1 – Концепция обеспечения устойчивости положения как сложного эксплуатационного свойства

Нормативная база параметров устойчивости машины структурирована по этапам жизненного цикла. На этапе проектирования обоснование нормативов достижимых параметров устойчивости выполняется с учетом точности оценки, влияния элементов конструкции и встроенных средств контроля. На этапе производства нормативы этих параметров обеспечиваются путем повышения качества изготовления машины, применением ВСК и современных методов испытаний. В эксплуатации их поддержание обеспечивается за счет соблюдения скоростного режима при работе на уклонах, контроля технического состояния машины и состояния водителя.

Принципы разработки концепции при проектировании, производстве и эксплуатации основаны на системном, комплексном подходе, включающем

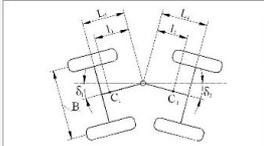
создание встроенных средств контроля. Современные колесные машины оснащены различными ВСК, в том числе и бортовыми компьютерами. С их помощью водитель, в режиме реального времени, может отслеживать большое количество параметров работы. Такие системы должны удовлетворять требованиям по надежности и достоверности отображаемой информации, обладать высокой эргономичностью при работе с ними. Немаловажной для конечного потребителя этих машин является величина затрат на установку и обслуживание систем, необходимость достаточной квалификации водителей при работе с ними. При этом современная система должна быть достаточно простой в эксплуатации, дешевой и надежной.

Для комплексной оценки и обеспечения устойчивости положения колесных шарнирно-сочлененных машин в режиме реального времени возможно применение программы SPSAV (Static Position Stability of Articulated Vehicles) (рис. 2а) и прибора контроля статических углов наклона (рис. 2б) [10], а также мобильного регистрационно-измерительного комплекса (МРИК) [11] (рис. 2в) с соответствующим программным обеспечением DPSAV (Dynamic Position Stability of Articulated Vehicles) (рис. 2г).

Ввод исходных данных:

Колея В, м	1,86	Расстояние от передней оси до шарнира L1, м	1,48
Высота центра масс hс1, м	1,04	Расстояние от задней оси до шарнира L2, м	1,38
Высота центра масс hс2, м	0,75	Расстояние от центра масс передней секции до шарнира П1, м	1,25
Угол поворота δ_1 , град	15,0	Расстояние от центра масс задней секции до шарнира Л2, м	1,1
Угол поворота δ_2 , град	15,0		
Радиус колеса статический Rст, м	0,6		
Радиус колеса свободный Rсв, м	0,8		

РАСЧЕТ



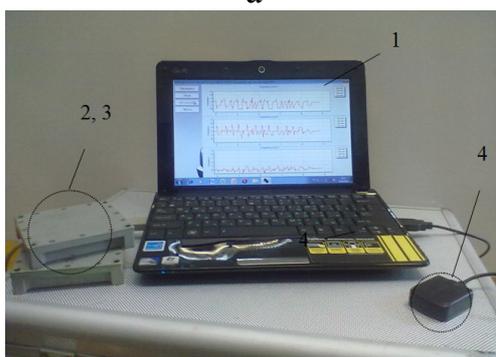
Результаты расчета:

Угол поперечной статической устойчивости передней секции α_1 , град	32
Угол поперечной статической устойчивости задней секции α_2 , град	46

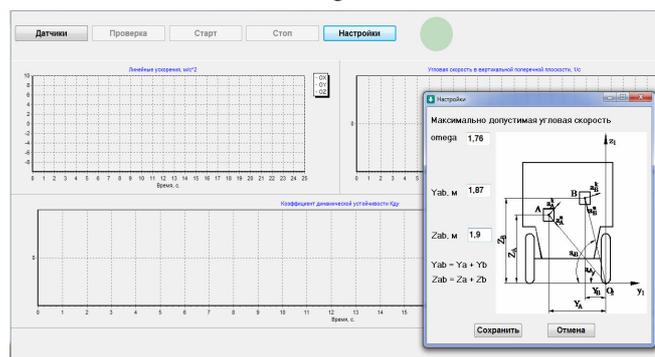
а



б



в



г

а – внешний вид экранной формы программы SPSAV; б – прибор контроля углов наклона машины; в – МРИК; г – внешний вид экранной формы программы DPSAV с окном настроек

Рисунок 2 – Средства контроля и обеспечения устойчивости положения
Эксплуатационные испытания шарнирно-сочлененных колесных тракторов с различными номинальными тяговыми усилиями подтвердили

необходимую точность оценки и быстродействие предложенных приборов и программного обеспечения для контроля и обеспечения устойчивости положения при движении в тяжелых дорожных условиях. При этом максимальная погрешность определения параметров колесных машин не превышала 4%.

Литература

1. Беленький П.Е. Метод системного анализа в организации производственных процессов / П.Е. Беленький. – М.: Экономика, 1972. – 151 с.
2. Ковалева Л.Н. Многофакторное прогнозирование на основе рядов динамики / Л.Н. Ковалева. – М.: Статистика, 1980. – 102 с.
3. Флейшман Б.С. Основы системологии / Б.С. Флейшман. – М.: Радио и связь, 1982. – 368 с.
4. Полянский А.С. Формирование свойств надёжности автотракторных двигателей в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации: дисс. д-ра техн. наук: 05.22.20 / Полянский Александр Сергеевич. – Харьков, 2004. – 381 с.
5. Джонс И.С. Влияние параметров автомобиля на дорожно-транспортные происшествия / И.С. Джонс. Пер. с англ. С.Р. Майзельс. Под ред. Р.В. Ротенберга. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
6. Кулько П.А. Прогнозирование показателей поперечной устойчивости автомобилей на поворотах / П.А. Кулько, А.П. Кулько, Т.А. Галицина // Известия ВолгГТУ. – 2010. – № 3 (10). – С. 58-61.
7. Поспелов Ю.А. Устойчивость трактора / Ю.А. Поспелов – М.: Машиностроение, 1966. – 247 с.
8. Мамити Г.И. Совершенствование расчета устойчивости трициклов / Г.И. Мамити, С.Х. Плиев, В.Б. Тедеев // Тракторы и сельскохозяйственные машины, № 11. – 2014. – С. 25-29.
9. Задорожня В.В. Підвищення безпеки використання колісних машин при виконанні транспортних робіт на поперечному схилі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 „Експлуатація та ремонт засобів транспорту” / В.В. Задорожня. – Харків, 2014. – 20 с.
10. Полянский А.С. Повышение безопасности выполнения транспортных работ колесными средствами транспорта / А.С. Полянский, Д.М. Клец, Е.А. Дубинин, В.В. Задорожня, Н.М. Кириенко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow: Polish Academy of Sciences, 2014. – Vol. 16, No. 7. – P. 125-130.
11. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – № u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

МЕТОДОЛОГІЯ ФОРМУВАННЯ КОМПЛЕКСНО-ОПТИМАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

Транспортно-технологічні системи (ТТС) є основою організації й функціонування машинобудівного виробництва. Тому забезпечення найвищої ефективності та якості роботи таких систем залишається важливою функцією їх творців і фахівців з експлуатації [1]. Виконання цієї функції на етапі проектування ТТС забезпечується шляхом постановки й розв'язання загальних або локальних завдань оптимізаційного синтезу технічних засобів, а на етапі експлуатації – розробкою та реалізацією найбільш ефективних алгоритмів функціонування. Зазначене припускає застосування методів структурно-параметричної оптимізації для ТТС. Одержання оптимальних організаційних і технічних рішень для складних систем базується на методах оптимального синтезу конструкцій елементів ТТС, логістичного керування ними [2] і ТТС у цілому [3].

Слід зазначити, що дотепер не розроблені загальні питання методології комплексної оптимізації ТТС, які могли б забезпечити гранично ефективні рішення на рівні останніх досягнень соціально-гуманітарних і природничих наук, не визначені структурні відмінності методів оптимізації й не проведена класифікація цих методів, а також не встановлені раціональні області їх застосування.

В основу методології комплексної оптимізації слід покласти методи досягнення гранично ефективних рішень, які формуються на базі інформації презентативного опису атрибутів системи. Вирішення завдань синтезу гранично ефективної ТТС може бути досягнуте за допомогою процедур поетапного системно-алгоритмічного пошуку рішень.

Спочатку проводиться пошук і реалізація шляхів забезпечення комплексно-оптимальних рішень, включаючи визначення основних оцінок, створення методики синтезу, здійснення пошуку й осмислення можливостей. Потім на основі загальних законів розвитку технічних систем визначаються категоріальні атрибути ТТС. Далі проводиться вибір загальних і приватних критеріїв оптимальності, а також синтез повної області можливих рішень за структурою й параметрами. Із цієї області шляхом порівняння значень критеріїв оптимальності для різних рішень визначається необхідне оптимальне рішення.

Принциповим питанням є забезпечення повноти області можливих рішень і спосіб її визначення. Очевидно, що значення критеріїв оптимальності можуть суттєво залежати від цих факторів. Для встановлення області можливих рішень визначаються структурні елементи, які на неї впливають, і відповідна процедура спрямованого синтезу складних систем з урахуванням етапу експлуатації. Так класифікації методів оптимізації ТТС буде включати: сфери застосування, призначення й функції системи, кластери фізичних, хімічних, біологічних ефектів і їх комбінації, структури технологій, рівні технізації функцій, нерегульовані параметри системи й алгоритми функціонування. У рамках зазначених методів, що відрізняються об'єктом оптимізації, можуть бути розподілені методи за рівнем

повноти охопту області можливих рішень.

Очевидно, що методи забезпечення пошуку області можливих рішень можуть давати різні результати. Широко застосовуються при аналітичному проектуванні такі методи пошуку структурних рішень: евристичний, композиційний, еволюційний, а також спеціальні методи, що засновані на регулярних процедурах, які враховують особливості будови й розвитку технічних систем, а також змішані методи, що передбачають використання комбінацій із зазначених методів.

Особливі вимоги до повноти області можливих рішень потребують застосування логіко-алгоритмічних процедур, що здійснюються поетапно:

- створюються загальні базові моделі системи, здатні визначати повні безлічі можливих структурних рішень на різних ієрархічних рівнях;
- конкретизуються структури й параметризуються їх елементи;
- розробляються вимоги до надсистеми й проводиться синтез основних елементів системи;
- оптимізуються ці елементи, визначаються оптимальні значення параметрів;
- виконується експериментальна перевірка отриманих результатів і оцінка їх ефективності; при необхідності, вносяться корективи в систему.

При цьому вибір найбільш ефективних структур проводиться після параметризації й параметричної оптимізації системи та її елементів. Останнє забезпечується різноманітними методами параметричної оптимізації, ступінь доцільності застосування яких залежить від видів і типів логіко-математичних залежностей, що описують речовинні, енергетичні й інформаційні перетворення в системі. Зазначені методи структурно-параметричної оптимізації відносяться до нових методів проектування та одержують усе більше поширення. Сучасна комп'ютерна техніка дозволяє забезпечувати необхідні при цьому пошукові й обчислювальні процедури.

Таким чином, методологія оптимізації ТТС у загальному виді повинна передбачати формування сфери застосування, призначення, функцій, кластерів ефектів або їх комбінацій, технологічних процесів (алгоритмів функціонування), структури й параметри елементів. При визначенні цих атрибутів з повної безлічі можливих рішень, що відповідають границям пізнаного соціально-гуманітарними й природними науковими дисциплінами, забезпечується повна комплексна оптимізація ТТС.

Література

1. Тернюк Н.Э. Структура системо-мыследеятельного комплекса для моделирования транспортных систем / Н.Э. Тернюк, Ю.В. Дудукалов, Н.Н. Гладкая, В.В. Федченко // Механіка та машинобудування. – 2011. - №1. – С. 141-148.
2. Naumov V. Definition of the optimal strategies of transportation market participators // TRANSPORT PROBLEMS, Volume 7 Issue 1- 2012. – P. 43-52.
3. Математические модели технических объектов/ под ред. Норенкова И.П. - М.: Высшая школа, 1994. – 160 с.

Кайдалов Руслан Олегович, к.т.н., доцент, докторант, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, kaidalov.76@ukr.net
Баштовий Володимир Михайлович, заступник начальника логістики Головного управління Національної гвардії України, м. Київ, bashtovoj@i.ua

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ МОДЕРНІЗОВАНОГО СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВИБУХОНЕБЕЗПЕЧНИХ ВАНТАЖІВ

Практична діяльність підрозділів Національної гвардії України та інших силових структур пов'язана із необхідністю транспортування небезпечних, зокрема і вибухонебезпечних вантажів. Вібрації, які виникають під час руху по нерівностях дороги здатні небезпечно впливати на вантажі, що перевозяться та здатні призводити до аварійно небезпечних ситуацій. Це, наприклад, стосується проблеми транспортування різних боєприпасів, мін та інших вибухонебезпечних предметів, що є особливо актуальним для сучасної України, як з точки зору забезпечення реалізації робіт з розмінування певних територій так із точки зору забезпечення доставки боєприпасів в зону військового конфлікту. Тому питання поліпшення плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу (СТЗ) для перевезення вибухонебезпечних вантажів, а саме створення нових систем підресорювання із нелінійними характеристиками жорсткості або демпфірування, є актуальним.

В доповіді розглянута конструкція СТЗ, яка на відміну від традиційних має додаткову систему підресорювання, що забезпечує квазінульову жорсткість підвішування вантажів. Для цього на транспортний засіб запропоновано встановити спеціальну віброізоляційну вантажну платформу, яка спирається на раму через пружинний блок, що пропонується виконати у формі ферми Мізеса, з нелінійною характеристикою, яка реалізує стан квазінульової жорсткості.

Розкрита методика проведення дорожніх випробувань та представлено результати експериментальних досліджень СТЗ із запропонованою дворівневою системою підресорювання на трьох різних типах дорожнього покриття: асфальтовому, бездоріжжі та бруківці.

За результатами вимірювань визначено показники плавності ходу СТЗ, за якими встановлено, що використання нелінійної системи підресорювання є ефективним на усіх видах дорожнього покриття та дозволяє в значній мірі зменшити рівень вібрацій в середньому від 22 до 70% за еквівалентне середнє квадратичне значення вібпроприскорень.

Таким чином, за результатами експериментальних дорожніх випробувань спеціалізованого транспортного засобу із додатковою системою підресорювання, встановлено, що використання нелінійного підресорювання дозволяє знизити частоти коливань, що виникають під час руху СТЗ в середньому з 4 Гц до 1 Гц, що також зменшує і вібронавантаженість вантажу. Дане конструктивне рішення щодо поліпшення плавності ходу СТЗ може використовуватись як при модернізації існуючих транспортних засобів, які перевозять вибухонебезпечні вантажі, так і при проектуванні нових.

Кайдалов Руслан Олегович, к.т.н., доцент, докторант, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, kaidalov.76@ukr.net
Літвінов Олексій Володимирович, ад'юнкт, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, lereha-79@mail.ru

ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ ДИНАМІЧНОСТІ БРОНЬОВАНИХ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ВИЗНАЧАЛЬНИХ ВИПРОБУВАННЯХ

Аналіз виконання Національною гвардією (НГ) та іншими силовими структурами України службово-бойових завдань в зоні проведення АТО та забезпеченні правопорядку під час масових заходів показав, що для швидкого перевезення особового складу, знешкодження диверсійних груп, несення служби на блокпостах використання не броньованої колісної техніки є малоефективним.

Наведено результати аналізу тактико-технічних характеристик (ТТХ) зразків бронетранспортерів, а саме БТР - 60, 70, 80, БРДМ - 2М та їх модифікацій, які тривалий час перебувають на озброєнні НГ. Наведений аналіз свідчать про слабкий протикульний захист, відсутність протимінного захисту та низькі показники динамічності цих зразків броньованої колісної техніки.

Проаналізовані шляхи технічного переоснащення НГ щодо забезпечення броньованою колісною технікою, а саме: закупівля іноземних зразків, модернізація існуючих та розроблення і виготовлення нових вітчизняних. У доповіді розкритий порядок прийняття зразка техніки на озброєння та приділено особливу увагу на його важливий етап – проведення випробувань.

Розкрито порядок проведення цих випробувань в умовах максимально наближених до реальної військової експлуатації та методики оцінювання зразків, основу яких склали показники динамічності.

Представлено порівняльний аналіз ТТХ спеціалізованих броньованих автомобілів вітчизняного виробництва, а саме: КрАЗ «Shrek», КрАЗ «Feona», КрАЗ «Hurricane», «БАРС-6», «БАРС-8», «Козак-001», «Козак-2», «Козак-3», «Тритон-01», «Варта» та іноземного «Renault Sherpa Scout».

Наведено результати експериментальних досліджень показників динамічності броньованих автомобілів при визначальних відомчих випробуваннях, що отримані при використанні мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу.

Встановлено, що використання мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу дозволяє скоротити час, підвищити економічність робіт при проведенні випробувань та отримати результати показників динамічності з достатньою точністю. Отже, існуючі методи оцінювання показників динамічності, які використовуються у зазначених методиках застарілі та не у повній мірі відповідають технічному рівню виконання сучасних зразків спеціалізованих броньованих автомобілів. Тому актуальними є питання, які пов'язані із удосконаленням методів оцінювання показників динамічності колісної техніки при приймальних випробуваннях.

Ковтун Анатолій Васильович, к.т.н., доцент, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків
Кудімов Сергій Анатолійович, викладач, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків
Маренко Геннадій Миколайович, к.т.н., доцент, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків

ПРОГНОЗУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ВИХОДУ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ЗІ СТРОЮ З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПРИЧИН ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ СЛУЖБОВО-БОЙОВИХ ЗАДАЧ

Організація експлуатації автомобільної техніки (АТ) у військових частинах і підрозділах Національної Гвардії України (НГУ) складається з проведення комплексу заходів, які направлені на забезпечення її постійної готовності до застосування за призначенням і високої ефективності застосування при виконанні службово-бойових завдань.

При цьому, підтримання заданого рівня надійності АТ залишається найважливішим завданням автотехнічного забезпечення військових частин і підрозділів, яке вирішується фахівцями автомобільної служби під час її експлуатації. Необхідність підтримання заданого рівня надійності АТ, впливає із того, що від справності (працездатності) АТ залежить бойова готовність військових частин і підрозділів [1,2].

У зв'язку з різким підвищенням складності АТ, необхідне ретельне наукове обґрунтування військово-технічних рішень, які приймаються при експлуатації машин. При цьому необхідно оцінити існуючий рівень надійності АТ для визначення потрібної кількості справних (працездатних) машин, необхідних для забезпечення виконання службово-бойових завдань при проведенні спеціальної операції. Вирішення задачі визначення потрібної кількості справних (працездатних) машин, необхідних при проведенні спеціальної операції, можна здійснити на основі існуючих показників надійності. Однак, в теперішній час, існує велика кількість, як одиничних, так і комплексних показників, які не дають можливості узагальнено оцінити рівень надійності сучасної АТ, що приводить до ускладнення процесу визначення потрібної кількості справних машин, необхідних для забезпечення проведення спеціальної операції.

Зупинка машини через виникнення технічних несправностей або робота з неприпустимими відхиленнями від заданих робочих характеристик є експлуатаційною відмовою машини. Поява відмови викликає необхідність відновлювання машини на місці виходу з ладу або буксирування її до пункту ремонту, що ставить під загрозу виконання бойового завдання. Тому виникнення відмов АТ при проведенні СО повинно бути мінімізоване.

При плануванні участі АТ у СО, можливий вихід машин зі строю від експлуатаційних несправностей (M_e), що ґрунтується на урахуванні $K_{тг}$.

Недоліки такого розрахунку: не враховується вік машин, їх напрацювання та категорії умов експлуатації.

Пропонується в якості комплексного показника надійності АТ використовувати коефіцієнт оперативної готовності $K_{OG}(t)$.

З урахуванням коефіцієнту оперативної готовності можна визначити середню кількість працездатних машин к закінченню часу проведення спеціальної операції (періоду t) $M_{СПР_{КСО}}(t)$:

$$M_{СПР_{КСО}}(t) = K_{OG}(t) \cdot M_{СПР_{КСО}},$$

де $M_{СПР_{КСО}}$ – кількість працездатних машин на початок проведення спеціальної операції.

З урахуванням середньої швидкості руху машин в залежності від категорії умов експлуатації, цю формулу можна записати через пробіг в км:

$$M_{СПР_{КСО}}(l) = K_{OG}(l) \cdot M_{СПР_{КСО}}$$

де l – пробіг в км.

Можливий вихід машин зі строю від експлуатаційних несправностей, в цьому випадку, визначається формулою:

$$M_E = M_{СПР_{КСО}} - M_{СПР_{КСО}} \cdot K_{OG}(l),$$

де $M_{СПР_{КСО}}$ – кількість справних машин на початок операції.

Наведені результати дозволяють визначити кількість справних машин на кінець проведення спеціальної операції, вплив на неї умов експлуатації та намітити шляхи забезпечення високого рівня надійності автомобільної техніки на етапі розробки вимог до сучасних зразків техніки Національної гвардії України.

Література

1. Організація використання і технічного обслуговування автобронетанкової техніки у внутрішніх військах МВС України. Навчальний посібник. С.А. Соколовський, Г.М. Маренко, В.І. Кужелович, П.Д. Буряк, А.В. Ковтун, О.В. Іванченко - Харків. Академія ВВ МВС України, 2006 - 93 с.
2. Настанова з автомобільної служби Внутрішніх військ МВС України. - Київ: МВС України. - 2003р. - 150 с.

Колесник Иван Васильевич, ассистент, Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенка, ivankolesnik89@gmail.com

ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ

Часто при проектировании новых и модернизации уже существующих тракторных агрегатов определяющими являются характеристики криволинейного движения, исследованиями которого занимаются большое число ученых.

Техническое диагностирование значительно влияет на интенсивность использования техники из-за ее коэффициент готовности. Предупреждение отказов, оперативное их устранение резко снижают простои машин по техническим причинам, увеличивают их производительность и качество выполнения сельскохозяйственных операций, что положительно сказывается на сроках выполнения работ, способствует получению дополнительной прибыли сельхозтоваропроизводителями.

Для трактора на транспортных работах решается задача повышения функциональной точности, при которой оценивается отклонение при движении от конфигурации проезжей части дороги (коридор движения). При этом решается задача для кратковременного однократного и многократного, длительного дискретного и непрерывного воздействия водителя на рулевое управление трактора. Для данных режимов работы трактора на транспортных работах обоснована методология обеспечения функциональной стабильности гидрообъемного рулевого управления [1].

При повороте любого тракторного агрегата пятно контакта движителя с опорной поверхностью осуществляет сложное движение, состоящее из скольжения пятна контакта по почве и качения его по данной плоскости. Скольжения пятна есть плоскопараллельное движение, представляющая собой совокупность поступательной и вращательной части. Связь между этими видами движения, согласно законам механики, осуществляется с помощью мгновенного центра скоростей (МЦС) [2].

В процессе движения в зоне контакта с грунтом возникают элементарные силы сопротивления, вектор которых направлен в сторону, обратную вектору скорости скольжения. В результате приведения всех элементарных сил трения в центр контакта получим результирующую силу и результирующий момент. Связь между силовыми факторами осуществляется также через мгновенный центр скоростей.

Скорость скольжения элементарной площадки при плоскопараллельном движении всегда перпендикулярна линии, соединяющей эту площадку с мгновенным центром скоростей. [3].

Используя данные критерии можно оценить функционирования МТА по угловому ускорению внутреннего управляемого колеса и, соответственно, угловому ускорению поворота рулевого колеса.

При малой скорости движения, поворот также может иметь

нестационарный режим. При отсутствии центробежных сил инерции, несмотря на переменный радиус, в каждый момент времени внешние силы вместе с реакциями со стороны почвы представляют уравновешенную систему сил. Это позволяет представить процесс движения как квазистатический поворот, модель которого является смешанной системой, состоящей из уравнений статического поворота и дифференциальных уравнений для построения траектории.

При движении по криволинейной траектории необходимо определить угловую скорость внутреннего (относительно центра поворота) управляемого колеса, а следовательно, и угловую скорость поворота рулевого колеса.

Принимая во внимание принятое выше определение маневренности, одними из основных показателей, характеризующих маневренность МТА, являются минимальный радиус поворота и ширина поворотной полосы, учитывающие не только базу трактора – тягача, но и длину прицепного звена, его ширину и расстояние, на которое необходимо дополнительно переместить агрегат для обеспечения качественных показателей работы [4].

Поворот трактора, за счет влияния внешних возмущающих факторов, приобретает неравномерное вращательное движение. Данное движение характеризуется переменными значениями, как углового ускорения $\dot{\omega}_\alpha \neq const$, так и угла поворота $\alpha = f(t)$.

Разработана математическая модель, которая позволяет оценить функционирование МТА на основе силовых параметров возникающих при управляемом повороте тракторного агрегата. На основе полученной аналитической модели определены обобщающий диагностический параметр - передаточная функция угловых ускорений внутреннего управляемого и рулевого колес, которая позволяет оценить функционирование систем рулевого управления, без необходимости вмешательства в конструкцию или прекращения технологического процесса. Проблема функциональной точности рулевого управления трактора решается путем оценки отклонений (ошибок) функциональных параметров от их расчетных (номинальных) значений, возникающих под влиянием различных дестабилизирующих факторов.

Литература

1. Колесник И.В. Критерии и оценочные показатели маневренности трактора на транспортных работах / И.В. Колесник // Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Vol.18, № 7, Lublin 75 – 79, 2016.
2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / Тарг С.М. – М.: Высшая школа, 416, 1986.
3. Трояновская И.П. Повышение эффективности малогабаритного погрузчика путем улучшения его поворотливости / И.П. Трояновская., дисс. ... канд. техн. наук, ЧГАУ, Челябинск, 167, 2002.
4. Фирсова М.М. Оценка агрегатирования сельскохозяйственных машин с тракторами: Методические указания (МУ 23.2.10-81)) / под. ред. М.М. Фирсова. – М.,150, 1983.

НЕЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

В настоящее время подавляющее большинство силовых зубчатых передач имеют эвольвентный профиль зубьев. Это обусловлено целым рядом технологических и эксплуатационных преимуществ эвольвентных колес [1-3]. Однако эвольвентное зацепление имеет и существенный недостаток: во внешнем зацеплении наблюдается двояковыпуклый контакт профилей, что приводит к значительным контактным напряжениям и ограничивает нагрузочную способность передачи.

Коррекция внешнего эвольвентного зацепления позволяет несколько повысить его нагрузочную способность, в том числе и по контактными напряжениями, но не решает проблему в целом. Принципиально решить проблему контактных напряжений можно лишь отказавшись от эвольвентных профилей и реализовав в зацеплении выпукло-вогнутый контакт. Это даст возможность увеличить приведенный радиус кривизны контактирующих зубьев без увеличения межосевого расстояния. Такие попытки неоднократно предпринимались, но ни один из предложенных вариантов не выдержал конкуренции с эвольвентным зацеплением. Наиболее удачным решением, внедренным в производство, было зацепление Новикова [1-3]. Нагрузочная способность передач Новикова в 1,5...2,0 раза выше аналогичных с эвольвентными профилями. Одним из недостатков данных передач есть отсутствие торцевого перекрытия, поскольку профили зубьев очерченны несопряженными кривыми (дугами окружностей с достаточно близкими радиусами кривизны). Поэтому, для обеспечения непрерывности зацепления зубчатые колеса передач Новикова обязательно должны быть косозубыми с шириной зубчатого венца большей осевого шага зубьев.

В данном докладе представлен результат профилирования зубьев пары цилиндрических зубчатых колес, реализующих выпукло-вогнутый контакт и обладающих коэффициентом торцевого перекрытия $\epsilon_\alpha > 1$. Методика синтеза базировалась исключительно на основной теореме зацепления, что гарантирует сопряженность полученных профилей.

Литература

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И. И. – М.: Наука, 1975.– 638 с.
2. Теория механизмов и машин: учебн. для вузов / [Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К. и др]; под ред. К. В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987.– 495 с.
3. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин / Кожевников С. Н. – М.: Машиностроение, 1973.– 590 с.

Костенко Е.С., аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, mashalena90@mail.ru

КУЛЬТУРОЛОГИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА СПЕЦИАЛИСТОВ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ В ТЕХНИЧЕСКИХ ВУЗАХ

Современные изменения в социально-культурном, политическом и экономическом развитии общества, обновление образовательного процесса в Украине стали стимулом поиска новых подходов к профессиональной подготовке будущих специалистов автомобильной промышленности.

Профессиональная деятельность специалистов автомобильной промышленности является сложной интегральной системой, которая включает не только проектно-конструкторский и производственно-технологический, а и организационно-управленческий аспект деятельности. Помимо высокой профессиональной компетентности и эрудиции в технических областях знаний, он должен быть способным организатором, прекрасным оратором, аналитиком и управителем, контролирующим обеспечение качества технических процессов, владеть культурой устной и письменной речи.

Поэтому будущим специалистам-автомобилистам необходима качественная культурологическая подготовка, которая подразумевает формирование высоких культурологических знаний, умений и навыков, а также становление и развитие личностной и профессиональной культуры.

Теоретические и практические аспекты формирования профессиональной и личностной культуры исследовались Е. Бондаревской, И. Зязюном, И. Исаевым, В. Краевским, Я. Коломинским, Н. Ничкало, Г. Дегтяревой, С. Сысоевой, В. Сластьониным, Г. Васяновичем, А. Музалевым, Л. Руденко, В. Ливенцовой и др.

Профессиональная культура – это определенная степень овладения человеком приемами и способами решения профессиональных задач [1, с.122].

Высокий уровень профессиональной культуры специалиста характеризуется развитой способностью к решению профессиональных задач, т.е. развитым профессиональным мышлением и сознанием.

Профессиональная культура специалиста автомобильной промышленности, на наш взгляд, состоит из таких взаимосвязанных компонентов – инженерной, коммуникативной, этической и управленческой культуры.

Инженерная культура данного специалиста, по нашему мнению, подразумевает владение высокими техническими и технологическими отраслевыми знаниями, высоким уровнем интеллектуального развития.

Коммуникативная культура специалиста автомобильной промышленности – это интегративная категория, включающая культуру профессионального общения и культуру профессиональной речи, которая подразумевает владение профессиональной лексикой, терминологией, различными формами письменной и устной профессиональной речи, умение создавать тексты, используемые в ситуациях профессиональной коммуникации,

использовать отраслевую терминологию; соблюдение правил и норм литературного языка, уместного использования терминологии, словосочетаний, свойственных автомобильной отрасли; развитие навыков формулировки собственных высказываний, умений анализа текстов (как устных, так и письменных).

Управленческая культура специалиста автомобильной промышленности, на наш взгляд, отображает умение ответственно, нестандартно и результативно подходить к вопросам планирования, организации, мотивации и контроля.

Этическая культура данного специалиста проявляется в соблюдении системы морально-профессиональных норм и ценностных установок, действующих в профессиональной деятельности.

Профессиональная культура специалиста тесно взаимосвязана с личностной культурой.

Личностная культура специалиста-автомобилиста, на наш взгляд, состоит из культуры самосовершенствования, самоорганизации, а также сформированности профессионально важных личностных качеств.

Культура самоорганизации специалиста автомобильной промышленности подразумевает умение работать по плану, алгоритму, создавать свои методики обработки информации, уметь составлять и выполнять план личной деятельности.

Личностное самосовершенствование данного специалиста представляет собой процесс целенаправленной и систематической работы, направленной на формирование у себя положительных и устранение отрицательных качеств, систематической работы по расширению и углублению профессиональных знаний, совершенствованию имеющихся навыков и умений работы с автомобильной техникой.

К профессионально важным качествам специалиста автомобильной промышленности относим ответственность, инициативность, эмоциональную стабильность, порядочность, организованность, пунктуальность, требовательность, развитый интеллект, самообладание, коммуникабельность.

Таким образом, культурологическая подготовка будущих специалистов автомобильной промышленности предполагает становление и развитие личностной и профессиональной культуры, которые позволят будущему специалисту эффективно осуществлять предстоящую профессиональную деятельность.

Литература

1. Грунт Е. В., Лымарь А. Н. Особенности профессиональной культуры, как феномена культуры // Культура, личность, общество в современном мире: методология, опыт эмпирического исследования. Материалы X международной конференции. Екатеринбург, 2007. – с. 128.

Леоненко Олександр Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба
Суслов Марк Павлович, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба
Храмов Дмитро Валерійович, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ І ПІДВИЩЕННЯ ВИРОБНИЧИХ МОЖЛИВОСТЕЙ РУХОМОЇ МАЙСТЕРНІ РЕГЛАМЕНТНИХ РОБІТ ТА ПОТОЧНОГО РЕМОНТУ МЕГТ-1

Правильна і технічно грамотна організація експлуатації автомобільної та електрогазової техніки є складовою частиною автотехнічного та аеродромно-технічного забезпечення (АТЗ) військ і має за мету забезпечити успішне виконання поставлених задач і збереження при цьому машин у постійній справності та готовності до подальших дій.

Однією з найважливіших проблем при експлуатації автомобільної та електрогазової техніки в умовах ведення воєнних дій та відриву від місць постійної дислокації є скорочення її простоїв через технічну несправність, зменшення матеріальних і трудових витрат на її обслуговування, що в значній мірі залежить від організації виконання регламентних робіт (РР) та поточного ремонту (ПР).

Відсутність обладнаних і повністю укомплектованих стаціонарних чи рухомих засобів технічного обслуговування (ТО) та поточного ремонту машин не може служити підставою для зміни періодичності і обсягу виконуваних робіт. Існуючі засоби ТО і ПР електрогазової техніки не забезпечують виконання повного обсягу РР на спеціальному обладнанні засобів АТЗ польотів.

Майстерня МЕГТ-1 призначена для виконання регламентних робіт та поточного ремонту спеціального обладнання електрогазової, киснево-газової техніки і теплотехнічних засобів забезпечення польотів авіації в польових умовах в складі рухомої авторемонтної майстерні ПАРМ-1М1 і у воєнний час передбачена як штатний рухомий засіб підрозділів технічного та тилового забезпечення і окремих ремонтно-відновлювальних батальйонів спеціальних машин.

Однак відсутність автономного електроживлення в МЕГТ-1 не дозволяє використовувати її самостійно у відриві від місць постійної дислокації. Крім того, обмежена їх кількість стала однією з ключових проблем щодо обслуговування засобів АТЗ польотів в зоні антитерористичної операції.

Модернізацію майстерні МЕГТ-1 можна пропонувати за наступними напрямками: 1) заміна базового автомобільного шасі КамАЗ-4310 на шасі вітчизняного виробництва; 2) укомплектування майстерні власним джерелом живлення; 3) обладнання причепів до існуючих рухомих майстерень зі спеціальним обладнанням з комплекту МЕГТ-1; 4) оновлення окремих зразків обладнання та приладів майстерні.

Молодан Андрій Олександрович, канд. техн. наук, доцент, докторант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
moland@yandex.ua

ЕКОНОМІЯ ПАЛИВА ЗА РАХУНОК ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ В ДВИГУНІ

Технологія відключення циліндрів поки не отримала широкого розповсюдження. Причин тому кілька. Головні з них - ступінчастість регулювання, наявність дроселювання між режимами роботи, порушення температурного режиму і рівномірності зносу циліндрів.

Дросель в автомобільному двигуні в прикритому стані (в режимах холостого ходу і малих навантажень) є винуватицею зменшення коефіцієнта корисної дії мотора, що призводить до підвищення витрат палива. Поліпшити показники в цих режимах можна двома способами - удосконаленням процесу згоряння (форкамерно і пошарове сумішоутворення, зміна ступеня стиснення і ін.) і виключенням з роботи частини циліндрів в режимі часткових навантажень. У другому випадку залишилися циліндри функціонують з відкритою ширше дросельною заслінкою. На даний момент цей спосіб підвищення економічності ДВС - один з найефективніших.

Сутність даного методу полягає в тому, що в міру зменшення (або збільшення) навантаження за рахунок припинення подачі палива в різні циліндри відключається частина робочих циклів, що забезпечують отримання необхідної в даному режимі потужності. Реалізується це за допомогою електромагнітних форсунок. Дросель у всьому діапазоні зміни навантажень двигуна залишається повністю відкритою, що веде до збільшення індикаторного і механічного ККД двигуна. Економія палива при використанні даного методу [1] на режимах часткових навантажень становить 20 - 23% з одночасним суттєвим зменшенням у 2,5 - 4 рази токсичності відпрацьованих газів. На холостому ходу витрата палива зменшується майже вдвічі.

Переваги відключення циклів:

- кількість відключаються циклів може бути будь-яким, що дозволяє забезпечити роботу двигуна на оптимальному складі суміші в широкому діапазоні навантажень, аж до холостого ходу. Величина «відключається» потужності обмежується числом циліндрів;

- при регулюванні потужності відключенням циліндрів змінюється їх температурний режим, так як вони залишаються незадіяними протягом тривалого часу. При методі регулювання потужності двигуна відключенням окремих робочих циклів, пропущені цикли припадають на різні циліндри, тому вони практично не встигають охолоджуватися;

- не потрібно особливих змін конструкції (на відміну від інших подібних методів).

Якщо при частковому навантаженні багатоциліндрового двигуна виключити кілька циліндрів, то інші будуть працювати при більшому навантаженні з найкращим ККД. Так, при роботі восьмициліндрового двигуна з

частковим навантаженням весь об'єм повітря можна направити тільки чотирьом циліндрах, їх навантаження збільшиться вдвічі і ефективний ККД двигуна підвищиться. Охолоджуюча поверхню камер згоряння у чотирьох циліндрів менше, ніж у восьми, тому кількість теплоти, відведений системою охолодження, знижується, і витрата палива може зменшитися [2] на 25%.

Для відключення циліндрів зазвичай застосовують управління приводом клапанів [3]. Якщо обидва клапани закриті, то суміш в циліндр не надходить і постійно знаходиться в ньому газ послідовно стискається і розширюється. Робота, що витрачається при цьому на стиснення газу, знову вивільняється при розширенні в умовах невеликого відведення теплоти стінками циліндра. Механічний і індикаторний ККД [4] в цьому випадку поліпшуються в порівнянні з ККД восьмициліндрового двигуна, що працює на всіх циліндрах при тій же ефективній потужності.

Цей спосіб відключення циліндрів дуже зручний, так як циліндр відключається автоматично при переході двигуна на часткові навантаження і включається практично миттєво при натисканні на педаль управління. Отже, водій в будь-який момент може використовувати повну потужність двигуна для здійснення обгону або швидкого подолання підйому. При русі в місті економія палива виявляється особливо чітко. У виключених циліндрів відсутні насосні втрати, і вони не подають повітря в випускний трубопровід. При русі під ухил вимкнені циліндри роблять менший опір, гальмування двигуном зменшується, і автомобіль за інерцією проходить більший шлях, як при наявності муфти вільного ходу.

Вимкнення циліндра верхньоклапанного двигуна з нижнім розподільним валом зручно здійснити за допомогою переміщуваного електромагнітом упору коромисла клапана. При виключенні електромагніту клапан залишається закритим, так як коромисло повертається кулачком розподільного валу навколо точки дотику з торцем стрижня клапана, а упор коромисла може при цьому вільно переміщатися.

Література

1. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с.
2. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П.Н. Гащук. – Львов: Свет, 1992. – 208 с.
3. Евсеев П.П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля / П.П. Евсеев. – К.: Викола, 2006. – 236 с.
4. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль/Пер. с чешск. В. Б. Иванова; Под ред. А. Р. Бенедиктова. - М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.

Морозов Олександр Олександрович, д.т.н., професор, головний науковий співробітник, Національна академія Національної гвардії України, maangu@ukr.net

АЛГОРИТМ ФОРМУВАННЯ ПЛАНІВ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТЕХНІКИ

Організація технічного обслуговування та ремонту (далі – обслуговування) техніки при планово-попереджувальній системі обслуговування передбачає забезпечення ритмічності виконання всіх передбачених нормативними документами заходів. Для цього розробляються плани обслуговування техніки.

Практика організації обслуговування парків різнотипної техніки показує, що жорстко задані терміни обслуговування не дозволяють рівномірно розподілити трудовитрати на весь планований період, що приводить до нерівномірного завантаження органів обслуговування в окремі періоди часу. Для подолання протиріччя, що виникає, запропоновано визначати інтервали, в межах яких можна варіювати строками обслуговування заданих типів техніки.

Припущення, що планове обслуговування зразків техніки k -го типу можна почати раніше на величину Δt_{1k} або пізніше на величину Δt_{2k} , початок такого обслуговування обирається в інтервалі

$$i \times t_k^H - \Delta t_{1k} \leq t'_{kz} \leq i \times t_k^H + \Delta t_{2k}, \quad k = \overline{1, M}, \quad (1)$$

де M – кількість типів зразків техніки, що підлягають обслуговуванню в календарному плануванні; t_k^H – нормативний строк експлуатації зразка техніки k -го типу; Δt_{1k} , Δt_{2k} – граничний допуск на зменшення (збільшення) строку обслуговування відповідно; t'_{kz} – строк експлуатації зразка техніки k -го типу до z -го обслуговування для скорегованого плану.

За цих умов оптимізація вихідного плану полягає у виборі величин τ_{kz} , що визначають строк обслуговування від початку планового періоду

$$\tau_{kz} = \begin{cases} 0, & \text{якщо } z = 0; \\ \tau_{k, z-1} + t'_{kz}, & \text{якщо } z > 0. \end{cases} \quad (2)$$

Тоді обслуговування техніки буде здійснюватися через обрані інтервали τ_{kz} , які оптимізують процес обслуговування за заданими критеріями.

Для введеного параметру обслуговування "одиниця планового періоду" розроблено алгоритм рішення задачі формування оптимального плану обслуговування парку різнотипних зразків техніки, який дозволяє формувати плани з урахуванням виробничих можливостей обслуговуючих органів. Ітераційний алгоритм рішення шуканої задачі дозволяє одержувати варіанти рішень для різних значень змінних, що варіюються.

Морозов Олександр Олександрович, д.т.н., професор, головний науковий співробітник, Національна академія Національної гвардії України, maangu@ukr.net

ЗАДАЧА ФОРМУВАННЯ ТОПОЛОГІЇ РОЗОСЕРЕДЖЕНИХ СИСТЕМ ПОТОЧНОГО РЕМОНТУ ТЕХНІКИ

Підтримання у працездатному стані парків техніки вимагає створення відповідних систем технічного обслуговування та ремонту (далі – систем ремонту (СР)). На сьогоднішній день відомі способи, методи та принципи створення таких систем. Але запропонований науково-методичний апарат забезпечує ефективне вирішення задач створення "стаціонарних" систем ремонту, коли їх сили та засоби зосереджуються в одному місці. Якщо виникає необхідність відновлення розосередженого на певній території парку техніки в місцях виходу її з ладу виникає необхідність створення розосереджених СР. І такі системи повинні забезпечувати поточний ремонт (ПР).

Такі системи повинні здійснювати ПР множин техніки (далі – споживачі) на певній території мінімальною кількістю ремонтних органів (РО), що мають різні (або типові) функціональні можливості. Споживачі на території мають певні координати розташування (далі – точки ремонту (ТР)), визначаючи тим самим топологічне поле або топологію СР.

Запропоноване розв'язання задачі формування розосередженої СР припускає, що розміри топологічного поля і координати ТР відомі і включає вирішення наступних часткових задач:

- вибір РО кожного виду, які дозволять обслужити всі ТР топологічного поля системи ремонту;
- визначення місць розміщення РО на топологічному полі;
- закріплення точок ремонту топологічного поля за ремонтними органами.

Основні процедури щодо формування топології СР техніки сформульовані як задача лінійного математичного програмування. Всі сформульовані задачі: закріплення при визначенні кількості РО, призначень при визначенні місць їх розміщення, транспортна - при закріпленні точок ремонту за ремонтними органами, мають ефективні алгоритми рішення. Ця обставина дозволила використати ітераційну процедури переходу від вихідної розбивки ТР до локальної компактної розбивки, а також при використанні зворотної процедури для генерації і пошуку нового вихідного варіанта розбивки, здатного привести до іншої компактної розбивки із кращою оцінкою.

Введення поняття компактної розбивки точок топологічного поля дозволило задачу розміщення РО і закріплення точок ремонту за ними звести до задачі одержання компактної розбивки.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@ukr.net
Тимченко Олексій Ігорович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, timoxa230@mail.ru
Цибульський Вадим Анатолійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПРОБЛЕМИ ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ З ТЕХНОЛОГІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ ТА РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ

Будь-яка діяльність вищого навчального закладу, будь-який об'єкт та будь-яке окреме рішення повинні сприяти досягненню головної мети - підвищенню ефективності освіти.

Нові економічні умови, зміни в структурі й діяльності, викликані цими умовами, падіння престижу деяких спеціальностей, зусилля конкуренції серед вузів на ринку праці й на ринку утворювальних послуг змушують утворювальні установи звернути серйозну увагу на підготовленість вузу зробити навчальні послуги з гарантованою якістю останніх.

Оцінка якості утворювальних послуг повинна вироблятися на основі якості підготовки фахівця. Ця підготовка характеризується не тільки оцінками в дипломі випускника вузу, але й об'єктивно оцінює дійсні знання студентів.

Тому найпершим завданням, на наш погляд, є вдосконалювання учбово-методичної роботи.

Для такого висновку існують наступні передумови:

- різке скорочення часу аудиторних занять;
- економічна ситуація в країні;
- різке скорочення обсягу годин з досліджуваних дисциплін при одночасному рості інформації, та інформаційних технологій ;
- недосконалість навчальних планів;
- практична відсутність роботи учбово-методичних комісій.

Для підготовки висококваліфікованого фахівця необхідно в процесі навчання забезпечити одержання якісних базових знань. Такі знання у нашому вузі повинна давати загальнотехнічна підготовка студента. Ця підготовка, як правило, завершується на третьому курсі навчання. Недолік такої підготовки полягає у тому, що під час навчання студент не тільки повинен одержати певний обсяг знань, але його ще треба навчити вчитися, просто навчити виділяти головне, що наприкінці процесу навчання буде тією базою, яка надалі, буде сприяти одержанню спеціальних знань.

Загальнотехнічний цикл дисциплін, завершується курсом «Основи технології виробництва та ремонту автомобілів», який не є прохідним при підготовці інженера, тому, що створює основи для спеціальної технологічної підготовки. Від якості засвоєння цієї дисципліни залежить подальша технологічна підготовка майбутнього фахівця.

При вивченні цього курсу студент пізнає не тільки абетку технології виготовлення та ремонту, але при цьому розвивається і технологічне мислення.

Студенти уперше знайомляться з якісною оцінкою технології, оптимізацією конструкції з енергетичних і кінематичних параметрах, стосовно до реальних машин, або їх вузлів. Виробляє практичні навички застосування методик рішень інженерних завдань. Визнає загальні підходи при створенні конструкцій, що відповідають поставленій меті.

Навчальні плани з дисциплін необхідно встановлювати більш раціонально.

Навчальні плани, які призначені до використання, обов'язково повинні проходити узгодження з усіма кафедрами, які беруть участь у навчальному процесі. При цьому зауваження кафедр повинні бути максимально задоволені.

Необхідно забезпечити доступність навчальних дисциплін. Так у курсі «Основи технології виробництва та ремонту автомобілів» використовується інформація, одержувана студентами на всіх попередніх загальнотехнічних дисциплінах. При теоретичному і практичному вивченні даного курсу необхідні знання, наприклад, з матеріалознавства, електротехніки і так далі. А цю інформацію, студент отримує вже після вивчення курсу «Основи технології виробництва і ремонту автомобілів». Тут чітко простежується відсутність роботи методичних комісій.

В іншому випадку в курсі «Основи технології виробництва і ремонту автомобілів» 10% часу використовується на ознайомлення студентів з інформацією, яку вони повинні отримувати з інших дисциплін.

При існуючому різкому скороченні навчального часу аудиторних занять, що ми маємо в цей час, доцільно переглядати методику читання лекцій, методику проведення практичних занять. По-перше, необхідно якнайбільше використовувати можливості розмножувальної техніки. Треба більше випускати конспектів лекцій, методичних вказівок для проведення практичних занять. При цьому, наприклад, у конспектах лекцій викладати повний обсяг матеріалу, а на лекціях читати тільки основи його, пояснюючи студентам базисні знання по досліджуваним курсам. А інший матеріал студент повинен самостійно вивчити й відзвітуватися за нього при контролі знань. Практичні заняття варто проводити з використанням методики проблемного навчання, коли студентові надається можливість самостійно вирішувати проблемні завдання, на прикладі ігрових ситуацій.

На наш погляд, виконання цих завдань дозволить підняти якість підготовки фахівців, що є одним з визначальних факторів у завоюванні ринку освітніх послуг.

Література

1. Булонський процес: документи /Європ. Ун-т; Уклад.: З.І. Тимошенко, А.М. Грехов, Ю.А., Гапон та ін. – К.: Вид-во Європ. Ун-т, 2004.-169 с.
2. Булонський процес: нормативно-правові документи / Європ. Ун-т; Уклад.: З.І. Тимошенко, І.Г. Оніщенко, А.М. Грехов, Ю.А. та ін. – К.: Вид-во Європ. Ун-т, 2004.-102 с.

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, завідувач кафедри, Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com
Бобошко Олександр Андрійович, к.т.н., доцент кафедри, Харківський Національний автомобільно-дорожній університет
Кайдалов Руслан Олегович, к.т.н., доцент, докторант, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, kaidalov.76@ukr.net
Нікорчук Андрій Іванович, ад'юнкт, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, nikorchuk@ukr.net

ЗАСТОСУВАННЯ КОМБІНОВАНОГО СПОСОБУ УПРАВЛІННЯ ДЛЯ ЗДІЙСНЕННЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ «КРАБОМ»

У теперішній час з'явилися автомобілі з усіма направляючими (поворотними) колесами. При повороті усіх коліс в один бік на однаковий кут автомобіль отримує можливість рухатись по прямій під кутом до своєї поздовжньої осі. Такий рух може здійснюватись під час паркування автомобілів або під час обгону; для спеціалізованих військових колісних машин під час руху у натовпі для його розосередження, об'їзду пошкоджених машин автомобільної колони у разі нападу на неї. Однак реалізувати такий спосіб маневрування на вантажних або багатовісних машинах важко.

У доповіді запропоновано спосіб руху автомобіля по прямій під кутом до своєї поздовжньої осі за рахунок повороту передніх напрямних коліс й одночасного загальмування коліс зовнішнього борту.

Спосіб руху автомобіля «крабом» використовується для паркування автомобіля для більш точної їх установки на потрібне місце. Вказаний спосіб руху вже не можна називати поворотом, оскільки відсутній поворот поздовжньої осі машини. Тому у відомій літературі він отримав назву маневру – «рух крабом». Такий маневр може використовуватись під час переходу із однієї полоси руху в іншу (маневр «перестановка»).

«Рух крабом» при виконанні маневру «перестановка» дозволяє скоротити час на обгін без збільшення габаритів автомобіля у поперечному перерізі дороги, що позитивно впливає не тільки на безпеку руху а й зменшує імовірність ураження військових машин. Однак реалізувати «рух крабом» з поворотом усіх коліс на вантажних та багатовісних автомобілях пов'язаний з багатьма конструктивними складностями. Допомогти у вирішенні вказаного завдання може застосування комбінованого способу повороту, але при загальмуванні коліс зовнішнього, а не внутрішнього борту.

У доповіді наведено рівняння, що описує умову забезпечення «руху крабом» повнопривідного автомобіля. Аналіз отриманого рівняння дозволяє оцінити можливість руху автомобіля «крабом» з урахуванням конструктивних параметрів автомобіля та експлуатаційних факторів без створення різниці крутних моментів по бортах.

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, завідувач кафедри, Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com
Кайдалов Руслан Олегович, к.т.н., доцент, докторант, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, kaidalov.76@ukr.net

МОДЕРНІЗАЦІЯ ВІЙСЬКОВОЇ КОЛІСНОЇ ТЕХНІКИ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ГІБРИДНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВЕДУЧИХ КОЛІС

Досвід виконання службово-бойових завдань підрозділами Національної гвардії України (НГУ) та іншими силовими структурами, свідчить про широке використання колісної техніки (КТ), яка використовується для перевезення особового складу та матеріальних засобів. Існуючий парк військової КТ, а саме автомобілів та бойових машин (АБМ), характеризується різномарочністю і великою кількістю модифікацій, при цьому в значній мірі він представлений застарілими зразками, які потребують модернізації чи заміни. Проведений аналіз зміни кількісного та якісного складу парку АБМ за 2014-2016 роки показав збільшення відсотку нових зразків техніки, здебільшого вітчизняного виробництва. Введення в експлуатацію лінійки вантажних автомобілів КрАЗ різної колісної формули (4x2, 4x4, 6x6); нових броньованих автомобілів КрАЗ «Cougar-APC», КрАЗ «Spartan-APC», КрАЗ «Shrek-APC», «Козак», «Дозор Б»; бронетранспортерів БТР-3Е та лінійки бронетранспортерів, що створені на базі БТР-4Е, свідчить про модернізацію парку машин.

Специфіка застосування військової КТ полягає у використанні: у різних дорожніх умовах (бездоріжжя, дороги з різним дорожнім покриттям) та кліматичних умовах; при русі у складі автомобільних колон на значні відстані з максимально можливою середньо швидкістю руху; у районі безпосередньої близькості до противника, особливо підрозділами спеціального призначення.

Проведений аналіз тактико-технічних характеристик існуючих зразків АБМ свідчить про їх недостатній запас тягової сили, низькі показники динамічності, маневреності, живучості та скритності пересування. А використання у якості силової установки, теплового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), якому притаманні наступні властивості: низький коефіцієнт корисної дії (ККД) (22 – 60%); значний час на підготовку до руху; демаскуючий звук; високу нерівномірність крутного моменту, що призводить до непродуктивних додаткових витрат енергії на рух, показує на важливість модернізації приводу ведучих коліс.

Для підвищення технічного рівня виконання існуючих зразків військової колісної техніки пропонується використання перспективної гібридної електромеханічної трансмісії, яка складається з: теплового двигуна, з агрегатами трансмісії для передачі крутного моменту на передній міст; генератора та тягових електродвигунів на задній (задні) ведучий (ведучі) колеса. Застосування гібридного приводу ведучих коліс автомобіля дозволяє також зменшити і амплітуду коливань тягової сили.

Запропонований електромеханічний привід ведучих коліс передбачає використання КТ у наступних режимах: рух з механічним приводом переднього мосту; рух з механічним приводом переднього мосту та електричним приводом заднього мосту (мостів); рух з електричним приводом заднього мосту від електричної енергії акумуляторних батарей при не працюючому тепловому двигуні (безшумний режим); рух з електричним приводом заднього мосту від електричної енергії генератора при працюючому тепловому двигуні.

Використання гібридної трансмісії дозволить: збільшити ККД до 95%, підвищити інтенсивність наростання крутного моменту та швидко змінювати сили на колесах за величиною та напрямком, що дозволить швидко змінювати не тільки лінійну швидкість руху а й виконувати різноманітні маневри (рух «крабом», розворот на місці, тощо); забезпечити скритний (безшумний) режим руху при використанні електричного приводу заднього мосту від електричної енергії акумуляторних батарей при не працюючому тепловому двигуні.

Таким чином, запропонована гібридна трансмісія може бути використана для проектування базового шасі (транспортного модуля) різної колісної формули при створенні типажу колісних машин НГУ та інших силових структур з різними за призначенням функціональними модулями.

Проведено оцінку зниження непродуктивних витрат енергії двигуна на рух КТ при дослідженні електромеханічного приводу ведучих коліс. Показано вплив нерівномірності крутного моменту двигунів внутрішнього згорання на тягову силу автомобіля. Встановлено, що ця нерівномірність призводить до непродуктивних додаткових витрат енергії КТ. Проведено оцінку зниження непродуктивних витрат енергії двигуна на рух транспортного засобу при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс.

Запропоновано метод оцінки непродуктивних витрат енергії на рух автомобіля та критерій для їх оцінювання, що представляє собою співвідношення додаткової витрати енергії до роботи сил зовнішнього опору руху автомобіля. Отримано аналітичний вираз для визначення коефіцієнта непродуктивних витрат енергії автомобіля з гібридним електромеханічним приводом ведучих коліс.

Наведено результати розрахунку коефіцієнта непродуктивних витрат для гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля з різним числом циліндрів ДВЗ і коефіцієнті, що визначає долю крутного моменту на ведучих колесах, яка створюється електродвигуном.

Отримані результати дозволяють дати рекомендації щодо створення вимог до гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс військової колісної техніки при її проектуванні та модернізації. Показано, що запропоновані конструктивні рішення щодо використання гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс дозволяють створювати нові і модернізувати існуючі основні типи колісної військової техніки на основі їх міжвидової уніфікації шляхом використання єдиної енергетичної (гібридної) платформи із застосуванням модульного принципу побудови різних функціональних модулів цих зразків.

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожний університет

Кайдалов Руслан Олегович, к.т.н., доцент, докторант, Національна академія Національної гвардії України

Нікорчук Андрій Іванович, ад'юнкт, Національна академія Національної гвардії України nikorchuk@ukr.net

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСУ ПОВОРОТУ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИ КОМБІНОВАНОМУ СПОСОБІ УПРАВЛІННЯ ПОВОРОТОМ

Колісні машини в зоні проведення бойових дій використовуються для перевезення особового складу (бойових підрозділів, груп), матеріальних засобів, поранених, тощо. Їх рух, як правило, здійснюється у складі колони. Особливість руху колон в зоні проведення бойових дій передбачає можливість їх обстрілу та нападу, що вимагає від колісних машин забезпечення високої маневреності. Так, у випадку нападу на колону, можуть створитись умови обмеженого простору для її руху, внаслідок зупинки пошкоджених транспортних засобів. При цьому непошкоджена колісна машина повинна забезпечити швидке здійснення маневру – повороту (розвороту) з мінімально можливим радіусом та з меншим часом на його здійснення, для уникнення ураження від противника та здійснення подальшого руху у безпечному напрямку. Практика використання колісних машин, а саме вантажних автомобілів, в зоні проведення бойових дій показує, що існуюча система управління поворотом цих машин, які використовуються силовими структурами для виконання службово-бойових (бойових) завдань, не в достатній мірі забезпечує їх високу маневреність.

В доповіді приведенні результати експериментального дослідження повороту військової автомобільної техніки при комбінованому способі управління поворотом автомобіля ЗІЛ-131. Встановлено, що при комбінованому способі управління поворотом радіус повороту зменшується на 23 %.

Також в доповіді розглянутий вимушений режим руху колеса. При русі по прямій ліве і праве колесо однієї осі автомобіля рухаються з однаковими значеннями кінематичних і динамічних параметрів. Тому, їх рухи можна вважати незалежними. Але при русі на повороті (особливо при здійсненні комбінованого способу повороту) між колесами відбувається перерозподіл штовхаючих сил, що раніше в проведених дослідженнях не враховувалось.

Визначено гранична за умовою стійкого повороту комбінованим способом лінійна швидкість автомобіля, а також лінійна швидкість автомобіля, при якій забезпечується максимальний повертаючий момент, величини лінійного і кутового прискорення, що є граничними за умовою зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою при різних динамічних станах лівого і правого коліс ведучого моста автомобіля в наслідок перерозподілу горизонтального навантаження між зазначеними колесами.

Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@rambler.ru

Рогозін Ігор Віталійович, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший викладач, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, rogi1706@rambler.ru

Гацько Василь Іванович, кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ivanovich87.90@mail.ru

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ У РІЗНИХ УМОВАХ РУХУ

Безпека експлуатації автотранспортних засобів при різних кліматичних і дорожніх умовах, постійно має пріоритетне значення. Особливу увагу ця властивість автомобіля потребує для забезпечення безпеки водія, пасажирів і вантажів, що перевозяться. За умовами експлуатації автомобілі можуть отримувати різні пошкодження. Особливо небезпечними, як відомо, є пошкодження колеса (коліс) пов'язані з порушенням його герметичності та втратою повітря. За вказаними умовами відбувається раптовий перехід зі справного стану до несправного, а під час руху до критичного та граничного станів. При цьому утворюється велика ймовірність потрапляння автотранспортного засобу до дорожньо-транспортної пригоди.

Запропоновано варіант оцінки надійності колеса автомобіля з точністю, достатньою для інженерних розрахунків надійності систем. Наведена методика дозволила проаналізувати вплив та наслідки критичних відмов, визначити елемент, що забезпечує працездатний стан колеса автомобіля у випадку виникнення його критичного ушкодження (негерметичності).

Надані можливі шляхи забезпечення працездатності колеса автомобіля у різних дорожніх умовах, у випадку витрати стислого повітря й, відповідно, забезпечення подальшого безпечного руху автотранспортного засобу. Обґрунтована варіант технічного рішення, що дозволяє водієві утримувати автомобіль на заданому курсі і уникнути його «викиду» на зустрічну смугу руху або в кювет у вказаних умовах.

Отримані результати можуть бути використані під час проектування коліс автотранспортного засобу та оцінки їх безвідмовності за різними умовами експлуатації.

Подригало М.А., д.т.н., проф., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет.

Склярченко Т.А., к.т.н., доц., Полтавский национальный технический университет им. Юрия Кондратюка

Сальников Р.Ю., аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, roma3250@mail.ru

ВЛИЯНИЕ ДИСБАЛАНСА ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА УСТОЙЧИВОСТЬ МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Влияние дисбаланса направляющих колес на устойчивость, управляемость автомобиля рассмотрено в работе [1]. При движении колесной машины по шоссе с хорошим ровным покрытием направляющие колеса будут совершать вынужденные колебания от сил, возникающих при наличии дисбаланса колес. Эти колебания происходят как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях и являются вполне закономерными [1]. Дисбаланс может наблюдаться даже у хорошо сбалансированного колеса, если оно при монтаже плохо центрировано на ступице [1].

В работе [2] для оценки устойчивости и управляемости автомобилей предложен новый критерий – частота свободных (собственных) колебаний автомобиля в плоскости дороги. В указанной работе [2] показано, что источником вынужденных колебаний автомобиля в плоскости дороги являются колебания направляющих колес, создаваемые водителем.

Согласно проведенным исследованиям, результатом которых закреплены законодательно [3], максимальная частота вынужденных колебаний не может превышать 0,7 Гц, что определяется психофизическими возможностями водителя.

Для достижения указанной цели необходимо определить максимально допустимый дисбаланс задних ведущих колес в зависимости от максимально допустимого угла рыскания автомобиля.

Определение максимально допустимого дисбаланса колеса.

Возмущающая сила, вызывающая появление момента в плоскости дороги

$$F_{\text{возм}} = F_{\text{дис}} \cdot \sin \beta k = m_{\text{дис}} \cdot r_{\text{дис}} \cdot \omega_k^2 \cdot \sin \beta k = S_{\text{дис}} \cdot \omega_k^2 \cdot \sin(\omega_k \cdot t), \quad (1)$$

где $S_{\text{дис}}$ – статический момент колеса относительно оси вращения (дисбаланс).

Максимально допустимый дисбаланс колеса должен определяться при $v = v_{\text{max}}$. Кроме того, необходимо учитывать дисбаланс на втором колесе. Расположение неуравновешенных масс на левом и правом колесах может быть различным. В работе [4] приводится пример самосинхронизации роторов вибраторов.

Самосинхронизация роторов – явление автоматического поддержания равенства угловых скоростей и фаз отдельных вибраторов при отсутствии кинематических связей. Разность углов и колес заднего ведущего моста, учитывая степень свободы, создаваемую межколесным дифференциалом, в наихудшем случае равна 180°. В этом случае допустимый дисбаланс одного колеса равен

$$[S_{\text{дис}}] = 0,5S_{\text{дис}} = [\psi_z] \frac{m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \cdot r_k^2}{B \cdot v_{\text{max}}^2} \sqrt{\left(k^2 - \frac{v_{\text{max}}^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{v_{\text{max}}^2}{r_k^2}}, \quad (2)$$

где $[\psi_z]$ – максимально допустимое значение угла рыскания автомобиля.

На рис. 1 приведен график зависимости максимально допустимого дисбаланса заднего ведущего колеса автомобиля от максимально допустимого угла рыскания

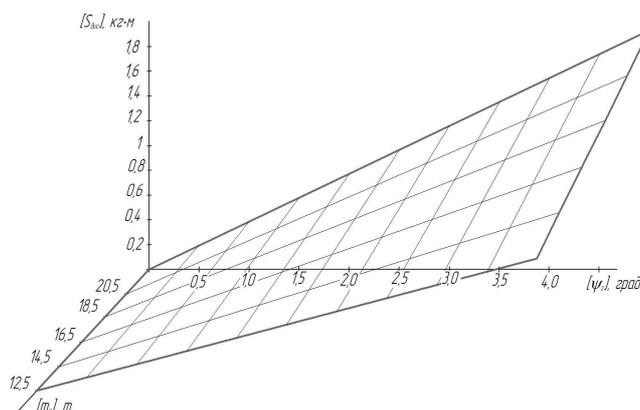


Рисунок 1 – График зависимости максимально допустимого дисбаланса заднего ведущего колеса автомобиля от максимально допустимого угла рыскания

Выводы. Полученные аналитические выражения позволяют определять максимально допустимый по условию ограничения угла рыскания автомобиля дисбаланс задних ведущих колес. Для автомобиля КраЗ-6322 значение данной величины составляет 1,8 кг·м при полной загрузке автомобиля.

Предлагаемый метод нормирования дисбаланса задних колес автомобилей учитывает не только массу и радиус колеса, но также и геометрические размеры автомобиля и упругие характеристики шин.

Литература

1. Колесников К.С. Автоколебание управляемых колес автомобиля /К.С. Колесников. –М.: Государственное изд-во технико-теоретической литературы, 1955. – 238 с.
2. Юрченко А.Н. Автомобильные шины. Требования. Эксплуатация. Износ / А.Н. Юрченко. – Харьков: С.А.М., 2003. – 115 с.
3. Подригало М.А. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – с. 42-48.
4. Николаев В.А. Исследование влияния дисбаланса колес легковых автомобилей на износ шин / В.А. Николаев., В.С. Ярьсько // Труды МАДИИ, вып. 35. – М.: МАДИ, 1972. – с. 15-20.

Полянський Олександр Сергійович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, khadi.pas@gmail.com
Задорожня Вікторія Володимирівна, к.т.н., доцент, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка

ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО КРИТЕРІЮ СТІЙКОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН З ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ РАМОЮ ПРИ ПЕРЕКИДАННІ

Основні експлуатаційні характеристики стійкості руху та пов'язані з ними дорожньо-транспортні пригоди визначають ефективність використання техніки [1]. На стійкість руху, як експлуатаційну властивість транспортного засобу, впливають різні експлуатаційні фактори: швидкість руху, стан дорожнього покриття, поздовжні і поперечні ухили полотна дороги, поздовжня база, колія коліс, координати центру мас та інші. Питанням перекидання присвячені роботи [2-4]. Ряд авторів відзначають вплив на процес перекидання критичної швидкості руху машини, конструктивних параметрів колісних машин, дорожніх умов та іншого, але запропоноване різноманіття критеріїв і показників для їх оцінки мають низьку точність, що ускладнює вирішення практичних завдань, пов'язаних із забезпеченням безпеки руху колісних машин. У роботі [5] показано, що втрата поперечної стійкості і перекидання машини характеризується не тільки взаємодією коліс з опорною поверхнею, але і взаємним розташуванням секцій, енергетичним станом рухомих секцій однієї щодо іншої, пов'язаних вертикальним шарніром. Розроблені методики оцінки стійкості [6] дозволяють оцінити вплив моментів лише окремих сил на перекидання, але судити про величину критичного кута або про безпечний режим руху колісної машини, можна з великим наближенням.

Для машин з жорсткою рамою параметрами стійкості є граничні кути статичної стійкості, при яких забезпечується стійкість як у поздовжньому так і поперечному напрямках. Статична стійкість машин з шарнірно-зчленованою рамою визначається мінімальним кутом схилу β , на якому трактор втрачає стійкість при деякому куті складання δ і куті повороту γ однієї секції рами відносно іншої (рис. 1).

Зі зміною кута складання δ різко змінюється положення центру мас і навантаження на колеса. Тому критичним кутом стійкості слід вважати такий максимальний кут схилу, на якому при будь-якому маневруванні колісної машини, тобто при будь-яких кутах складання, зберігається контакт всіх її коліс з ґрунтом.

Для отримання залежності, що зв'язує кут ухилу β з кутом повороту секції рами в поперечній площині γ_{x1} , отримано рівняння руху для секції, що має меншу стійкість проти перекидання в поперечній площині

$$I_{x_1} \frac{dw_{x_1}}{dt} = m_1 \cdot g \cdot \sin(\beta_i + \gamma_{x_1}) h_1 - m_1 \cdot g \cdot \cos(\beta_i + \gamma_{x_1}) \cdot \frac{B}{2}, \quad (1)$$

де I_{x_1} – момент інерції секції відносно поздовжньої вісі, що проходить через центр мас; w_{x_1} – кутова швидкість секції в поперечній площині; m_1 – маса секції; g – прискорення вільного падіння, $g=9,81$ м/с²; β_i – кут поперечного ухилу шляху; γ_{x_1} – кут повороту секції в поперечній площині; h_1 – висота центру мас секції; B – колія машини.

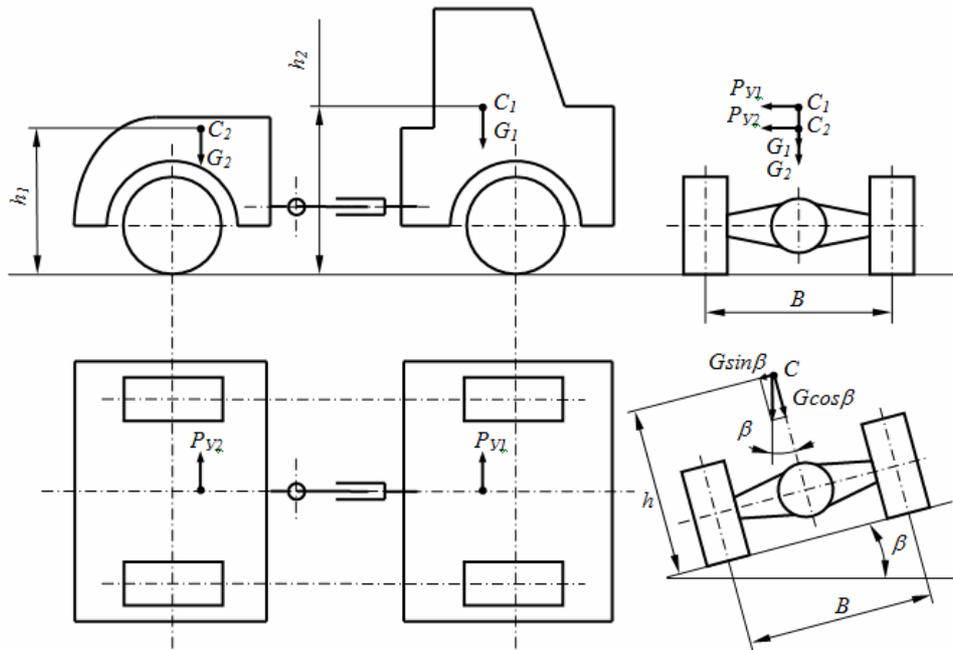


Рисунок1 – Сили, що діють на машину з шарнірно-зчленованою рамою на поперечному ухилі

Перетворимо вираз (1) таким чином, щоб виділити кут повороту секції γ_{x_1} , отримаємо

$$\frac{d^2\gamma_{x_1}}{dt^2} = g \frac{h_1}{i_{x_1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \sin(\alpha - \beta - \gamma_{x_1}), \quad (2)$$

$$\text{де } \alpha = \arcsin\left(\frac{\frac{gB}{2i_x^2}}{g \frac{h_1}{i_{x_1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}}\right) = \arcsin \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4h_1^2}{B^2}}} = \arctg \frac{2h}{B}.$$

При малих кутах повороту секції $tg\gamma_{x_1} = \gamma_{x_1}$

$$\frac{d^2\gamma_{x_1}}{dt^2} + g \cdot \frac{h_1}{i_{11}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos(\alpha - \beta) \cdot \gamma_{x_1} = g \frac{h_1}{i_{x_1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha - \beta). \quad (3)$$

Отримано неоднорідне диференціальне рівняння 2-го порядку, ліва частина якого в загальному вигляді описує рух секції, а права частина –

окремий випадок, тобто враховує певні параметри розглянутої секції. Рішення цього рівняння дозволяють визначити час руху однієї секції до обмежувальних упорів другої.

Знаючи час руху першої секції до обмежувальних упорів, можна визначити кутову швидкість секції

$$w_{x1_{гран}} = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\gamma_{1_{гран}}^1}{tg^2(\beta - \alpha)}} \cdot \sin(\beta - \alpha). \quad (4)$$

Отримана залежність для визначення кутової швидкості секції дозволяє визначити кінетичну енергію її обертання в поперечній площині

$$W_{\kappa} = \frac{I_{x1} \cdot w_{x1}^2}{2} = \frac{m_1 \cdot g^2 \cdot h_1^2}{i_{x1}^2} \cdot \left(1 + \frac{B^2}{4h_1^2}\right) \cdot \left(1 - \frac{\gamma_{x1_{гран}}^2}{tg^2(\beta - \alpha)}\right) \cdot \sin^2(\beta - \alpha). \quad (5)$$

Далі, визначаючи величину підйому центру мас колісної машини, що рухається ухилом, енергетичним методом визначається його динамічна стійкість.

В результаті проведених досліджень встановлено зв'язок додаткового кута повороту горизонтального шарніра між секціями машини з шарнірно-зчленованою рамою при русі на поперечному схилі з параметрами її динамічної стійкості. Отримані залежності дозволяють визначити кінетичну енергію секції колісної машини при перекиданні.

Література

1. Дорошенко Н.А. Обоснование и разработка выбора методов параметров трактора типа Т-150К по показателям плавности хода и устойчивости на транспортных работах: автореф. дисс. на соиск учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Н.А. Дорошенко. – Харьков, 1990. – 24 с.
2. Кірієнко М.М. Вимоги до статистичних даних про дорожньо-транспортні випадки з тракторами / М.М. Кірієнко, О.С. Полянський, В.В. Задорожня, О.В. Климчук // Вісник ХНТУСГ. Тракторна енергетика в рослинництві. – 2007. – Вип 60. – С. 101-105.
3. Теория и расчет трактора „Кировец” / [Шувалов Е.А., Бойков А.В., Добряков Б.А., Пантюхин М.Г. Под общ. ред. А.В. Бойкова]. – Л.: Машиностроение, 1980. – 208 с.
4. Колёсные тракторы для работы на склонах / [Амельченко П.А., Ксенович И.П., Гуськов В.В., Якубович А.И.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 248 с.
5. Боклаг В.М. Анализ общей устойчивости шарнирно-сочленённых машин: автореф. дисс. на соиск учен. степени канд. техн. наук. – Харьков, 1964. – 22 с.
6. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.

Савченков Борис.Васильевич, к.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Цыбульский Вадим Анатольевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, tsybulsky@ukr.net

Назаров Александр Иванович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, hefer64@ukr.net

Тимченко Алексей Игоревич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, timoxa230@mail.ru

К ВОПРОСУ ИНТЕРПРЕТАЦИИ ПОНЯТИЙ «ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ», «КАЧЕСТВО ПОВЕРХНОСТИ» И СВЯЗИ МЕЖДУ НИМИ ПРИ ЧТЕНИИ КУРСОВ ЛЕКЦИЙ ПО ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ДИСЦИПЛИНАМ

При чтении студентам курса лекций по ряду технологических дисциплин, например, таким как технологические основы машиностроения, основы технологии производства и ремонта машин, базовые технологии и др., в которых излагаются вопросы точности обработки и качества изготовления деталей машин (качества поверхностного слоя), эти вопросы традиционно рассматриваются отдельно. На лекциях, как правило, не делается акцент на связи этих понятий, что усложняет формирование у студентов четких представлений о современном уровне технологии, еще не решенных до настоящего времени проблемных вопросах и тенденциях технологического развития. Предполагается, видимо, что студентам будет вполне достаточным и понятным априори упрощенное представление о содержании этих понятий и связи между ними, т.к. при изложении вопроса точности обработки всегда отмечается, что точность обработки включает в себя и параметры, характеризующие качество поверхности. Действительно, авторы, например, учебного пособия [1] четко указывают, что понятие точности детали (обработки) включает в себя два комплекса параметров – это макропараметры и микропараметры. Макропараметры определяются точностью размеров, точностью формы и точностью взаимного расположения поверхностей; микропараметры включают шероховатость, волнистость поверхностей и физико-механические свойства поверхностного слоя. Качество же поверхности по представлению многих известных авторов учебников по технологии машиностроения, в частности, авторов учебного пособия [1], характеризуется шероховатостью, волнистостью, физико-механическими свойствами поверхностного слоя. Авторы учебника [2] также отмечают, что под термином «качество поверхностного слоя» понимают единство трех показателей: шероховатости поверхности, ее волнистости и физико-механических характеристик слоя. При дальнейшем изложении материала по вопросу качества поверхностного слоя деталей традиционно выстраивается информация, касающаяся сути тех количественных характеристик, которыми определяется качество поверхности (в соответствии с ДСТУ). В дополнение ко всему в некоторых литературных источниках авторы акцентируют внимание на том, что эксплуатационные свойства деталей находятся в прямой связи с геометрическими характеристиками поверхности и свойствами поверхностного слоя, что указывает на важность обеспечения установленных значений регламентированных параметров

оценки качества поверхности. Во многих учебниках, например, [3] достаточно детально и последовательно приводится описание того, как происходит формирование эксплуатационной шероховатости, которая отличается от той, что была после обработки. Описываются суть процесса приработки, факторы, которые определяют его длительность, как влияют на процесс приработки направления неровностей и их высота и т.д. Картина представляется в общем достаточно полной и ясной: на все вопросы получены ответы, установлены факторы, выявлены связи, что на что и как влияет и т.п.. Однако, по-нашему мнению, вот такой «мягкий» упрощенный подход в представлении затронутых вопросов и интерпретации этих важных понятий, кажущаяся при этом простота и законченность представлений (констатация завершенности), дает в итоге неверную парадигму, которая формирует в сознании студентов ошибочное мнение полноты (завершенности) знаний по этим вопросам. Студенты не видят актуальности поиска дальнейших технологических решений в вопросе обеспечения качества поверхностного слоя, оптимизации геометрических параметров поверхности, физико-механических свойств и т.п.

Остановимся на том, что необходимо с нашей точки зрения изменить в сформировавшейся схеме преподавания материала, касающегося затронутых вопросов, т.е. на каких моментах необходимо сделать акцент.

Если следовать классической трактовке понятия точности в технологии машиностроения, то под точностью понимается степень соответствия производимых изделий их заранее установленному эталону. Последним у нас, как известно, выступает рабочий чертеж детали. Следовательно, если мы обеспечиваем выполнение при обработке заданных на чертеже значений регламентируемых параметров (размера, характеристик формы отдельных поверхностей, их взаимного расположения, твердости и т.п.), то мы получаем качественную деталь (изделие). При таком подходе сразу можно усмотреть следующие нестыковки.

Во-первых, в настоящее время не существует проблемы обеспечения необходимой точности. Современное оборудование, если не исходить из технологических возможностей оборудования, находящегося в данный момент на балансе того или иного предприятия, которое если не физически, то морально может уже устарело, позволяет получать любую нужную нам точность. Встроенные мехатронные системы станков реагируют на отклонения от заданного размера, например, из-за износа резца и при необходимости выполняют автоматическую поднастройку системы. Во-вторых, если уже вести разговор о степени соответствия эталону, то за эталон правильнее было бы принимать поверхность не номинального профиля (на рабочем чертеже), а ту, что формируется по истечении времени приработки, т.е. соответствующую периоду установившегося износа на кривой износа В.Ф. Лоренца. В процессе эксплуатации, как известно, может существенно меняться не только микрогеометрия поверхностного слоя, но и макрогеометрия. Известны предложения исследователей, инженеров, которые считают, что поверхностям изначально необходимо на стадии изготовления стараться придавать ту форму, которая формируется в процессе эксплуатации [4]. Например, известны случаи, когда беговую дорожку колес мостовых кранов выполняли радиусной, т.к. именно такую форму приобретали беговые дорожки в процессе эксплуатации. При этом ресурс колес существенно повышался. Идея эта, однако, не нашла широкого применения из-за

большей сложности изготовления колес и их контроля. Но подобный положительный опыт должен актуализировать дальнейшую работу и исследования в этом направлении. В третьих, требования рабочего чертежа в части микрогеометрии поверхности (шероховатости) тоже, как правило, не являются оптимальными. Оптимальной, как мы знаем, является та шероховатость, которая формируется в процессе приработки и воспроизводится на протяжении всего срока службы детали. О каком качестве поверхности с точки зрения обеспечения микрогеометрии поверхности тогда идет речь, если мы привязываемся к шероховатости, проставленной на поверхности номинального профиля? И в четвертых, физико-механические свойства, под «вывеской» которых чаще всего выступает характеристика твердости поверхностного слоя, которая чаще других используется в качестве регламентируемой характеристики механических свойств из-за возможности оперативного ее контроля в процессе производства, также далека от оптимальных значений. Многочисленные исследования великих ученых-трибологов прошлого столетия таких как, И.В. Крагельский, Б.И. Костецкий свидетельствуют о значительной трансформации свойств приповерхностных слоев деталей машин в процессе эксплуатации под действием сил трения и внешних условий. Доказано экспериментально, объяснено теоретически, что в процессе трения на поверхностях формируются тонкопленочные образования, которые И.В. Крагельский назвал «третьим телом», а Б.И. Костецкий определил как «вторичные структуры». Свойства этих тонкопленочных образований и будут определять износостойкость и долговечность деталей. Следовательно, первоначальные свойства поверхностного слоя, сформированные на стадии производства (регламентированные), также не могут служить эталоном, т.к. они не соответствуют тому качеству, к которому мы хотели бы прийти.

Таким образом, в технологическом плане нам есть к чему стремиться и много еще надо сделать, чтобы точность обработки стала действительно той точностью (в плане соответствия эталону), которая нам нужна и которая позволит достичь желаемого качества.

Литература

1. Солнышкин Н.П. Технологические процессы в машиностроении: учебное пособие / Н.П. Солнышкин, А.Б. Чижевский, С.И. Дмитриев; Под ред. Н.П. Солнышкина – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2000. – 344 с.

2. Бурцев В.М. Технология машиностроения. В 2 т. Т.1. Основы технологии машиностроения: учебник для вузов / В.М. Бурцев, А.С. Васильев, А.М. Дальский и др.; Под ред. А.М. Дальского. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. – 564 с.

3. Гурин Ф.В. Технология автомобилестроения: учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Автомобилестроение» / Ф.В. Гурин, М.Ф. Гурин. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.

4. Шульц В.В. Форма естественного износа деталей машин и инструмента / В.В. Шульц – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1990. – 208 с.

КОНТРОЛЬ ТОВЩИНИ ЛАКОФАРБОВОГО ПОКРИТТЯ КУЗОВА АВТОМОБІЛЯ

При проведенні контрольно-вимірювальних робіт з визначення товщини різноманітних деталей, виробів і їхніх елементів використовують дефектоскопи, товщиноміри, структуроміри - прилади, що реалізують методи неруйнуючого контролю. Найбільший інтерес представляють товщиноміри - прилади що дозволяють виявити значення товщини лакофарбового покриття автомобіля. Не секрет, що продавці машин найчастіше йдуть на те, щоб сховати справжню історію автомобіля від покупця. Як відомо, кузов автомобіля є самою дорогою частиною автомобіля. При покупці старого автомобіля важливо визначити чи побувала вона в ДТП. Аварійні машини, навіть після ретельних ремонтно-відбудовчих робіт кузова починають іржавіти з відповідними наслідками.

Відомі товщиноміри мають різний принцип дії (фізичний ефект, покладений в основу роботи), і підрозділяються на: механічні, магнітні й електромагнітні, ультразвукові; вихрострумові й лазерні.

Найпоширенішими в промисловості на сьогоднішній день є ультразвукові, магнітні й вихрострумові товщиноміри.

Ультразвукова товщиномітрия полягає в поширенні в об'єкті спостереження або контролю хвиль високої частоти. Діапазон виміру ультразвуковими товщиномірами широкий і становить від часток мікронів до декількох десятків сантиметрів. У зонді ультразвукових товщиномірів розташовується датчик, що генерує хвилі високої частоти й посилає їх через аналізований об'єкт (деталь, покриття, і т.д.). Імпульс (ультразвукова хвиля) відбивається від контрольованої поверхні, «луна» перетворюється в електричний сигнал високої частоти, реєструється й аналізується - саме по його значенню визначається товщина досліджуваного виробу. Прилади мають високу продуктивність, малий припустимий відсоток погрішності (про 3%), вони компактні, придатні до довгострокової експлуатації й використовуються при рішенні широкого спектра завдань:

- одночасний контроль товщини основного металу й покриваючого його шару;
- контроль товщини об'єктів з однобічним доступом (наприклад, стінок труб невеликого діаметру);
- контроль товщини об'єктів виготовлених з різних матеріалів.

Однак, в силу своєї високої вартості (іноді порівнянної з вартістю значно старого автомобіля) застосовуються найчастіше на автозаводах.

Товщиноміри, що реалізують магнітні методи неруйнуючого контролю, використовують для виміру товщини об'єктів, виготовлених з неферромагнітних матеріалів (пластикових, скляних та ін.), немагнітних покриттів, а також немагнітних покриттів, які нанесені на магнітні підстави.

До переваг приладів даного типу можна віднести: низьку вартість, низьку погрішність вимірів (у більшості випадків вона не перевищує 2%), широкий діапазон вимірів і висока швидкодія - час одного виміру становить біля двох секунд.

В основу роботи магнітних товщиномірів можуть бути покладені різні ефекти, засновані на використанні властивостей магнітів.

- Процес виміру може полягати в аналізі сили взаємодії постійного магніту, що є невід'ємним елементом товщиноміра, з підставою досліджуваного об'єкта (покриття). Сила взаємодії прямо пов'язана з вимірюваною товщиною. Відображенням даного взаємозв'язку є відкалібрована шкала приладу.

- Також як первинний параметр при вимірі може бути використана різниця потенціалів, що виникає при переміщенні досліджуваного об'єкта в магнітне поле (ефект Холу).

Єдиним недоліком магнітних товщиномірів є той факт, що неможливо виконати вимір товщини фарби на немагнітних матеріалах (обваження, бампери, алюмінієві, латунні елементи, а також на скловолоконних, пластикових корпусах автомобіля). Даний недолік повністю відсутній у вихрострумівих товщиномірах.

Індукційна котушка що знаходиться у зонді вихрострумівого товщиноміра, та по якій протікає струм високої частоти, генерує магнітне поле змінного типу. Яке наближаючись до досліджуваної поверхні, збуджує в ній вихрові струми – які вловлюються й вимірюються тією ж або прийомною котушкою (однієї або декількома).

Чим більше відстань від збудливої котушки до основи, тим менше величина вихрових струмів, величина яких залежить від електричного опору матеріалу основи корпуса автомобіля.

На підставі результатів вимірів робиться висновок про товщину виробу. Таким чином, магнітний спосіб забезпечує можливість виміру товщини лакофарбового покриття автомобіля тільки на феромагнітних деталях кузова. Вихрострумівий спосіб має більш широкі можливості. Він забезпечує контроль товщини ЛКП на будь-яких електропровідних поверхнях, наприклад алюмінієвих або латунних.

Спільне застосування магнітного та вихрострумівого товщиномірів дозволяє визначити товщину комбінованого покриття, нанесеного на феромагнітну основу. Наприклад, у випадку оцинкованої сталі з нанесеною фарбою, можна магнітним товщиноміром замірити товщину покриття фарба + цинк, а вихрострумівим товщиноміром заміряти товщину фарби (цинкове покриття буде служити основою для вихрострумівого товщиноміра).

Тарасов Юрий Владимирович, к.т.н, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, yuriy.ledd@gmail.com
Коробко Андрей Иванович, к.т.н, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ak82_andrey@mail.ua

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОЦЕНКИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ ПРИ КОНТРОЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

В настоящее время наблюдается повышенный интерес к аэродинамике автомобиля. Известны более двадцати сложных аэродинамических и аэроклиматических комплексов, которые стали неотъемлемой частью некоторых автомобильных фирм или научно-технических центров, занимающихся постройкой и доводкой автомобилей. Затраты на строительство таких комплексов и стоимость проведения исследования в них значительны. Так, например, стоимость аэродинамического комплекса на фирме «Порше» составляет около 19 млн. евро, а один час испытаний в аэродинамической трубе там обходится в 1500 евро. Однако, несмотря на высокую стоимость, строительство подобных комплексов расширяется, поскольку сегодня автомобильная техника стала показателем технического уровня не только фирмы, но и государства в целом. Одним из важнейших направлений стало аэродинамическое проектирование автомобиля, основанное на системной оптимизации его аэродинамических свойств, позволяющей существенно повысить топливную экономичность, динамические качества, производительность автомобиля, снизить загрязняемость и уровень шума. При этом достижение минимального значения коэффициента аэродинамического сопротивления не является единственной задачей аэродинамического проектирования автомобиля. В ходе его решается целый ряд важных задач, влияющих на технико-экономические, потребительские и экологические качества автомобиля. Разрабатываются новые методы определения и доводки аэродинамических характеристик автомобилей в дорожных условиях, когда обеспечивается полное геометрическое и кинематическое аэродинамическое подобие.

При определении силы аэродинамического сопротивления движению автомобиля в классической литературе используется квадратная зависимость от скорости. Несмотря на то, что при этом предполагалось ставить коэффициент аэродинамического сопротивления в зависимость от скорости, повсеместно принимают его постоянным для всего диапазона возможных скоростей движения автомобиля. Это приводит к значительным ошибкам в определении силы аэродинамического сопротивления, мощности двигателя, затрачиваемой на преодоление указанного сопротивления и норм расхода топлива автомобилей.

Более доступной оценкой аэродинамических свойств автомобиля являются дорожные испытания, которые реальны к осуществлению на практике, и при этом дают сопоставимо достоверные результаты. Это группа методов, позволяющих через замеры скорости, пройденного пути и времени

высчитать основные аэродинамические коэффициенты, а также группа методов, основанных на непосредственном измерении величины статического давления на поверхности кузова [1-4].

Данные группы методов позволяют провести испытания с целью определения аэродинамических параметров автомобиля и дальнейшей оптимизации кузова по аэродинамическим показателям.

Одним из самых распространённых и не требующих особых вспомогательных средств для определения коэффициента аэродинамического сопротивления в дорожных условиях является метод выбега [2, 4].

Испытания проводят при свободном затухающем движении автомобиля массой m на нейтральной передаче по инерции при движении в обе стороны. Минимальной начальной скоростью, обеспечивающей точный результат, считается 80—90 км/ч. Коэффициент сопротивления воздуха можно определить по формуле

$$C_x = \frac{2P_x}{\rho F V^2}, \quad (1)$$

где P_x – сила сопротивления воздуха;

F – лобовая площадь автомобиля;

V – скорость автомобиля;

ρ – плотность воздуха.

Достоверные результаты позволяет получить использование метода однократного выбега [3, 4].

Для двух заданных значений скоростей движения V_1 (высокая скорость) и V_2 (малая скорость) замеряется время t , необходимое, чтобы автомобиль при этих условиях замедлил своё движение от скорости V_a до скорости V_b . Эти значения используются для расчёта средних замедлений a_1 и a_2 .

Для начальных скоростей автомобиля до 100 км/ч расчёт аэродинамического сопротивления производится по формуле:

$$C_x = \frac{6m \cdot (a_1 - a_2)}{F \cdot (V_1^2 - V_2^2)}; \text{ при } V_{(1,2)} = \frac{V_a + V_b}{2}; a_{(1,2)} = \frac{V_a - V_b}{t}; \quad (2)$$

где m – масса автомобиля;

a_1, a_2 – среднее замедление автомобиля для первого и второго значения начальной скорости выбега соответственно;

V_1, V_2 – среднее значение скорости для двух различных начальных значений соответственно.

Другой способ определения коэффициента аэродинамического сопротивления – метод двукратного выбега. При одинаковых условиях проводят два выбега – с максимальной и минимальной загрузкой тестируемого

автомобиля. Регистрируется время падения скорости от одной оцифрованной точки на спидометре до другой [3].

$$C_x = \frac{2m_1m_2 \cdot (a_1 - a_2)}{\rho F V^2 \cdot (m_2 - m_1)}, \quad (3)$$

где m_1 , m_2 – максимальная и минимальная нагрузка автомобиля соответственно.

На рис. 1 приведена зависимость от времени замедления автомобиля первого класса в процессе проведения выбега, а также аппроксимация указанной зависимости полиномом 3-й степени.

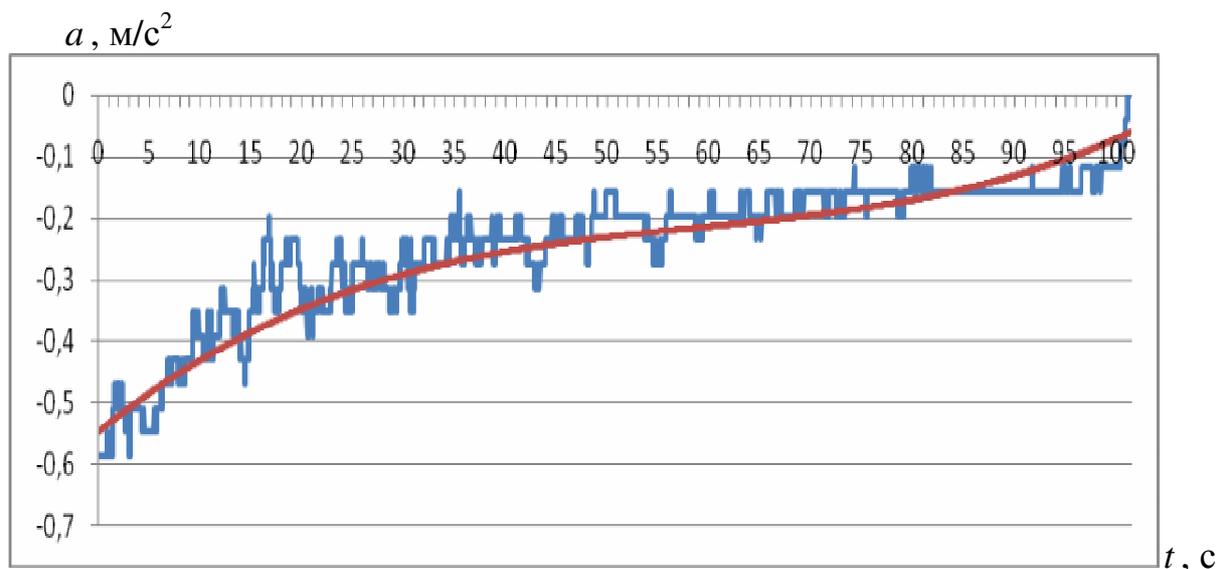


Рисунок 1 – Замедления автомобиля первого класса в процессе его выбега

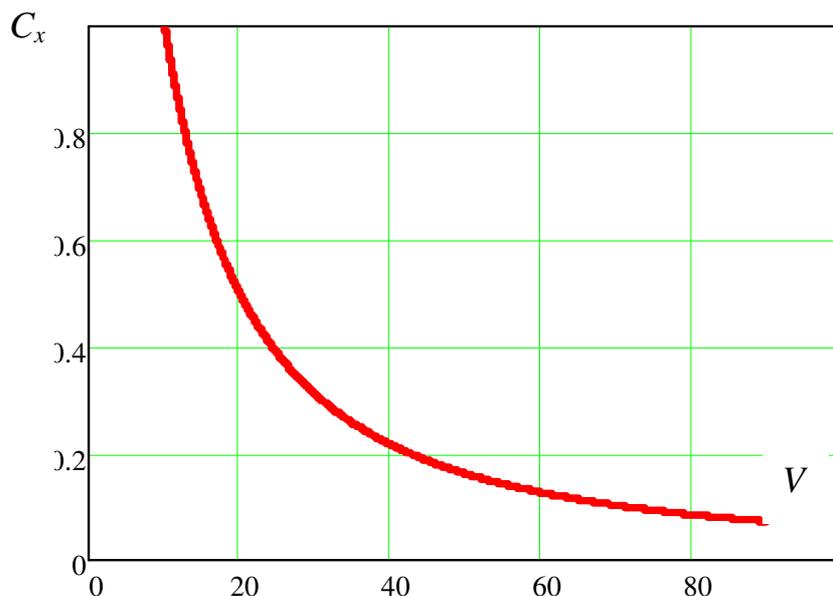


Рисунок 2 – Изменение коэффициента сопротивления воздуха C_x в зависимости от скорости автомобиля первого класса в процессе его выбега

С использованием результатов экспериментальных исследований, авторами получены зависимости коэффициента и силы аэродинамического сопротивления автомобиля первого класса от скорости движения рис. 2. Это позволило также определить мощность двигателя, затрачиваемую на преодоление аэродинамического сопротивления движению автомобиля при уточненной зависимости.

Экспериментальное определение коэффициента лобового аэродинамического сопротивления C_x для автомобилей осуществляется в аэродинамических трубах при постоянной скорости воздушного потока.

Метод дорожных испытаний, основанный на использовании выбега автомобиля для определения сил сопротивлению движения, предполагает принятие значения C_x постоянным. Недостатком данных исследований является то, что ускорения, возникающие при выбеге, определяются непрямыми измерениями, это приводит к значительным погрешностям.

Измерительный комплекс, разработанный на кафедре ТМ и РМ ХНАДУ, включает трехкоординатные датчики ускорений и бортовой компьютер, и позволяет определить значения C_x , соответствующие различным скоростям движения автомобиля первого класса. Используемые зависимости $C_x(v_a)$ позволяют уточнить выражение для определения силы аэродинамического сопротивления движению автомобиля.

Литература

Евграфов, Н.А. Аэродинамика автомобиля: Учебное пособие. / Н.А. Евграфов. – М.:МГИУ, 2010. – 356с. – ISBN: 978-5-2760-1707-5

1. Петрушов, В.А. Автомобили и автопоезда: новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. / В.А. Петрушов. — М.: Торус Пресс, 2008. — 351 с. — ISBN: 978-5-94588-059-7.

2. Рабинович, Э.Х. Сопротивления движению легкового автомобиля при выбеге. / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Е.А. Белогуров, А.В. Магатин, Д.В. Светличный. //Автомобильный транспорт.- 2010. - вып. 26. с. 53-58.

3. Артемов Н. П. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Лебедев А. Т., Подригало М. А. и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Х. : Изд-во «Міськдрук», 2012. – 220 с.

Тарасов Юрій Володимирович, к. т. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Шейн Віталій Сергійович, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vitalik-mt@yandex.ru

УДОСКОНАЛЕННЯ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

На автомобільному ринку України представлена велика різноманітність марок і моделей автомобілів. Вони відрізняються і по максимальній швидкості і по масі, а отже, володіють різними енергетичними показниками, які необхідно враховувати при розробці випробувального обладнання.

Точність і достовірність результатів випробувань залежить від теоретичної моделі покладеної в основу експерименту. Випробування є єдиним джерелом отримання майже усіх достовірних відомостей про властивість і якість колісних машин. Значна увага повинна приділятися підвищенню точності і достовірності вимірювання параметрів автомобіля під час гальмування, що є важливою науково-практичною задачею, оскільки гальмівна система є активною системою безпеки автомобіля і до неї пред'являються особливі вимоги. Гальмівні механізми є найбільш навантаженими елементами гальмівного управління, в яких накопичується і розсіюється велика частина кінетичної енергії автомобіля, що поглинається в процесі гальмування.

В існуючих моделях оцінювання енергонавантаження гальмівних механізмів автомобіля в недостатній мірі враховується розподілення енергії за видами опору. Внаслідок чого модель вимірювання являється неадекватною реальності, а самі результати вимірювань – недостовірні. Крім цього неадекватна модель енергонавантаження гальмівних механізмів на випробувальному стенді призводить до недостовірних результатів вимірювання параметрів ефективності гальмування автомобіля. В свою чергу, проаналізувавши існуючі конструкції стендів для випробувань гальмівних механізмів автомобілів, ми дійшли висновку про те, що вони в недостатній мірі імітують реальні умови роботи гальмівних механізмів. Так, інерційні стенди не в повній мірі враховують енергію автомобіля яка поглинається гальмівними механізмами при гальмуванні. Також на стендах не враховується сила опору повітря, яка є невід'ємною складовою сил опору, що діють на автомобіль.

Враховуючи зазначені недоліки була поставлена задача з розробки конструкції інерційного натурального стенду, якій враховує енергію автомобіля яка поглинається гальмівними механізмами при гальмуванні. Стенд призначений для визначення фрикційно-зносних властивостей гальмівних механізмів автомобілів категорії M_1 і M_2 при нестационарних режимах тертя, а саме, взаємних функціональних залежностей початкової швидкості гальмування, гальмівного шляху, гальмівного моменту, з часом гальмування, температурою контртіл гальмівного механізму, тиску в гідроприводі гальма, лінійного й об'ємного зношування контртіл гальмівного механізму.

МЕХАНИЗМЫ ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ ТРИБОСИСТЕМ В УСЛОВИЯХ АНОМАЛЬНО НИЗКОГО ТРЕНИЯ И ИЗНОСА

Проводя термодинамический анализ условий равновесной самоорганизации трибосистем, которые подвергаются вибрационным воздействиям, можно прийти к выводу, что самоорганизация в трибосистемах осуществляется по термодинамическому каналу производства избыточной энтропии $0,5\delta^2 S \geq 0$, а достижение условий аномально низкого трения в этом случае регулируется величиной импульса силы $dS \geq 0 \Rightarrow \vec{F}\vec{V} \leq 0 \Rightarrow \mu \geq 0$.

Данный теоретический подход получил развитие и показал влияние частотной вибрации на трение и износ трибосистемы (кремний по нитриду кремния). Трибометр позволял генерировать как нормальные, так и тангенциальные колебания в отношении к плоскости трения. Установлено, что в диапазоне частот от 4 до 6 кГц наблюдается снижения коэффициента трения от 1 до 0,1, как для нормальных, так и для тангенциальной составляющей колебаний, а также уменьшение износа. Причем в этом диапазоне амплитуда колебаний не оказывает решающего значения на снижение силы трения, начиная с определенной граничной величины. Анализ самого эффекта снижения трения и износа проводился без связи с физико-механическими свойствами исследуемых материалов и механизмами диссипации внешне подводимой энергии, хотя реология поведения материалов учтена на кинематической схеме исследуемых трибосистем. Для исследования влияния микросмещений образца при вибрации в условиях сухого трения взята большая группа материалов от стекла до конструкционной стали. Установлена оптимальная область микросмещений в которой для всех исследуемых материалов наблюдалась минимальное значение относительного коэффициента трения (отношение коэффициента трения при движении к коэффициенту трения покоя). При начальных условиях трения он равен единице, а при трении в определенных условиях микросмещения достигает аномально низких значений. К сожалению объяснения этого эффекта, с привлечением современных физических теорий сделано не было.

Проводя анализ большинства работ по исследованию ультразвуковых и вибрационных колебаний можно сделать вывод, что практически во всех этих работах волновая составляющая силы трения со знаком минус присутствует в виде конечного результата в сопоставлении силы трения и амплитудно-частотных характеристик вибраций.

Достижение оптимальных условий микросмещения на фактических точках контакта достигается изменением реологии поверхностного слоя за счет влияния колебаний, генерируемых в самой трибосистеме как фактора достижения условий аномально низкого трения и изнашивания для реальных трибосистем, работающих в условиях сухого и граничного трения.

Фененко Олег Олександрович, Харківський національний університет
Повітряних Сил ім. І. Кожедуба

Діденко Олександр Васильович, Харківський національний університет
Повітряних Сил ім. І. Кожедуба

Петренко Наталія Вікторівна, науковий співробітник наукового центру
Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба

ЕЛЕКТРОФІЗИЧНІ МЕТОДИ ОЦІНКИ РЕСУРСНИХ ПОКАЗНИКІВ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ СИЛОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СКЛАДНОЇ ТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ

За результати проведених експериментальних досліджень визначено, що діагностичним параметром при оцінці процесів руйнування повинна бути в якості критерію використана дисперсія міри пошкодження, а при прогнозуванні ресурсу силових елементів складної технічної системи (СТС) доцільно використовувати математичне очікування накопичення пошкоджень (рівня деградації).

При проведенні досліджень лабораторних зразків на втомленість експериментально встановлено, що значення діагностичного параметру акустичної емісії (АЕ) з причини накопичення пошкоджень у матеріалі збільшується та переходить з пружної до пружно-пластичної області. Це дає можливість визначити граничний рівень деградації матеріалів силових елементів в районі максимально діючих навантажень та встановити необхідно припинити експлуатацію СТС з врахуванням γ - відстокового ресурсу.

Однак суттєвим недоліком вказаного методу є випромінювання сигналів АЕ тільки при навантаженні конструкції, що потребує розміщення вбудованої системи контролю безпосередньо в конструкції СТС.

Враховуючи вищенаведене при проведенні досліджень паралельно використовувався статичний метод оцінки характеристик міцності матеріалів з використанням методик оцінки контактої різниці потенціалів (КРП). При чому основною відмінністю в контрольно-вимірювальній апаратурі був датчик.

Отримані результати при проведенні досліджень виявили достатньо високу кореляцію при оцінці деградації між параметрами АЕ та КРП (ступінь кореляції становить 0,97).

Рівень амплітудної дискримінації повинен встановлюватися за умови отримання максимального значення коефіцієнта кореляції між досліджуваними параметрами АЕ, КРП та параметрами, що характеризують роботу силових елементів конструкції літального апарату.

За результати проведених експериментальних досліджень визначено, що діагностичним параметром при оцінці процесів руйнування повинна бути в якості критерію використана дисперсія міри пошкодження, а при прогнозуванні ресурсу силових елементів СТС доцільно використовувати математичне очікування накопичення пошкоджень (рівня деградації).

Таким чином, метод КРП може бути запропонований, як метод діагностики ступеня деградації конструкційних матеріалів з можливістю

подальшого прогнозування та обґрунтованого визначення термінів експлуатації при проведенні робіт з продовження ресурсних показників.

Встановлено, що показником відсутності пошкоджень матеріалів силових елементів є повернення значень показника КРП після повної релаксації до початкового рівня (після проведеного навантаження), що підтверджено в лабораторних умовах на зразках, та при вимірюванні на реальній СТС (повітряне судно). При роботі матеріалу в пружньо-пластичній області даного явища не відбувається.

Встановлення датчиків КРП в максимально навантажених місцях силового набору СТС дозволяє контролювати процес зміни фізико-механічних властивостей конструкційних матеріалів на протязі всього терміну експлуатації виробу. Однак показники КРП вказують на накопичення пошкоджень в поверхневому шарі конструкційного матеріалу в залежності від місця розташування, тому місця контролю повинні бути чітко визначені та позначені на елементах СТС (за аналогією реперних точок).

Таким чином, метод КРП може бути запропонований, як метод діагностики ступеня деградації конструкційних матеріалів з можливістю подальшого прогнозування та обґрунтованого визначення термінів експлуатації при проведенні робіт з продовження ресурсних показників.

Встановлено, що показником відсутності пошкоджень матеріалів силових елементів є повернення значень показника КРП після повної релаксації до початкового рівня (після проведеного навантаження), що підтверджено в лабораторних умовах на зразках, та при вимірюванні на реальному повітряному судні. При роботі матеріалу в пружньо-пластичній області даного явища не відбувається.

Методом КРП пропонується контролювати зміни в поверхневому шарі конструкційного матеріалу під час експлуатації виробу через визначені інтервали часу. Але для цього необхідно мати початкові значення потенціалу конструкційного матеріалу, щоб проводити порівняльний аналіз. Крім того для проведення настроювання приладу (тарування приладу) необхідно використовувати еталонний зразок (у світовій практиці в якості еталону використовується пластина із золота).

Для впровадження в експлуатації методів неруйнівного контролю необхідно вирішити ряд часткових задач:

- ввести в експлуатацію та допустити до використання при проведенні робіт на СТС ліцензованих приборів КРП (створення вітчизняних зразків);
- роботи з діагностування повинні проводитись спеціально підготовленими фахівцями;
- для конкретних типів СТС необхідно визначити елементи конструкції, які підлягають контролю методами КРП;
- визначити діапазон граничних значень параметрів, що реєструються, які гарантовано визначають рівень деградації матеріалів до появи тріщин;
- для кожного зразка (вузла контролю) розробити карту контролю використання методу діагностування.

Цыбульский Вадим Анатольевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, tsybulsky@ukr.net
Цыбульская Элеонора Ивановна, к.э.н., доцент, Харьковский гуманитарный университет «Народная украинская академия»

МОДЕЛЬ ПОДГОТОВКИ МАГИСТРА НА БАЗЕ КОМПЕТЕНТНОСТНОГО ПОДХОДА

Отличительной особенностью XXI века является тот факт, что в системе образования различных стран проходят существенные реформы. Причины, потребовавшие реформирования образования, – вызовы современности: процессы глобализации в экономике; развитие компьютерных технологий; переход высокоразвитых стран от индустриальной экономики к экономике знаний; развитие высоких технологий; новые системы управления; изменение организационной структуры производства.

В одном из докладов, представленных знаменитому Римскому клубу ученых со знаковым названием «Нет пределов обучению» впервые было специально выделено, что в противоположность традиционному «поддерживающему, воспроизводящему обучению», обеспечивающему преемственность социокультурного опыта, возникает «инновационное обучение», которое стимулирует крупные изменения в существующей культуре, социальной среде [1]. Оно помимо овладения некой суммой знаний, всегда означает активный отклик на возникающие как перед отдельным человеком, так и перед обществом, проблемные ситуации. Все вышеперечисленные вызовы оказывают влияние на подготовку магистров. Ввиду этого в основу реформ высшего образования в Украине положен компетентностный подход. Согласно ему магистр должен успешно (компетентно) вести социальную и профессиональную деятельность в условиях постоянно изменяющейся внешней среды. С внедрением компетентностного подхода в высшем образовании Украины произошла смена модели подготовки магистра с квалификационной на компетентностную. Если квалификационная модель основывается на наборе знаний, навыков и умений (ЗНУ), то компетентностная на единстве личностных качеств и ЗНУ. Компетентностный подход использует в своем арсенале инновационные технологии обучения: проектное, модульное, интерактивное обучение, ролевые модели.

Рынок труда требует компетентных профессионалов, поставку их на рынок производят ВУЗы. Отраслевые стандарты высшего образования Украины дают такое определение компетенции – «это совокупность взаимосвязанных качеств личности (знаний, умений, навыков, способов деятельности), задаваемых по отношению к определенному кругу предметов и процессов, и необходимых для качественной продуктивной деятельности по отношению к ним». Компетентный магистр-выпускник обладает соответствующими знаниями и способностями, позволяющими ему обоснованно судить о профессиональных вопросах и эффективно принимать

решения в области управления различными ресурсами. Компетентностная модель магистра-выпускника формируется путем приобретения им компетенций в профессиональной области.

На рис. 1 представлена модель подготовки магистра на базе компетентностного подхода.

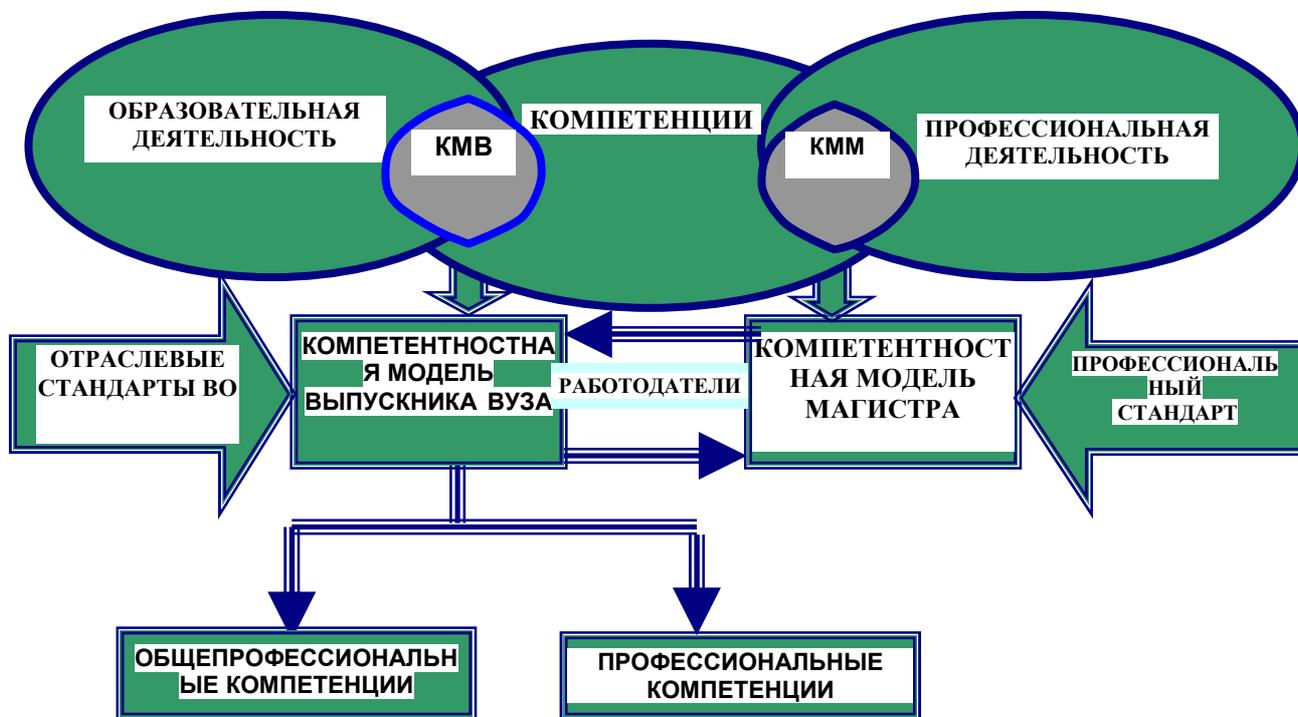


Рисунок 1 – Модель подготовки магистра на базе компетентностного подхода

Таким образом, компетентностный подход позволяет будущим магистрам приобрести глубокие теоретические знания, а также высокоэффективные навыки и умения в разрезе гуманитарных, естественнонаучных, общеэкономических, технических и профессиональных дисциплин. В свою очередь рынок труда в Украине получает на базе этого подхода высококлассных профессионалов.

Литература

1. Римский клуб. История создания, избранные доклады и выступления, официальные материалы / Под ред. Д. М. Гвишиани. – М.: Мир, 1997. – 384 с.

Черников Александр Викторович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, cherni@khadi.kharkov.ua
Абрамов Дмитрий Владимирович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, varan_mail@ukr.net

ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО БАГАЖНИКА-БОКСА

Аэродинамические характеристики легковых автомобилей, как известно, оказывают значительное влияние на их динамические свойства, особенно при движении с высокой скоростью. В работах некоторых авторов считается, что эти характеристики в процессе эксплуатации постоянны, а если и изменяются, то незначительно. Обуславливается это тем, что геометрия кузова автомобиля не изменяется. Однако в последнее время все более популярным становится монтаж на крыше легкового автомобиля дополнительного багажника – бокса, позволяющего перевозить большее количество грузов. Установка такого бокса, безусловно, приведет к увеличению продольной аэродинамической силы сопротивления, что в свою очередь снизит запас мощности двигателя, который можно потратить на разгон. То есть динамические свойства автомобиля снизятся. Снижение имеющегося запаса мощности двигателя на разгон автомобиля может, например, снизить безопасность выполнения такого маневра, как обгон. Для проведения оценки степени влияния бокса на аэродинамические характеристики легковых автомобилей было проведено компьютерное экспериментальное исследование.

В процессе компьютерного моделирования были созданы 3-D модель автомобиля класса А с кузовом хэтчбек с установленным на крыше боксом (прототип – автомобиль марки Daewoo Matiz, бокс Thule Motion M (200)), а также 3-D модель внедорожника с боксом (прототип – автомобиль марки Mitsubishi Pajero Wagon, бокс Thule Motion XXL (900)). 3-D модели создавались в натуральную величину в пакете Autodesk Inventor. Моделирование процесса обтекания воздухом кузова движущегося автомобиля осуществлялось в пакете Autodesk CFD (рис. 1). Также выполнялось моделирование процесса обтекания кузова легковых автомобилей боковым ветром (рис. 2).

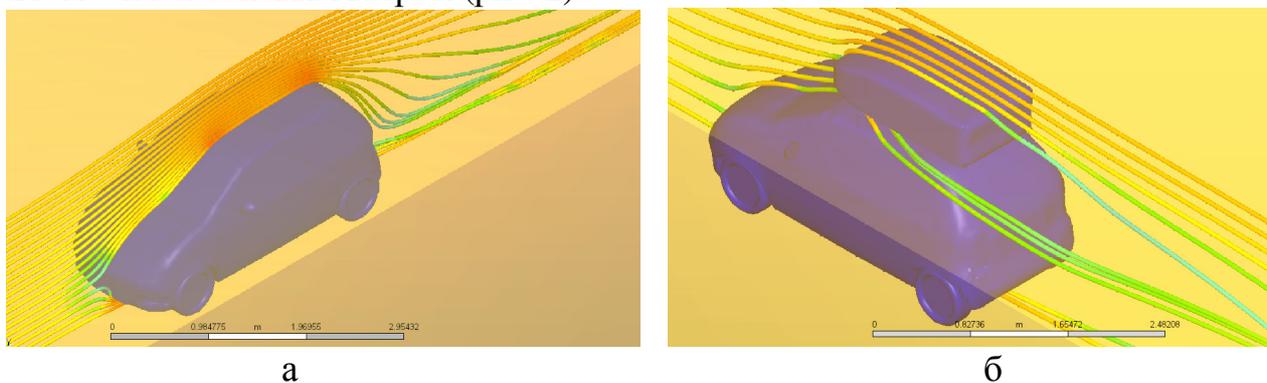


Рисунок 1 – Трассировка набегающего воздушного потока при обтекании модели движущегося автомобиля Daewoo Matiz: а – без бокса; б – с боксом

По результатам компьютерного моделирования получены значения продольной силы аэродинамического сопротивления, подъемной аэродинамической силы в диапазоне скоростей движения 10-70 м/с с шагом 10 м/с для моделей Daewoo Matiz и Mitsubishi Pajero Wagon с установленным боксом и без него (рис.3). Также определены силы, обусловленные воздействием бокового ветра со скоростью в диапазоне от 5 м/с до 20 м/с с шагом 5 м/с.

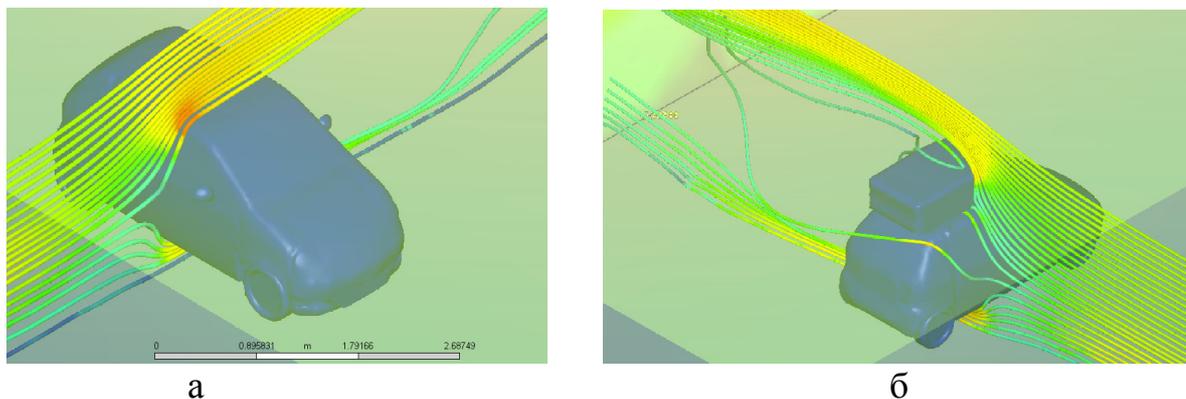


Рисунок 2 – Трассировка воздушного потока при обтекании модели автомобиля Daewoo Matiz боковым ветром: а – без бокса; б – с боксом;

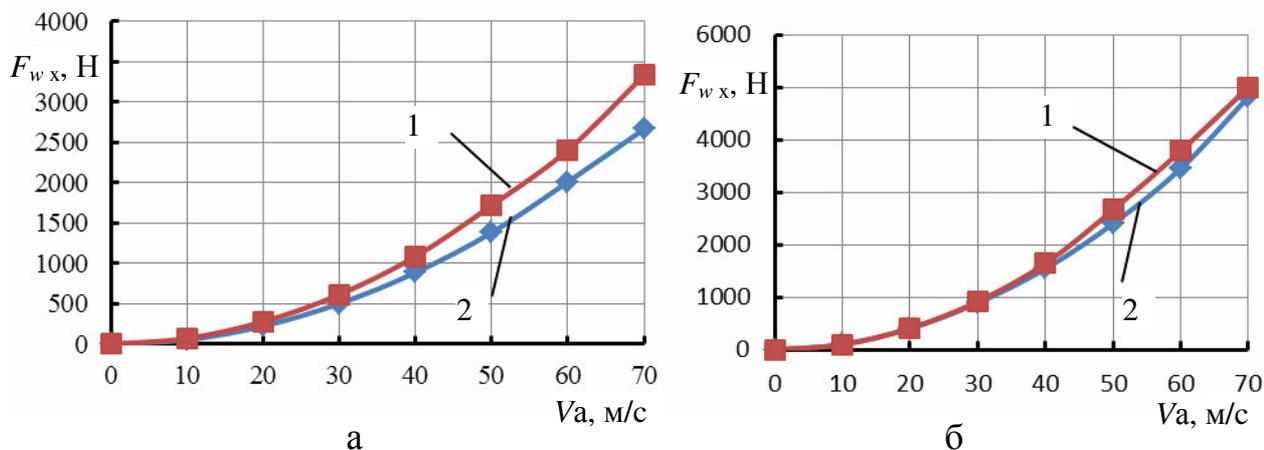


Рисунок 3 – Сравнение изменения величины продольной аэродинамической силы сопротивления от скорости по результатам компьютерного моделирования движения моделей автомобилей: а – класса А с кузовом хэтчбек (прототип Daewoo Matiz); б – класса внедорожник (прототип Mitsubishi Pajero Wagon); 1 – с установленным боксом; 2 – без бокса

Таким образом, компьютерное моделирование позволило выявить, что при установке бокса на крыше легкового автомобиля класса А продольная сила аэродинамического сопротивления увеличивается в 1,23 раза (при скорости движения 40 м/с). При установке бокса на крыше внедорожника продольная сила аэродинамического сопротивления увеличивается незначительно.

Черняк Роман Євгенович, генеральний директор ПАТ «АвтоКрАЗ», м. Кременчук, [info\(at\)kraz.ua](mailto:info(at)kraz.ua)

Дунь Сергій Вікторович, к.т.н., заступник технічного директора з нової техніки ПАТ «АвтоКрАЗ», м. Кременчук, sergey.dun@kraz.ua

Кайдалов Руслан Олегович, к.т.н., доцент, докторант, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, kaidalov.76@ukr.net

ДОСВІД РЕМОНТУ ТА МОДЕРНІЗАЦІЇ ВІЙСЬКОВИХ АВТОМОБІЛІВ КРАЗ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В УМОВАХ АТО

ПАТ «АвтоКрАЗ» виробляє та відправляє для потреб Збройних Сил, Національної гвардії, Державної прикордонної служби України, іншим замовникам вантажні автомобілі КрАЗ-6322 і КрАЗ-5233BE, вахтові автомобілі на шасі КрАЗ-5233H2 і КрАЗ-5233BE, спеціалізовані броньовані автомобілі КрАЗ «Raptor-MPV», КрАЗ «Shrek-MPV», КрАЗ «Cougar-APC» та КрАЗ «Spartan-APC». Ці автомобілі застосовуються для виконання різних завдань, у тому числі і у зоні проведення антитерористичної операції (АТО). Підприємство забезпечує гарантійне та сервісне обслуговування своєї техніки, навчання персоналу, який її експлуатує.

Для спеціалістів підприємства надзвичайно цінною є інформація, що надходить від підрозділів, де експлуатуються автомобілі КрАЗ, станцій технічного обслуговування та волонтерів, які проводять роботи з технічного обслуговування і ремонту машин. Усі пропозиції по вдосконаленню та покращенню конструкції і технічних характеристик автомобілів КрАЗ детально вивчаються спеціалістами підприємства та беруться до уваги.

Службою гарантійного та сервісного забезпечення ПАТ «АвтоКрАЗ» виконуються роботи з технічного обслуговування та ремонту автомобілів КрАЗ у підрозділах за місцем їх дислокації, на спеціалізованих станціях технічного обслуговування та на підприємстві. Відновлення працездатності автомобілів відбувається як заміною деталей і агрегатів в польових умовах та в умовах сервісних центрів, так і з застосуванням ремонтних технологій на виробничих потужностях ПАТ «АвтоКрАЗ».

З метою локалізації виробництва спеціалізованих броньованих автомобілів КрАЗ «Raptor-MPV», КрАЗ «Shrek-MPV», КрАЗ «Cougar-APC» та КрАЗ «Spartan-APC» в ПАТ «АвтоКрАЗ» та на підприємствах-постачальниках комплектуючих освоєно виробництво броньованих панелей, броньованого скла, броньованих башт з поворотними кругами, відкидних люків, кронштейнів кріплення особистої зброї в салоні автомобілів, електричних лебідок, буксирних приладів, внутрішнього та зовнішнього навісного обладнання на бронекорпусі та ін. Фахівцями підприємства спільно з представниками Національної академії Національної гвардії України (м. Харків) розроблено, апробовано на стрільбищах та впроваджено в комплект оснащення автомобілів кронштейни кріплення на поворотній башті зброї (ПКМС, НСВТ, АГС).

З метою локалізації виробництва бронеавтомобіля КрАЗ «Spartan-APC» замість шин «Mishelin» 335/80R20 (12.5R20) і коліс «HUTCHINSON» J16X8JJ

DOT TOPY на автомобіль адаптовано шини виробництва АТ «Росава» (м. Біла Церква) моделі КИ-113 розмірністю 12.00R20, що застосовуються на БТР, з колесами виробництва ПАО «КрКЗ» (м. Кременчук).

У зв'язку з тим, що спеціалізовані броньовані автомобілі КрАЗ «Spartan-APC» часто експлуатуються з надмірним навантаженням та у екстремальних умовах бойових сутичок з противником на поганих дорогах та бездоріжжі, виникла потреба у застосуванні посилених передніх і задніх амортизаторів, захисту від пошкодження кермових тяг, посилених балок переднього та заднього мостів. На підприємстві розроблено конструкцію цих посилених агрегатів та вузлів, розроблено ремонтну технологію відновлення броньованих автомобілів.

Підприємство несе гарантійні зобов'язання на свою продукцію, у тому числі і на автомобілі, агрегати та вузли, які відремонтовані в умовах підприємства. ПАТ «АвтоКрАЗ» попереджає, що на автомобілі КрАЗ, які було переобладнано, модернізовано або відремонтовано на інших підприємствах без узгодження з підприємством-виробником, гарантійні зобов'язання не розповсюджуються.

В ПАТ «АвтоКрАЗ» згідно з планами НДДКР та технічного оснащення підприємства постійно проводяться роботи по розробленню та впровадженню у виробництво нових моделей автомобілів військового призначення, впровадженню передових технологій виготовлення та ремонту деталей, вузлів та агрегатів, при використанні сучасного виробничого обладнання.

Досвід використання продукції ПАТ «АвтоКрАЗ» в умовах АТО підрозділами Національної гвардії та іншими силовими структурами свідчить про те, що вантажні автомобілі КрАЗ-6322 і КрАЗ-5233BE, вахтові автомобілі на шасі КрАЗ-5233H2 і КрАЗ-5233BE, та особливо спеціалізовані броньовані автомобілі КрАЗ «Raptor-MPV», КрАЗ «Shrek-MPV», КрАЗ «Cougar-APC» та КрАЗ «Spartan-APC», які надійшли у підрозділи, значно покращили якісний стан парку новою вітчизняною військовою автомобільною технікою.

Але перелічені зразки мають ряд побажань та зауважень від підрозділів, які експлуатують цю техніку у зоні АТО, щодо конструкції, комплектності, надійності та пристосованості до «специфічних» (бойових) умов експлуатації. Основними причинами цього є спрощений порядок замовлення, розроблення, випробувань та прийняття на озброєння цих зразків, що обумовлені необхідністю швидкого оновлення парку Національної гвардії та інших силових структур відповідними зразками для забезпечення якісного виконання службово-бойових (бойових) завдань в зоні АТО.

Тому актуальною постає проблема у формуванні вимог до зразків військової автомобільної техніки та обґрунтування необхідних технічних характеристик, які враховують специфічність умов її експлуатації та забезпечують якісне виконання службово-бойових (бойових) завдань, особливо в зоні АТО.

Черняк Роман Євгенович, генеральний директор ПАТ «АвтоКрАЗ», м. Кременчук, info(at)kraz.ua

Дунь Сергій Вікторович, к.т.н., заступник технічного директора з нової техніки ПАТ «АвтоКрАЗ», м. Кременчук, sergey.dun@kraz.ua

Кайдалов Руслан Олегович, к.т.н., доцент, докторант, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, kaidalov.76@ukr.net

ШЛЯХИ МОДЕРНІЗАЦІЯ БРОНЬОВАНИХ АВТОМОБІЛІВ КРАЗ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИПРОБУВАНЬ

Публічне акціонерне товариство «АвтоКрАЗ» в лінійці автомобілів, які виробляються на підприємстві, має автомобілі військового призначення. Автомобілі сімейства КрАЗ-6322 (бортовий), КрАЗ-63221 (шасі), КрАЗ-6446 (сідельний тягач) колісної формули бхб та автомобілі сімейства КрАЗ-5233BE (бортовий) та КрАЗ-5233HE (шасі) поставлені на озброєння Збройних Сил України у 2008 р. та 2011 р. відповідно. На протязі багатьох років автомобілі цих моделей поставляються в різні країни та успішно застосовуються у військових та силових відомствах цих країн. Останні два роки досить велика кількість таких автомобілів поставлена до військових підрозділів Збройних Сил, Національної гвардії, Державної прикордонної служби України, де вони виконують задачі, у тому числі і у зоні проведення антитерористичної операції (АТО).

У зв'язку з нагальною потребою в останні роки в ПАТ «АвтоКрАЗ» здійснено проектування, виготовлення та проведено комплекс заводських, експлуатаційних та визначальних відомчих випробування спеціалізованих броньованих автомобілів КрАЗ «Shrek», КрАЗ «Fiona», КрАЗ «Spartan».

Спеціалізовані броньовані автомобілі КрАЗ «Shrek», КрАЗ «Fiona», що створено відповідно на шасі КрАЗ-5233BE колісної формули 4x4 та КрАЗ-6322 колісної формули бхб, призначені для оперативної доставки особового складу військових підрозділів по дорогам з різноманітним покриттям, бездоріжжю та вогневої підтримки військових підрозділів. Рівень захисту спеціалізованих броньованих автомобілів КрАЗ «Shrek», КрАЗ «Fiona» відповідає вимогам стандарту STANAG 4569 по рівню 2. ПАТ «АвтоКрАЗ» на протязі багатьох років поставляє бронеавтомобілі КрАЗ «Shrek» та КрАЗ «Fiona» в деякі іноземні країни, де вони виконують бойові, патрульні та миротворчі задачі.

Спеціалізовані броньовані автомобілі КрАЗ «Spartan», які створено на базі шасі Ford-F550, призначені для патрулювання небезпечних районів, доставки і захисту екіпажу від легкого стрілецького озброєння, від підриву на фугасі. Ці автомобілі пройшли використання у бойових умовах під час їх використання підрозділами Збройних Сил, Національної гвардії та Служби безпеки України. Балістичний захист автомобілів задовольняє вимогам стандарту CEN 6.

Спеціалізовані броньовані автомобілі КрАЗ пройшли визначальні відомчі випробування - КрАЗ «Shrek» та КрАЗ «Fiona» для потреб Збройних

Сил України, КрАЗ «Shrek» та КрАЗ «Spartan» для потреб Міністерства внутрішніх справ, Національної гвардії, Національної поліції, Державної прикордонної служби України. Визначальні відомчі випробування спеціалізованих броньованих автомобілів КрАЗ проводились спільно з броньованими автомобілями інших виробників України. Під час випробувань було підтверджено заявлені технічні характеристики спеціалізованих броньованих автомобілів КрАЗ.

За результатами заводських, визначальних відомчих та експлуатаційних випробувань спеціалізованих броньованих автомобілів КрАЗ фахівцями підприємства в конструкцію автомобілів вносились вдосконалення з метою покращення їх техніко-експлуатаційних та бойових характеристик. Наприклад на бронеавтомобілі КрАЗ «Spartan» проведено підсилення передньої та задньої підвісок, балок переднього та заднього мостів, модернізовано повітряний фільтр з системою впуску, враховано інші зауваження та побажання персоналу, який експлуатує автомобілі.

За результатами випробувань броньованих автомобілів та з метою підвищення технічного рівня цих зразків намічені наступні шляхи у їх модернізації, а саме:

- заміна конструкції рами машин на несучий броньований корпус;
- збільшення потужності силової установки за рахунок застосування гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс;
- заміна ресорної підвіски на гідروпневматичну;
- підвищення коефіцієнту бокової жорсткості шин за рахунок застосування їх широко профілю;
- підвищення маневреності машин за рахунок використання комбінованого способу управління поворотом;
- інтелектуалізація управління броньованими автомобілями.

Шеїн Віталій Сергійович, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет vitalik-mt@yandex.ru
Гуліна Марія Сергіївна, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ДОРОЖНІХ ГАЛЬМІВНИХ ВИПРОБУВАНЬ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Точність методу випробувань визначається близькістю результатів, отриманих неодноразово при виконанні процедури випробування на ідентичних матеріалах і в певних (приписаних) умовах, до дійсного значення вимірюваної величини.

Найбільш достовірна інформація про гальмівні властивості легкових автомобілів може бути отримана за результатами дорожніх випробувань. Одним з найбільш важливих етапів дорожніх гальмівних випробувань легкових автомобілів є випробування гальмівних механізмів на нагрів при циклічних гальмуваннях (випробування по тип I). Після попереднього етапу (нагрів гальмівних механізмів) здійснюють тестовий етап гальмування з максимальною можливою інтенсивністю.

Точність і достовірність результатів, одержуваних на етапі проведення тестових гальмувань, визначається точністю вимірювання енергії, що поглинається гальмівними механізмами на попередньому етапі випробувань по тип I, а також – середньої потужності тертя, що розвивається в контакті фрикційних поверхонь за час циклічних гальмувань. Більш точне визначення зазначених параметрів дозволить уточнити енергонавантаження гальмівних механізмів, а після тестового гальмування – їх енергоємність.

Підвищення точності результатів випробувань може бути реалізовано за рахунок більш точного визначення швидкостей і прискорень (сповільнень) легкових автомобілів, а також часу початку і кінця гальмування, початку розгону.

З метою підвищення точності отриманих результатів і більш точного контролю за ходом випробувань було запропоновано сигнальну реєстраційно-вимірювальну систему та розроблено алгоритм проведення, за допомогою цієї системи, попереднього етапу випробувань. Відмінності сигнальної реєстраційно-вимірювальної системи по відношенню до існуючих аналогів надають їй можливість зменшити похибку вимірювань і більш точно контролювати необхідні параметри при випробуваннях за рахунок її взаємодії зі стаціонарними блоками керування та бортовими комп'ютерами автомобілів, що проходять випробування.

Оснащення системи сигнальними блоками та підключення блоку керування до вбудованої системи діагностики мобільної машини, надає можливість більш точно витримувати задані параметри, при проведенні гальмівних випробувань та, відповідно, визначати характеристики ефективності гальмівних систем.

Шеїн Віталій Сергійович, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Гуліна Марія Сергіївна, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Костенко Олена Сергіївна, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mashalena90@mail.ru

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ШЛЯХОМ ПОПЕРЕДЖЕННЯ ВІДМОВ

Транспортні засоби, зокрема автомобільна техніка, відіграють значну роль у забезпеченні високого рівня життєдіяльності сучасного суспільства. Від їх надійності залежить значна кількість життєво необхідних процесів. Тому усі показники надійності автотранспортних засобів повинні відповідати вимогам зазначеним в нормативних документах.

Належний технічний стан забезпечується своєчасною діагностикою та обслуговуванням на етапі експлуатації. Діагностування в стаціонарних умовах не вирішує повною мірою проблеми оптимального відновлення працездатності колісних машин. Найбільш характерною ця ситуація є для тієї категорії автотранспортних засобів, що найчастіше працює у відриві від баз технічного обслуговування.

Використання стаціонарних і переносних діагностичних засобів пов'язано з підготовчими операціями. Ці процеси завжди супроводжуються певними трудовитратами, які пов'язані як з фінансовими ресурсами так і з витратами часу на допоміжні роботи. Ці недоліки призводять до простою техніки, що супроводжується зниженням якості роботи системи життєзабезпечення усього суспільства в цілому.

На першому етапі усунення зазначених недоліків стоїть розробка систем контролю за технічним станом автомобільної техніки в процесі експлуатації. В свою чергу налагодження програми поступової модернізації автотранспортних засобів з подальшою розробкою технологічних процесів виробництва техніки є ключовою задачею по усуненню всіх можливих недоліків діагностування. Розробка систем вбудованого діагностування відбувається на основі вбудованих давачів, які забезпечують постійний контроль за технічним станом автотранспортних засобів.

Наявність таких засобів дозволяє своєчасно виявляти виникнення передвідмовних станів і призначати проведення попереджувальних дій у відповідності до фактичного стану.

Існуюча система діагностування вимагає розробки нових вимірювально-реєстраційних комплексів, які дозволять без порушення цілісності конструкції автомобільної техніки діагностувати стан основних органів керування.

Шуляк Михайло Леонідович, к.т.н., доцент Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка, mihail_shulyak@mail.ru.

ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МТА НА ОСНОВІ ПРИСКОРЕННЯ ТРАКТОРА

Основна проблема, що виникає при застосуванні енергонасичених тракторів, як вітчизняного так і імпортного виробництва, складність вибору режиму роботи МТА та його комплектація. Ця проблема викликана відсутністю необхідної інформації для реалізації класичних методик.

З великою ймовірністю можна стверджувати що, як тягова концепція трактора, так і методи оцінки тягово-динамічних і економічних властивостей потребують змін в умовах сучасного тракторобудування. Особливу актуальність ці питання набувають при оцінці тягових параметрів закордонних тракторів великої енергонасиченості. Звичайні тягові випробування не дають можливості оцінити потенційні можливості тракторів бо реалізувати потужність двигуна через рушії енергонасиченого трактора неможливо.

Тому, останнім часом набувають все більш широке застосування експрес-методики засновані на динамічних параметрах, це дозволяє більш повно оцінити роботу МТА та встановити напрямки її покращення.

Проте їх застосування в багатьох випадках не дозволяє застосувати класичну методику вибору режиму роботи агрегату, що в свою чергу перекреслює багаторічний досвід. Тому необхідно знайти алгоритм використання експрес-методик з урахуванням класичного способу вибору режиму.

Для вирішення завдання – оцінки ефективності режиму роботи агрегату – побудуємо в інерційній системі координат частковий фрагмент усталеного руху МТА (рис. 1), що характеризується годографом вектора повного прискорення.

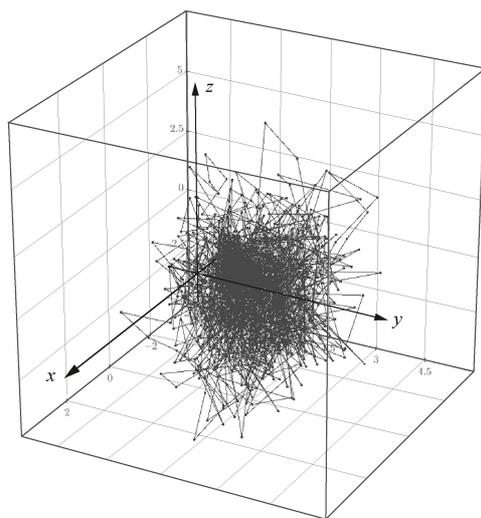


Рисунок 1 – Частковий фрагмент усталеного руху МТА, що характеризується годографом

Годограф вектора повного прискорення показує послідовність зміни величини і положення векторів. При аналізі фрагменту сталого руху можна стверджувати, що побудовані вектори задають область функціонування МТА, збільшення об'єму якої характеризує приріст енергетичних втрат.

Виходячи з аналізу серії експериментів встановлено, що кожний окремий дослід дозволяє побудувати область функціонування і встановити додаткові енергетичні витрати. Проте обчислення отриманого об'єму неможливе без рівняння поверхні, що характеризує область функціонування. Попередній аналіз дозволяє стверджувати, що побудовані області можливо описати поверхнею другого порядку.

Спроекуємо радіус-вектори часткового фрагменту усталеного руху МТА на площину $X'Y'$ (рис. 2).

Для подальшого переходу до тривимірного простору запишемо канонічне рівняння поверхні другого порядку (еліпсоїда)

$$\frac{(x - M_x)^2}{(a_{x \max} - M_x)^2} + \frac{(y - M_y)^2}{(a_{y \max} - M_y)^2} + \frac{(z - M_z)^2}{(a_{z \max} - M_z)^2} = 1, \quad (1)$$

де $a_{i \max}$ – максимальне значення проєкцій вектора повного прискорення на вісь аплікату знаходиться, по значенню середньоквадратичного відхилення вибірки $a_{i \max} = 3 \cdot \sigma_i$, M_i – математичне очікування для відповідної осі.

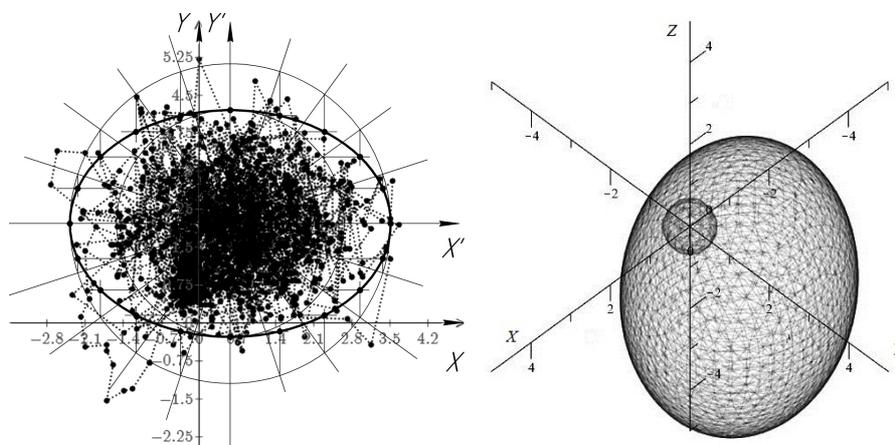


Рисунок 2 – Фрагменту усталеного руху МТА, апроксимований поверхнею другого порядку

Для встановлення напрямків оптимізації роботи МТА, що засновані на зменшенні додаткових енергетичних втрат енергії, необхідним є аналіз проєкцій повного прискорення відносно діапазону $T_{opt} = [-0,5; 0,5]$, що апроксимується сферою.

Застосування даної методики обробки експериментальних даних дозволить знизити витрати часу на проведення аналізу і суттєво підвищити ефективність, так як враховує втрати в трьох площинах і виявляє напрямки найбільших енергетичних втрат.

NEURAL NETWORKS FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Increasing demands to the engine exhaust gases composition based on new emission standards as well as necessity of the fuel consumption economy are main reasons for the development of new approaches for the control of combustion processes in internal combustion engines. A popular way is the transition to combustion of lean or ultra-lean fuel-air mixtures. For engines equipped by the standard spark ignition systems main problems appeared in this case are connected with the decreased probability of ignition and increased misfires combined with the unstable character of the combustion process. Different types of alternative ignition systems based on the laser, microwave, nanosecond discharges have become very popular to get a reliable ignition with the low fuel consumption and low toxicity of exhaust gases [1]. Any step ahead on the way of getting a new design of the lean burn engine and adaptation of the new ignition system includes many experimental tests and as a consequence a lot of data. At the same time changes in the operation conditions, mixture composition, ignition timing, torch and so on, especially taking into account vehicles variability as well as variability of parameters between cylinders leads to the necessity of new experiments.

An artificial neural network can be used as a mathematical tool for the non-linear data analysis as well as for the prediction of new information based on preliminary training. So having the initial experimental data or data from different sensors as training arrays the contribution of artificial networks is the accurate prediction of the engine performance under different conditions. Last decades the use of neural networks for application in internal combustion engines attracts lots of attention. Neural networks have been used for misfire detection [1], for engine sensing [2], diagnostic and on board monitoring [3], for the analysis of ionic-current data, pressure and air-fuel ratio control [4]. The advanced strategy of controllable combustion process in engines operating lean mixtures with the alternative ignition system can also be developed using neural networks. A first step in this direction is training a neural network based on the measured indicator diagrams. A multi layer perceptron with one hidden layer and radial basis activation functions and training by the back propagation error algorithm can be used. Input parameters for the perceptron are as follows: engine speed, torque, mixture equivalence ratio, engine load and electrical parameters of the alternative ignition system. For a case of the nanosecond pulse discharge additional parameters for the training process are the pulse width, signal frequency, diameter of the electrode and the interelectrode gap. A second step is the estimation of the peak pressure value, the location of the peak pressure, misfire events for the different mixture composition and engine operation conditions. All that will help to design next experiments as well as to understand main characteristics of the combustion process and engine response. Furthermore, having as training data for the neural network the exhaust gases composition it is possible to predict a content of toxic components such as NO_x at different operation conditions with a

good accuracy. It should be noted that an accurate prediction of the peak pressure value can be useful for a closed -loop combustion process control system and to balance the cylinder pressure for different ignition systems depending on operation conditions. The MATLAB function newrb trained on the experimental data of pressure measurements has been used. The normalized peak pressure dependence on the nanosecond discharge energy normalized on the energy of the standard ignition system (66 mJ) is presented in Fig.1.

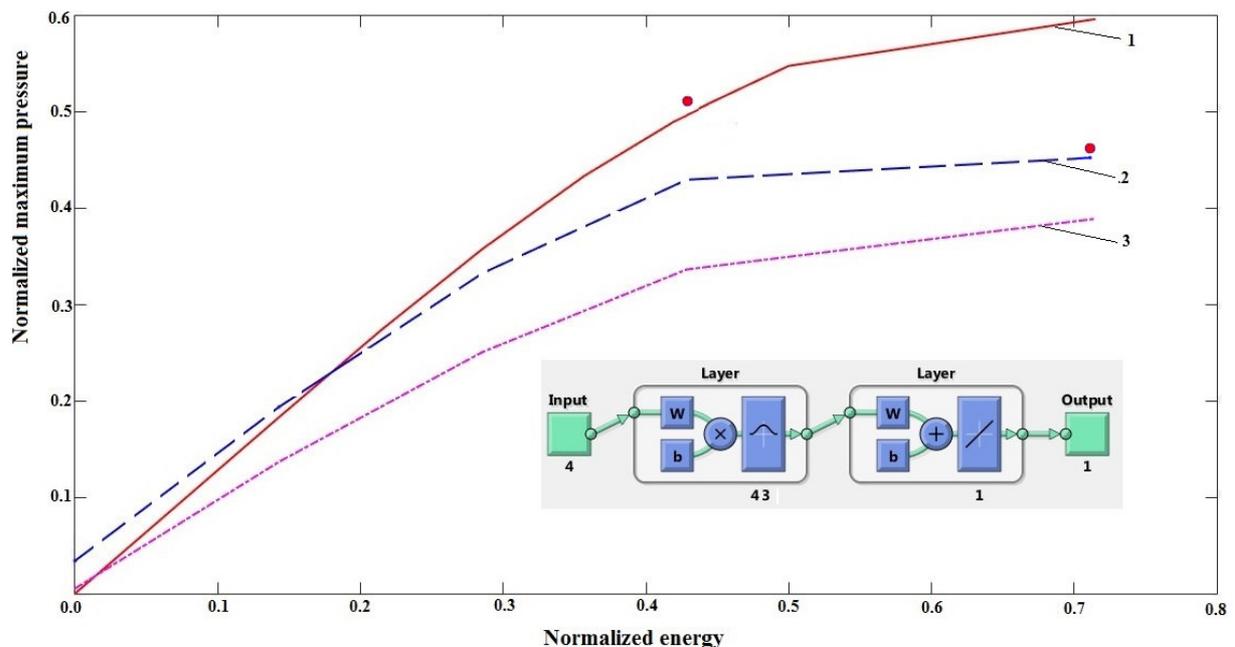


Figure 1 – Normalized peak pressure dependence on the discharge energy at the different engine speed: 1 - 3500 RPM, 2 - 2500 RPM, 3 - 4200 RPM. Red circles are the experimental data.

Literature

1. Tropina A.A., Shneider M.N., Miles R.B. Ignition by Short Duration, Nonequilibrium Plasma: Basic Concepts and Applications in Internal Combustion Engines// Combustion Science and technology. – 2016. – Vol.188. – P.831-852.
2. Sharkey, A. J. C., Chandroth, G. O. and Sharkey, N. E. A multi-net system for the fault diagnosis of a diesel engine// Neural computing and applications. – 2000. – Vol.9. – P.152-160.
3. Prokhorov, D. Virtual Sensors and Their Automotive Applications, Intelligent Sensors// Proc. of the 2005 International Conference on Sensor Networks and Information Processing. – 2005. – P. 411-416.
4. Saraswati, S. Chand, Reconstruction of cylinder pressure for SI engine using recurrent neural networks// Neural Computing and Applications. – 2010. – Vol.19. – P. 935 -944.

Абрамчук Федор Иванович, д.т.н., проф., зав. кафедрой ДВС ХНАДУ,
Авраменко Андрей Николаевич, к.т.н., с.н.с., ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАНУ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ

Современные программные комплексы позволяют моделировать рабочие процессы ДВС с высокой степенью достоверности. При описании задачи в интерактивном режиме, например в программном комплексе AVL Fire, реализована возможность выбора конфигурации камеры сгорания из баз данных перспективных камер сгорания в двухмерной постановке, также реализована возможность предварительного автоматического синтеза расчетной сетки для дискретизации расчетной области.

Для описания турбулентных течений обычно используется k-ε модель турбулентности. В качестве начальных условий, при решении задачи в двухмерной постановке задаются: давление, температура, масса остаточных газов в камере сгорания, а также скорости потока в камере сгорания.

Для описания процесса теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра используется модель полной энергии (Total Energy), которая позволяет описать процесс теплообмена для сжимаемых жидкостей и газов, и учитывать эффект нагрева рабочего тела в пограничном слое.

В математической модели рабочего цикла дизеля можно учитывать потери давления в зазоре между поршнем, кольцами и стенкой цилиндра.

При численном моделировании рабочего цикла дизеля в трехмерной постановке в качестве граничных условий задаются давление и температура воздуха на впуске, параметры процесса топливоподачи, характеристики перемещения поршня, впускного и выпускного клапанов. В расчете учитывается теплообмен рабочего тела со стенками впускного и выпускного каналов и камерой сгорания, а также шероховатость поверхностей деталей камеры сгорания.

Для моделирования процесса горения в цилиндре дизеля в используются такие модели: модель разложения вихря (Eddy Dissipation); модель пламен (Flamelet Model); модель описывающая скорости химических реакций в пламени (Finite Rate Chemistry); объединенная модель (Combined Model); модель горения углеводородных топлив (Hydrocarbon Fuel Model). Для моделирования процесса образования монооксида азота (NO) в цилиндре дизеля, обычно используются такие механизмы: – термический механизм Зельдовича; – “Быстрый ” механизм образования NO; – образование NO по механизму “N₂O”; – “топливные” NO; – механизм, описывающий деструкцию NO. Для моделирования процесса образования сажи и сульфатов в цилиндре дизеля используется модель “Magnussen and Hjertager”.

По свидетельству зарубежных авторов при использовании численных методов для моделирования рабочего цикла дизеля можно добиться хорошего согласования расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм при корректном описании граничных условий и настройке математической модели.

Абрамчук Федір Іванович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Кузьменко Анатолій Петрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Бойчук Максим Віталійович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИБІР МІСЦЯ РОЗТАШУВАННЯ ГАЗОВОЇ ФОРСУНКИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ПРОПАН-БУТАНОВОЇ СУМІШІ В ЯКОСТІ ПАЛИВА

У останній час одним з основних споживачів моторних палив є автомобільний транспорт. Близько 64% палив, що витрачають двигуни внутрішнього згоряння, доводиться на легкові та вантажні автомобілі.

Одним із методів покращення еколого-економічних показників автомобільних двигунів є встановлення додаткового обладнання, яке дозволяє автомобілю використовувати паливо, екологічно чистіше та дешевше. Існують різноманітні варіанти заміни традиційного палива: 1) використання палив рослинного походження або палив з біовідходів; 2) використання гібридних приводів, 3) використання газових палив. Кожен з цих варіантів має свої переваги та недоліки, але найбільшого поширення в Україні набув останній. Так як установка газобалонного обладнання (ГБО) для споживання природного газу на легковому транспорті не доцільна (товстостінні балони, які окрім своєї маси займають великий корисний об'єм автомобіля), використовують обладнання для роботи на зрідженому нафтовому газі (пропан-бутановій суміші) [1,2]. На сьогоднішній день в Україні налічується понад 250 тис. одиниць автомобільного транспорту, який працює на газовому паливі [2].

Найчастіше, для використання газового палива на транспорті, застосовують переобладнання бензинових двигунів з іскровим запалюванням за рахунок встановлення додаткової паливної системи. Сучасні газові паливні системи мають у своєму складі дозатори (форсунки), які визначають якісний склад суміші на всіх режимах роботи двигуна [3,4,5]. Тому вибір місця встановлення та розміщення форсунок, при переобладнанні транспортного засобу, є актуальним питанням, від якого залежать еколого-економічні параметри двигуна.

Дослідження проводилось, для двигуна MeM3-307, який обладнується системою подачі пропан-бутанової суміші у впускний колектор в зрідженому стані типу GILSI. Ця система може бути використана на різноманітних двигунах, тому в ній передбачені універсальні елементи для її інсталяції. Але при використанні стандартного варіанту встановлення системи з'являються недоліки, які не дозволяють використати енергетичний потенціал газового палива. Саме це спонукає для пошуку альтернативних варіантів.

Для визначення оптимального розміщення форсунок в колекторі було розроблено 3D-модель впускного колектору двигуна. За допомогою цієї моделі було визначено швидкості потоків повітря у впускному тракті (рис1).

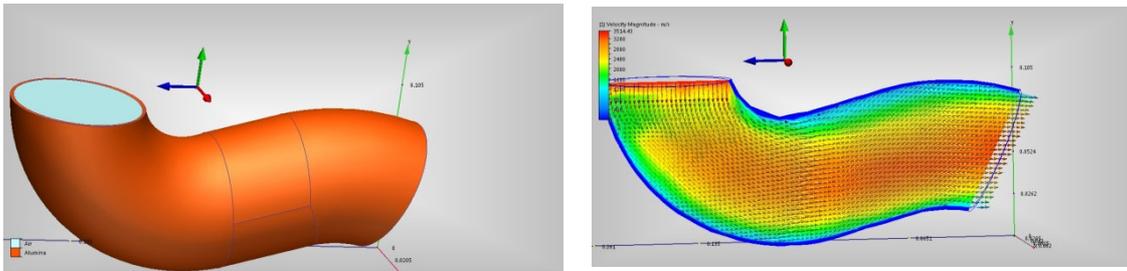


Рисунок 1 – 3Dмодель та вектори потоку швидкості у впускному тракті двигуна MeM3-307

В результаті було прийнято рішення, що струмінь від форсунки має впорскуватись в зону колектору з максимальною швидкістю. Для цього було розроблено конструкцію адаптерів для встановлення форсунки в колектор двигуна. Фотографія конструкції адаптованого колектору показана на рис 2.



Рисунок 2 – Адаптований впускний колектор двигуна

В результаті досліджень потоку повітря у впускному колекторі двигуна MeM3-307 було розроблено запропоновано конструкцію впускного патрубку адаптованого для встановлення газового обладнання з впорскуванням палива у рідкому стані.

1. Гайнуллин Ф.Г. Исследование углеводородных газов в качестве моторного топлива. / Ф.Г. Гайнуллин, А.Е. Андреев. – М.: УНИИТЭНЕФТЕХИМ, 1996. 41-43 с.
2. Трегобчук В.І. Ресурсно-екологічна складова національної безпеки України. / Економіка України. - 2002. - № 2. 4-15 с.
3. [Электронный ресурс] Режим доступа до ресурсу: <http://esms.org.ua/hto-vinen-u-podorozhchanni-propan-butana.html>
4. [Электронный ресурс] / Режим доступа до ресурсу: http://www.motor-gas.com.ua/injection_gasequipment/html
5. [Электронный ресурс] / Режим доступа до ресурсу: <http://milangaz.ru/index.php/statyi/pokolenia-gbo.html>

Абрамчук Федор Иванович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Кузьменко Анатолий Петрович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Бойчук Максим Витальевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВПРЫСКИВАНИЯ СЖИЖЕННОГО ГАЗА ВО ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Появление газовой аппаратуры 5-го поколения позволяет подавать газ в сниженном состоянии во впускной коллектор [1]. Это создает условия для совершенствования рабочего процесса газового двигателя. В работе приведен комплекс работ для адаптации газовой аппаратуры к двигателю MeM3-307. Используя особенности конструкции впускного коллектора, к его телу приварены адаптеры для установки форсунок. Причем места установки адаптеров выбраны так, чтобы направления струй жидкого топлива совпадали с направлением движения воздуха в каждый цилиндр. При таком условии в полной мере используется энергия струй жидкого топлива для повышения коэффициента наполнения цилиндра.

Для адиабатно-изобарного процесса во впускном коллекторе можно записать уравнение испарения жидкого топлива [2]

$$C_p(t_1 - t_2) = \bar{h}_r(d_{п_2} - d_{п_1}), \quad (1)$$

где C_p – удельная изобарная теплоемкость смеси, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$;

t_1 – температура воздуха до начала испарения, $^{\circ}\text{C}$;

t_2 – температура смеси после испарения топлива, $^{\circ}\text{C}$;

\bar{h}_r – средняя энтальпия газа между начальным и конечным состоянием, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

$d_{п_2}$ – относительное количество топлива в смеси в конце испарения, $\frac{\text{кг}_\text{т}}{\text{кг}_\text{в}}$;

$d_{п_1}$ – относительное количество топлива в смеси в начале испарения, $\frac{\text{кг}_\text{т}}{\text{кг}_\text{в}}$;

Для сжиженного газа (ПА-пропан автомобильный) стехиометрический состав топливовоздушной смеси равен $15,7 \frac{\text{кг}_\text{возд}}{\text{кг}_\text{топл}}$. На основании экспериментальных данных температура и давление топлива у входа в форсунку соответственно $t_r=40^{\circ}\text{C}$, $p_r=3,0$ МПа. Температуру окружающей среды принимаем $t_0=40^{\circ}\text{C}$, а подогрев воздуха $\Delta T_{\text{под}}=25^{\circ}\text{C}$. Тогда во впускном коллекторе в зоне подачи жидкого топлива $t_1=40^{\circ}\text{C}$, а давление на номинальном режиме работы двигателя $p_1=0,092$ МПа.

При помощи диаграммы приведенной в работе [3] можно определить долю топлива, которое испаряется в конце топливоподачи, она равна 45%.

Отсюда $d_{п_1} = 0,45 / 15,7 = 0,028 \frac{\text{кг}_Г}{\text{кг}_В}$. Остальное топливо (55%) испаряется за счет снижения температуры окружающего воздуха.

Подставляя все данные в уравнение (1), получаем при условии $C_p = 1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$1(40 - t_2) = \bar{h}_r(0,06 - 0,028). \quad (2)$$

Поскольку $\bar{h}_r = f(p_2, t_2)$, то пользуясь диаграммой зависимости энтальпий от температуры и давления находим решение уравнения (2) $\bar{h}_r = 545,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $t_2 = 22 \text{ }^\circ\text{C}$. В результате получаем снижение температуры во впускном коллекторе двигателя на $18 \text{ }^\circ\text{C}$, что положительно сказывается на коэффициенте наполнения, и влечет за собой улучшение энергетических показателей двигателя.

Литература

1. <http://www.vialle.nl/>
2. Петренко В.Г. термодинамічний аналіз процесу впорскування зрідженого пропану до двигуна внутрішнього згорання / В.Г. Петренко, А.С. Соломаха, П.О.Барабаш // Энергетика: економіка, технології, екологія. 2015. № 2. с. 58-63
3. Стаскевич Н.Л. Справочник по сжиженным углеводородным газам / Н.Л.Стаскевич, Д.Я.Вигдорчик. – Л. Недра, 1986. – 543 с.

Абрамчук Федор Иванович, д.т.н. профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
Швидкий Дмитрий Валерьевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
Товстун Игорь Николаевич, студент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ ИСКРООБРАЗОВАНИЯ СИСТЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Для гибкого управления формой импульса тока свечи зажигания и энергией искрообразования, длительностью искры при работе на бедных смесях газовых ДВС, а также продления ресурса свеч зажигания необходимы достоверные данные о всех параметрах системы зажигания, как первичной цепи, так и вторичной.

Большую информативность и точность имеют экспериментальные исследования систем зажигания с определением параметров первичной и вторичной цепей. Экспериментальные исследования двух систем зажигания на базе блоков управления с накоплением энергии в ёмкости для единичного и многоискрового зажигания выполнены на газовом двигателе 6ГЧН13/14. При помощи цифрового осциллографа Tektronix TDS 3014 регистрировались сила тока I_1 и напряжение U_1 в первичной цепи, что дало возможность определить мощность $P_1 = I_1 \cdot U_1$ в любой момент времени и общую энергию $E_1 = \int P_1 \cdot dt$ на выходе из электронного блока управления.

Напряжение во вторичной цепи U_2 измерялось при помощи высоковольтного щупа North-star PVM-5. Ток во вторичной цепи I_2 измерялся в высоковольтном разъёмном соединении. Зная силу тока I_2 и напряжение U_2 , вычислялись мощность $P_2 = I_2 \cdot U_2$ и энергия $E_2 = \int P_2 \cdot dt$. Результаты регистрации и вычислений приведены в таблице 1.

Как видно из таблицы 1, десятиискровая система зажигания обеспечивает больше в 4 раза выход энергии зажигания блока управления, чем одноискровая, при этом выход энергии с катушки зажигания больший в 3,1 раза. Десятиискровая система зажигания передает на электроды свечи в 3 раза большую энергию искрового разряда, по сравнению с одноискровой, и делает это в течение в 4 раза большего промежутка времени.

Таблица 1. Энергетические показатели искрового разряда

Показатели	Одноискровой разряд	Десятиискровой разряд
Выход энергии с электронного блока управления, мДж/%	280/100	1120/100
Выход энергии с катушки зажигания, мДж/%	75/26,7	235/21
Энергия, подведенная к электродам свечи, мДж/%	51/18,2	155/13,8
Длительность искрового разряда, мс.	0,2	0,8

Это значительно увеличивает надежность воспламенение смеси. Эффективность передачи энергии от электронного блока управления к электродом свечи при одноискровой системы составляет 18,2%, а при десятиискровой 13,8%, это на 24% менее эффективно.

Испытания систем зажигания показали, что снижение эффективности передачи энергии вызвано ростом тепловых потерь в электронном блоке управления при увеличении времени и энергии разряда. Данное обстоятельство, в свою очередь, приводит к тому, что электронный блок управления нагревается гораздо сильнее при работе в режиме многоискрового разряда, чем в одноискровом. Таким образом, при проектировании серийного образца многоискровой системы зажигания на основе серийных узлов одноискровых систем необходимо учесть это обстоятельство – в частности, обеспечить усиленный теплоотвод от электронного блока управления.

Аржаєв Геннадій Олександрович, викладач, Миколаївський будівельний коледж Київського національного університету будівництва і архітектури
Слободчиков Віталій Валерійович, викладач, Миколаївський будівельний коледж Київського національного університету будівництва і архітектури
Балака Максим Миколайович, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, maxim.balaka@gmail.com

ЗАСТОСУВАННЯ СТИСНЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Останнім часом спостерігається тенденція до зменшення ролі нафти та нафтопродуктів у світовій економіці, яка пояснюється зниженням темпів видобутку нафти, скороченням інвестицій у геологорозвідувальні роботи і підвищенням цін на нафту та нафтові палива. Тому альтернативні моторні палива є ефективними заміниками традиційних нафтових палив, застосування яких дозволяє поліпшити екологічні та експлуатаційні властивості автотранспорту [1].

Стиснений (компримований) природний газ (CNG – Compressed Natural Gas) сьогодні є одним з альтернативних моторних палив, який застосовується в двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ). Разом з високою масовою енергоемністю, низьким вмістом токсичних речовин у продуктах згоряння та високою детонаційною тривкістю, що пом'якшує роботу двигуна і дає змогу форсувати його за ступенем стиснення, до позитивних факторів використання стисненого природного газу (СПГ) можна віднести [2]:

- підвищення на 35...40 % моторесурсу двигуна порівняно з бензиновими двигунами внутрішнього згоряння;

- збільшення у 2...3 рази терміну використання моторної оливи та на 30...40 % терміну служби свічок запалювання.

Але поряд з перевагами цей вид палива має суттєві недоліки [2, 3]:

- підвищення вартості машини (за наявності газобалонної апаратури) в середньому на 27 %;

- зниження потужності ДВЗ на 18...20 % за рахунок зменшення енергоемності паливоповітряної суміші та коефіцієнта наповнення циліндрів у порівнянні зі скрапленими природним і нафтовим газами;

- збільшення тривалості розгону на 24...30 % та зниження максимальної швидкості на 5...6 % за рахунок погіршення тягово-динамічних властивостей транспортного засобу;

- зменшення вантажопідйомності машини на 9...14 % за рахунок значної маси (до 90 кг) балонів високого тиску (до 20 МПа) об'ємом 50 л;

- необхідність ретельного очищення СПГ від вологи (для запобігання замерзання апаратури при дроселюванні газу), та від ціану (CN)₂ (для запобігання руйнування стінок балонів від міжкристалічної корозії);

- збільшення на 7...8 % трудомісткості обслуговування та ремонту.

Однак з урахуванням того, що питома вартість витраченого палива різко знижується, транспорт, який працює на СПГ, все ж таки економніше.

Далі розглянемо різноманітні можливості пристосування сучасних ДВЗ для живлення їх стисненим природним газом:

– модернізація, завдяки введенню нових елементів, належить до модифікації існуючих двигунів, яка проводиться шляхом зміни або введення нових елементів, що створюють можливість використання в якості палива СПГ (однак виробник транспортного засобу не дає гарантії на такі двигуни);

– нові двигуни, які вироблено на заводі та фабрично пристосовано до живлення СПГ;

– спеціальні двигуни, пристосовані виключно для живлення СПГ (модернізовані або нові двигуни);

– двопаливні двигуни з відкритою системою керування – стосується винятково конверсії дизельних двигунів. У цих двигунах збережена існуюча паливна система і додана паливна система СПГ. Застосовується два палива та їх взаємні пропорції змінюються в залежності від навантаження двигуна. 100 % споживання дизпалива, але неможливе 100 % споживання СПГ;

– двопаливні двигуни з замкнутою системою керування – модифікація двигуна, що живиться двома паливами, причому об'ємна частка дизпалива невелика і обмежується джерелом запалення для СПГ. Двигун, що живиться винятково дизпаливом, може працювати на холостому ходу, але не може досягти повної потужності;

– двигуни, які працюють на двох паливах – двигуни, що можуть заправлятися по черзі бензином і СПГ, але ніколи двома паливами одночасно. Вибір палива здійснюється механічним або автоматичним перемикачем.

Для роботи на СПГ пристосовані автомобілі марок ЗИЛ-138А, ГАЗ-52-27, КамАЗ-53208...КамАЗ-53218, самоскиди ЗИЛ-ММЗ-54054, фургони ГЗСА-37042 (для перевезення хліба), ГЗСА-8991В (для перевезення промислових товарів), ГЗСА-893Б (для перевезення меблів), машини міського комунального господарства, автобуси ЛиАЗ-677Г, ЛиАЗ-695П, ЛАЗ-695НГ та інші [2].

Автомобільні газонаповнюючі компресорні станції рентабельні при об'ємах реалізації стисненого природного газу 7...8 млн.м³/рік [3].

Література

1. Слободчиков В. В. Моторні палива з альтернативних енергетичних ресурсів / В. В. Слободчиков, М. М. Балака // Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта 2015 : материалы Междунар. науч.-практ. конф., 21–22 мая 2015 г. – Д. : НГУ, 2015. – С. 250–254.

2. Полянський С. К. Експлуатаційні матеріали для автомобілів та будівельно-дорожніх машин / С. К. Полянський, В. М. Коваленко. – К. : Либідь, 2005. – 504 с.

3. Емельянов В. Е. Альтернативные экологически чистые виды топлива для автомобилей. Свойства, разновидности, применение / В. Е. Емельянов, И. Ф. Крылов. – М. : Астрель, АСТ, 2004. – 128 с.

Вамболь Сергій Олександрович, д.т.н., професор, завідувач кафедри прикладної механіки, Кондратенко Олександр Миколайович, к.т.н., доцент кафедри прикладної механіки, Ачкасова М.А., курсант, Поліканова О.В., курсант, Національний університет цивільного захисту України, kondratenko@nuczu.edu.ua

ІЄРАРХІЧНЕ МІСЦЕ КРИТЕРІЮ ДЛЯ ОЦІНЮВАННЯ ПАЛИВО-ЕКОЛОГІЧНИХ АСПЕКТІВ ЗАСТОСУВАННЯ ФІЛЬТРІВ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК НА АВТОТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛЯХ

У дослідженні [1] розроблено і описано систему управління екологічною безпекою (СУЕБ) процесу експлуатації транспортних енергетичних установок (ТЕУ) з поршнеvim двигуном внутрішнього згорання (ПДВЗ). Її структура містить Етап 4 «Результати використання СУЕБ», у якому міститься Рівень 8 «Система моніторингу та контролю рівня екологічної безпеки (ЕБ)», що є завершальним і замикає СУЕБ зворотним зв'язком шляхом моніторингу показників ЕБ об'єкту впливу СУЕБ і контролю ефективності роботи самої СУЕБ [1–3]. Завдання створення методологічного забезпечення для реалізації цього Етапу вирішується шляхом розробки критерію ефективності функціонування такої СУЕБ [4]. Пропонована концепція розробки критерію ефективності функціонування СУЕБ процесу експлуатації ТЕУ з ПДВЗ і алгоритму його застосування передбачає послідовну реалізацію кроків, описаних у [4]. Для реалізації Кроку «Відгук об'єкту на дію СУЕБ» запропонованого алгоритму пропонується різницю величин комплексу техніко-економічних й екологічних показників базового та модернізованого (шляхом впливу СУЕБ) варіантів ТЕУ з ПДВЗ вважати критерієм ефективності функціонування СУЕБ процесу експлуатації ТЕУ з ПДВЗ – $\Omega_{СУЕБ}$. Однак, при цьому слід враховувати наступні аспекти ієрархічної структури самої СУЕБ, ТЕУ та її життєвого циклу (ЖЦ).

Весь життєвий цикл ТЕУ з ПДВЗ традиційно ділять на послідовний ланцюжок етапів, поділ на які не знайшов єдиного підходу у дослідників. У світлі специфіки даної проблематики і вищесказаного їх раціонально об'єднати в наступні блоки: Блок I «Розробка і виробництво»; Блок II «Експлуатація»; Блок III «Утилізація». Особливості ТЕУ як таких та ПДВЗ як їх джерел енергії, що мають враховуватися є наступними. По-перше, один і той самий ПДВЗ може використовуватися для приводу різномісних ТЕУ (наприклад, автотракторні дизелі), тобто експлуатуватися за різними моделями експлуатації. По-друге, одна ТЕУ може містити більше одного ПДВЗ (наприклад, пересувний бетонозмішувач з приводом міксера від окремого ПДВЗ, автопотяг з тягача і енергоагрегату з електрогенератором, водяним насосом, повітряним компресором тощо), які можуть експлуатуватися як одночасно, нарізно, так і з деяким перекриттям часу роботи одне одного. По-третє, сама ТЕУ, без урахування наявності в її складі ПДВЗ та агрегатів його систем, винесених за межі підкапотного простору, також є джерелами екологічної та техногенної небезпеки, і повинні якісно й кількісно характеризуватися своїми власними факторами, критерії для оцінки яких, також потребують розробки або доопрацювання. По-четверте, у деяких ТЕУ присутній ПДВЗ, що не є основним чи головним джерелом механічної енергії,

або ж виробляє таку енергію переривчасто (наприклад, гібридні автомобілі), при цьому модель його експлуатації принципово відмінна від традиційних як по структурі, так і по параметрах окремих режимів роботи ПДВЗ.

У зв'язку з вищенаведеним, особливо слід відзначити, що пропонований критерій ефективності функціонування СУЕБ процесу експлуатації ЕУ з ПДВЗ $\Omega_{СУЕБ}$ в пропонованій постановці займає наступне ієрархічне місце в структурі ЖЦ та складі ЕУ: по-перше, характеризує лише II блок ЖЦ ТЕУ з ПДВЗ «Експлуатація»; по-друге, характеризує ЕБ лише частини ТЕУ, а саме ПДВЗ і агрегатів систем, що його обслуговують. Тому для СУЕБ процесу експлуатації ТЕУ (II Блоку, що позначено відповідним індексом) з ПДВЗ критерій ефективності функціонування $\Omega_{СУЕБ}$ можна виразити наступною формулою:

$$\Omega_{СУЕБ}^{ЕУ} = f \left(\sum_{j=1}^m \Omega_{СУЕБ}^{ДЕ}; \sum_{k=1}^n \Omega_{СУЕБ}^{СЕ} \right), \quad (1)$$

де f – деяка математична функція, що пов'язує між собою складові критерію $\Omega_{СУЕБ}$; j – номер джерела енергії у складі ЕУ; k – номер споживача енергії у складі ЕУ; m – кількість джерел енергії у складі ЕУ; n – кількість споживачів енергії у складі ЕУ; індексами $ДЕ$ та $СЕ$ позначено критерій $\Omega_{СУЕБ}$ для джерел енергії ТЕУ (наприклад, ПДВЗ та його агрегатів його систем, винесених за межі підкапотного простору) та її споживачів енергії (усі виконавчі органи ТЕУ, деталі її остова, контрольно-вимірального обладнання тощо) відповідно.

Таким чином, визначено, описано і проілюстровано ієрархічне місце розробленого критерію ефективності функціонування СУЕБ процесу експлуатації ТЕУ з ПДВЗ у структурі СУЕБ, ТЕУ та ЖЦ з урахуванням специфічних особливостей останніх.

Література

1. Сучасні способи підвищення екологічної безпеки експлуатації енергетичних установок: монографія [Текст] / С.О. Вамболь, О.П. Строков, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко. – Х.: Стиль-Издат (ФОП Бровін О.В.), 2015. – 212 с.
2. Вамболь С.А. Методологический подход к построению системы управления экологической безопасностью эксплуатации энергетических установок [Текст] / С.А. Вамболь, А.П. Строков, В.В. Вамболь, А.Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания: всеукр. научн.-техн. журнал. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 1. – С. 48 – 52.
3. Кондратенко А.Н. Функции системы управления экологической безопасностью эксплуатации энергетических установок [Текст] / А.Н. Кондратенко, С.А. Вамболь, В.В. Вамболь // Науковий вісник ХНАДУ – Х.: ХНАДУ, 2015. – Вип. 69. – С. 95 – 100.
4. Кондратенко А.Н. Концепция оценки эффективности управления экологической безопасностью процесса эксплуатации энергетических установок с поршневым ДВС [Текст] / А.Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания: всеукр. научн.-техн. журн. – Х.: НТУ «ХПИ», 2016. – № 2. – С. 68 – 72.

Воробьев Юрий Анатольевич, профессор кафедры 107, Национальный аэрокосмический университет им Н.Е. Жуковского «ХАИ»
Лагутин Даниил Александрович, студент, Национальный аэрокосмический университет им Н.Е. Жуковского «ХАИ»

ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ КЛАПАНАМИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Кулачок распределительного вала двигателей внутреннего сгорания определяет основные параметры работы газораспределительного механизма (момент, ход, продолжительность открытия клапана). Горючая смесь (или воздух, поступающий в цилиндры двигателя) и отработавшие газы имеют определенную массу и обладают инерцией, поэтому наполнения цилиндров смесью на различных оборотах происходит по-разному. Так, оптимальное соотношение момента, хода и продолжительности клапана на низких оборотах, выльются в недостаточное наполнение цилиндров на высоких оборотах, что сильно уменьшит выходную мощность. И наоборот, оптимальные настройки для высоких оборотов приведут к неустойчивой работе на холостом ходу.

Система изменения фаз газораспределения предназначена для регулирования параметров работы газораспределительного механизма в зависимости от режимов работы двигателя. Применение данной системы обеспечивает повышение мощности и крутящего момента двигателя, топливную экономичность и снижение вредных выбросов. В зависимости от регулируемых параметров работы газораспределительного механизма различают следующие способы изменяемых фаз газораспределения: поворот распределительного вала, применение кулачков с разным профилем, изменение высоты подъема клапанов.

Все эти способы обеспечивают лишь частичную регулировку параметров, так как ограничены формой распределительного вала, который напрямую связан с коленчатым валом автомобиля.

Система управления клапанами газораспределительного механизма с помощью пневмо- и гидроконтуров позволяет открывать и закрывать клапаны газораспределительного механизма в любой момент времени, вне зависимости от других параметров работы двигателя и имеет такие преимущества:

- регулирование хода клапана и времени открытия позволяет гибко подстраиваться под манеру вождения водителя, максимально эффективно используя топливовоздушную смесь;
- повышение мощности двигателя за счет лучшего наполнения цилиндров на рабочих оборотах;
- уменьшение расхода топлива за счет уменьшения пульсаций на холостом ходу и работе двигателя с низкой нагрузкой;
- возможность отказа от дроссельной заслонки за счет регулировки хода клапана, тем самым уменьшая насосные потери;
- облегчение использования системы отключения части цилиндров двигателя, для обеспечения экономии.

Воробьев Юрий Анатольевич, проф. каф. 107 Национального аэрокосмического университета им. Н. Э. Жуковского «ХАИ»

Рукас Дмитрий Сергеевич, магистрант Национального аэрокосмического университета им. Н. Э. Жуковского «ХАИ»

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПУТЕМ ВПРЫСКА ВОДЫ

Система впрыска воды в инжекторных двигателях современных автомобилей является новым техническим решением и имеет большую актуальность в связи с рядом преимуществ, по сравнению с обычными атмосферными двигателями. Данная система позволяет добиться повышения эффективности работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС), уменьшения вредных выбросов в окружающую среду, уменьшения расхода топлива, увеличения ресурса двигателя.

Впрыск воды в воздух, который питал ДВС, придумали еще в 1930-х годах для авиационных двигателей с целью повышения их скоростных характеристик на форсажных режимах. При этом специалисты столкнулись с замерзанием жидкости и проблемами ее дозировки. Вопрос с замерзанием был решен путем смешивания воды с метанолом в разных пропорциях, а с дозировкой воды проблема не была решена. Только с появлением электронных блоков управления удалось решить эту проблему, но это решение было уже не актуально для авиации. В наше время данной системой занялась компания BOSCH, которая к 2019 году планирует начать серийный выпуск автомобилей с впрыском воды в цилиндр двигателя серийно.

Современные ДВС имеют ряд недостатков, которые данная технология может в известной степени решить. К примеру, топливо при попадании в цилиндр, теряет часть энергии за счет съема тепла со стенок цилиндра и распадается на сложные углеводы в виде нагара на стенках. В свою очередь данный недостаток является предпосылкой для преддетонационных процессов, которые пагубно влияют на ресурс двигателя. Впрыск воды позволяет снизить температуру в цилиндре за счет ее испарения. В связи с этим плотность воздуха повышается и также повышается концентрация кислорода в том же объеме, что в свою очередь повышает мощность и экологичность двигателя.

Указанная система позволяет увеличить ресурс двигателя за счет своих моющих свойств. При испарении, вода смывает налет со стенок цилиндра и в дальнейшем препятствует образованию нагара. Также пары воды вступают в реакцию с выхлопными газами, нейтрализуя их, что повышает экологичность на 5-20 %. В целом эта система позволяет частично решить несколько проблем современного двигателестроения, но исходя из исторических справок и данных экспериментов можно сделать вывод, что впрыск воды целесообразно использовать на двигателях с эффективной мощностью более 100 л.с. с одного литра рабочего объема.

Таким образом, нами выполнен обзор современных разработок по данной теме. Планируется провести тепловой расчет двигателя и провести эксперимент с целью обоснования предоставленных выше эффектов.

Грицук Ігор Валерійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, *gritsuk_iv@ukr.net*,
Вербовський Валерій Степанович, науковий співробітник, ІГ НАН України

ОСОБЛИВОСТІ ПЕРЕДПУСКОВОЇ І ПІСЛЯПУСКОВОЇ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ В УМОВАХ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР ЗА ДОПОМОГОЮ КОМПЛЕКСНОЇ СИСТЕМИ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПРОГРІВУ З ФАЗОПЕРЕХІДНИМИ ТЕПЛОВИМИ АКУМУЛЯТОРАМИ

За допомогою розроблених математичних моделей[1] було розраховано роботу комплексної системи передпускового прогріву (КСПП) з фазоперехідними тепловими акумуляторами (ТА) в процесі повного циклу їх розрядки – зарядки у складі дослідної системи для газового двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) К-159 М2. В математичних моделях були враховані особливості конструкції ТА, як складових частин системи охолодження (СОД) і системи мащення (СМ), при одночасному прогріві охолоджуючої рідини (ОР) і моторної оливи (МО) в процесі передпускового і післяпускового прогріву.

Розроблені методики і математичні моделі[1] розрахунку роботи ТА, контактного теплового акумулятора (КТА), накопичувача моторної оливи з ТА (НМОТА) фазового переходу КСПП в процесі повного циклу їх розрядки – зарядки – зберігання теплової енергії у складі дослідної системи, як за рахунок фізичного охолодження – нагрівання, так і при здійсненні процесу кристалізації теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ) в квазіізотермічному режимі. Для формування бази вихідних даних в математичній моделі КСПП дослідного газового двигуна вихідні дані стосовно теплових параметрів при роботі ДВЗ в режимі холостого ходу були отримані за допомогою програмного комплексу Diesel-RK. За допомогою розробленої математичної моделі визначений вплив швидкості циркуляції ОР і МО газового двигуна на час його прогріву, який показав, що за рахунок збільшення швидкості циркуляції ОР і МО в КСПП до 0,22 м/с можливо скоротити час прогріву ОР і МО двигуна на 8-9 хв.

Виходячи з розроблених алгоритмів одночасного передпускового і післяпускового прогріву СОД і СМ газового двигуна були складені 11 варіантів для виконання аналізу використання складових розробленої КСПП. При цьому, для всіх означених варіантів, під час здійснення передпускового і післяпускового прогріву газового двигуна з КСПП, оцінювались наступні режимні параметри: прогрів ОР і МО від T_{oc} до 50°C , хв., підтримання $T_{OP} \approx 50^{\circ}\text{C}$ і $T_{MO} \approx 50^{\circ}\text{C}$, хв., прогрів ОР і МО від 50°C до 85°C , хв. Аналіз параметрів роботи проводився окремо для СО і СМ двигуна при різних температурах оточуючого середовища, а саме: 20°C , 0°C , -20°C .

Оцінка впливу конструктивних параметрів та параметрів налаштування КСПП на час передпускового і післяпускового прогріву, паливну економічність та викиди оксидів азоту газового двигуна К-159 М2 підтвердила покращення термінових параметрів прогріву, паливної економічності при роботі газового двигуна за розробленим циклом прогріву із застосуванням комплексної системи

передпускового прогріву, а також ефективність застосування КСПП, як одного з дієвих напрямків покращення екологічних показників ДВЗ без погіршення паливної економічності.

Порівняння часу прогріву ОР двигуна показало, що КСПП з ТА дозволяє суттєво покращити показники часу прогріву (до 23-44%), а час прогріву моторної оливи ДВЗ – до 20-44% у порівнянні зі штатними системами двигуна. При цьому сумарна витрата палива на прогрів двигуна зменшується на 69-80%, викиди оксидів азоту – на 93-97%, що відповідає часу прогріву ДВЗ з КСПП без прогріву МО двигуна. Суттєвим позитивним моментом при здійсненні прогріву МО ДВЗ є додатковий прогрів зони колінчастого валу двигуна. При використанні комбінації варіантів поєднання підсистем в КСПП найбільш доцільним залишається варіант з використанням ТА, як для прогріву ОР і МО від T_{oc} до 50°C , хв., так і для прогріву ОР і МО від 50°C до 85°C , хв. Для довготривалого підтримання $T_{OP} \approx 50^{\circ}\text{C}$ при непрацюючому двигуні найбільш доцільно для ОР використовувати наступні варіанти поєднання підсистем КСПП: ТА + КТА, ТА + КТА + НМОТА і ТА + КТА + НМОТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}\text{C}$). Таке поєднання елементів і підсистем дозволяє покращити теплові показники газового двигуна для ОР на 1600 (1400/1100) хв. або на 2000 (3500/5500)% відповідно. Для довготривалого підтримання $T_{МО} \approx 50^{\circ}\text{C}$ при не працюючому двигуні найбільш доцільно для МО використовувати варіант поєднання підсистем КСПП у вигляді ТА + КТА + НМОТА ($T_{ТАМ} = 85^{\circ}\text{C}$). Таке поєднання елементів і підсистем дозволяє покращити теплові показники прогріву газового двигуна для МО на 2310 (2018/1840) хв. або на 1590 (3363/6133)% відповідно.

В цілому використання КСПП доцільно, як для забезпечення передпускової підготовки газового двигуна К-159 М2 (6Ч 12/14), так і для довготривалого його зберігання при не працюючому двигуні в різних кліматичних умовах експлуатації, а особливості комплектації і технології використання вибираються в залежності від експлуатаційних потреб і призначення двигуна[2]. В результаті проведеної роботи були розроблені основні рекомендації для створення КСПП для газового двигуна, що враховують широкий спектр зовнішніх та внутрішніх факторів, які впливають на роботу системи, точність її роботи, надійність та зручність в експлуатації.

Література

1. Вербовський В.С. Математична модель розрахунку показників роботи двигуна внутрішнього згорання з системою передпускового прогріву при здійсненні передпускового і післяпускового прискореного прогріву / В.С.Вербовський, І.В. Грицук, Д.С.Адров // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». - Луцьк: ЛНТУ, 2014. – Випуск №45, - с.64-71.

2. Вербовський В.С. Оцінка доцільності проведення передпускової і післяпускової підготовки газового двигуна К-159 М2 за допомогою комплексної системи передпускового прогріву / В.С. Вербовський // Збірник наук. праць ДонІЗТУкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2014 – Випуск №39., с.93-99.

Грицюк Александр Васильевич, д.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
Ревелюк Иван Сергеевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ 4ДТНА1

Для улучшения надежности двигателя необходимо снижать динамические нагрузки от воздействия крутильных колебаний на узлы и агрегаты как всей трансмиссии в целом, так и двигателя в частности. Одним из путей гашения крутильных колебаний является применение силиконового демпфера.

Однако данный демпфер должен быть спроектирован и изготовлен таким образом, что бы диапазон его наиболее эффективной работы приходился на резонансные частоты вращения коленчатого вала двигателя. Другими словами демпфер должен быть определенным образом настроен.

Для корректной настройки демпфера необходимо провести полный комплекс расчетов двигателя на крутильные колебания. Для этого задаются исходными данными, такими как массовые моменты инерции и жесткости кривошипов и других элементов коленчатого вала. Если массовый момент инерции кривошипа можно получить, построив 3D модель в программном комплексе САПР, таком как SolidWorks или Autodesk Inventor, то жесткость кривошипа определить таким образом невозможно.

Для определения жесткости коленчатого вала применяются расчетные и экспериментальные методы, однако выполнение оценки жесткости коленчатого вала с помощью расчетных методов не дает достаточно точных результатов.

Это происходит из-за того, что при расчетах применяются эмпирические формулы. Существует множество различных эмпирических формул для расчета жесткости коленчатого вала, как отечественных авторов, так и зарубежных. Наиболее часто применяемыми среди них являются формулы, которые разработаны С.С. Зиманенко, фирмой Зульцер, Коломенским машиностроительным заводом, В.П. Терских, Картером и С.П. Тимошенко. Однако все эти формулы не учитывают конструктивные особенности коленчатого вала, такие как галтели, отверстия для подвода масла, форму щек и противовесов и т.д.

Исходя из всего вышесказанного, наиболее точным является экспериментальный метод определения жесткости коленчатого вала.

В государственном предприятии “Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению” был разработан стенд (рис. 1) для проведения эксперимента по определению жесткости коленчатого вала. Коленчатый вал устанавливается на стенд на крайние опоры 1-й и 5-й коренными шейками, и соединяется с траверсой со стороны фланца под установку маховика посредством переходной шлицевой втулки. От проворачивания коленчатый вал фиксируется с помощью центральной опоры, которая благодаря смещению

относительно продольной оси вала фиксирует одну из шатунных шеек таким образом, что плоскость кривошипа располагается горизонтально.

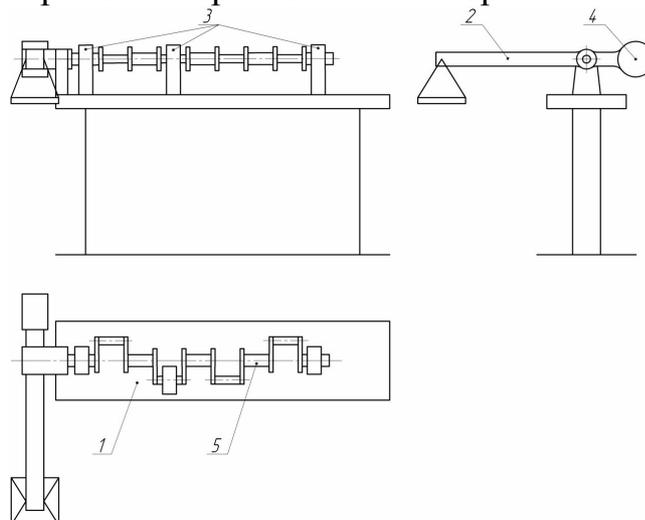


Рис. 1. Схема стенда для определения жесткости коленчатого вала. 1 – стол стенда; 2 – траверса; 3 – опоры; 4 – противовес; 5 – коленчатый вал

Измерение величины угла закрутки коленчатого вала производится индикаторами часового типа. Индикаторы жестко закрепляются на столе стенда, а ножки индикаторов должны касаться флажков, смонтированных на коренных шейках коленчатого вала. Расстояние от точки касания ножки индикатора до оси коленчатого вала составляет 90 мм.

После закрепления коленчатого вала создается необходимый скручивающий момент путем помещения груза в корзину, с помощью которой производится нагружение и производятся замеры перемещения флажка, что, в дальнейшем, будет пересчитано в относительный угол закрутки $\Delta\varphi$.

Далее добавляется груз, и повторяются действия, описанные выше.

После чего закрепляется следующая шатунная шейка, и эксперимент проводится вновь.

После проведения предварительного эксперимента было обнаружено, что при данной схеме закрепления коленчатого вала и нагружения, в системе возникает не только скручивающий момент, но и момент, изгибающий ось вала, что вносит некоторые искажения показаний.

Для устранения данного негативного эффекта применили метод математического планирования эксперимента и провели четыре группы испытаний (2 положения вала и 2 направления приложения нагрузки), основанных на ортогональных математических планах второго порядка для двух переменных, варьируемых на трех уровнях.

Используя полученные результаты измерений, были составлены 16 полиномиальных уравнений. Их последующая обработка и, как результат, получение величины жесткости участка коленчатого вала, является задачей дальнейших исследований.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ПІД ЧАС РОБОТИ НА БІОДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ

Суттєво вирішити проблему дефіциту нафти та зменшити викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами автотракторної техніки можна використанням альтернативних моторних палив, зокрема біодизельного палива. Значна частина колісних тракторів в сільському господарстві, промисловості та комунальному господарстві використовуються в якості технологічного транспорту.

Порівняльні випробування транспортних машин в експлуатаційних умовах за паливною економічністю та токсичністю відпрацьованих газів під час роботи на різних паливах представляють складну організаційно-технічну задачу. Значно простіше це зробити з використанням математичних моделей

За допомогою уточненої математичної моделі можна досліджувати вплив виду використовуваного палива на його витрату та токсичність відпрацьованих газів колісних тракторів під час їх руху за їздовим циклом.

Визначення показників колісного трактора під час роботи на біопаливі здійснювалось шляхом моделювання його руху на математичній моделі в прийнятому їздовому циклі, який показаний на рис. 1.

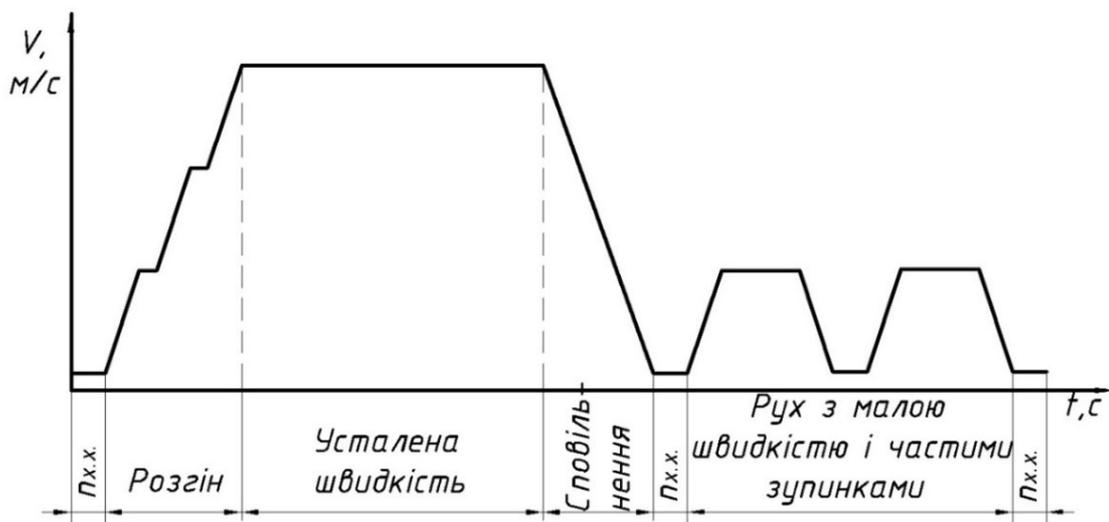


Рис. 1 – Їздовий цикл засобів технологічного транспорту

Математична модель [1, 2] представлена низкою диференціальних і алгебраїчних рівнянь, що описують закономірності зміни швидкості трактора, витрати палива і викидів шкідливих речовин (ШР) у відпрацьованих газах (ВГ) на кожній елементарній ділянці їздового циклу. Вхідними параметрами математичної моделі прийнята величина переміщення важеля керування паливоподачею φ_{op} і швидкість V_{op} переміщення важеля, передаточне число U_i

коробки передач, час переключення передач t_{cki} і частота обертання двигуна n_d , при якій оператор включає більш високу передачу при розгоні. Задані оператором φ_{op} , V_{dp} і n_d визначають крутний момент двигуна. Крутним моментом і частотою обертання визначаються режими роботи двигуна, годинні витрати палива G_n і повітря $G_{нов}$, вміст у ВГ сажі С, оксидів вуглецю СО, вуглеводнів C_mH_n і оксидів азоту NO_x [1].

Дорожні випробування трактора МТЗ-80 з причепом 2ПТС-4, який перевозив вантаж, проводились за прийнятим їздовим циклом. Тракторний дизель було дообладнано для роботи на біодизельному паливі.

Під час дорожніх випробувань визначались витрата палива G_n , швидкість руху V , час t руху трактора в циклі та відстань S , на якій проводились дослідження руху колісного трактора.

В математичній моделі використовуються результати експериментальних досліджень двигуна під час роботи на новому біопаливі. Були проведені стендові випробування дизеля Д-243 при його роботі на ізопропіловому ефірі ріпакової олії (ІЕРО) та нафтовому ДП в результаті яких отримані навантажувальні характеристики при різних частотах обертання з заміром викидів шкідливих речовин. Як видно з наведених характеристик, потужність N_e дизеля при роботі на цих паливах практично однакова. У випадку роботи дизеля на ІЕРО має місце збільшення питомої витрати g_e палива в межах 4...6 % в результаті меншої теплоти згоряння та збільшення концентрації оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах через більший вміст кисню в біопаливі та підвищення температури робочого тіла в циліндрах дизеля. Димність ВГ є меншою при роботі на біопаливі, особливо при навантаженнях близьких до максимальних. Це говорить про більш повне вигорання сажі в циліндрах дизеля.

Дослідження показали, що математична модель руху колісного трактора достатньо адекватно описує рух колісного трактора в експлуатаційних умовах і може бути використана для оцінки ефективності заходів, направлених на покращення паливо-економічних та екологічних показників колісного трактора в умовах експлуатації.

Література

1. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях / Ю.Ф. Гутаревич. – К: Выща школа, 1991. – 179 с.
2. Гутаревич Ю.Ф. Уточнена модель руху вантажного автомобіля з дизелем в режимах їздового циклу при роботі на дизельному та біодизельному паливах / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, О.О. Левківський // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. – 2012. - №14. – С. 25-28.

Каракуркчи Анна Владимировна, к.т.н., начальник научно-исследовательской лаборатории, НТУ “ХПИ”, anyutikukr@gmail.com

Сахненко Николай Дмитриевич, д-р. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой, НТУ “ХПИ”

Ведь Марина Витальевна, д-р. техн. наук, профессор, НТУ “ХПИ”

ОКСИДНЫЕ КАТАЛИТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ В ТЕХНОЛОГИЯХ ПОВЫШЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВС

Одним из эффективных способов повышения топливной экономичности поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является использование каталитических материалов (в частности, оксидов переходных металлов) для интенсификации процессов горения топлива в камере сгорания ДВС. Наряду со снижением расхода топлива это приводит к уменьшению количества токсичных выбросов (CO , NO_x) в окружающую среду за счет более полного сгорания топливно-воздушной смеси.

Нами достигнуты определенные положительные результаты по формированию оксидных каталитических систем методом плазменно-электролитического оксидирования (ПЭО) непосредственно на деталях поршневой группы ДВС [1]. В этом случае носителем катализатора выступает непосредственно материал поршня (сплав алюминия с кремнием). Его оксидирование в специально разработанных электролитах с добавками поливалентных переходных металлов в ПЭО-режиме позволяет формировать равномерные оксидные слои с высоким содержанием каталитических компонентов даже на деталях сложной геометрической формы со значительными массогабаритными характеристиками. Полученные материалы обладают комплексом уникальных физико-механических характеристик за счет формирования керамико-подобной структуры и, благодаря инкорпорации нестехиометрических оксидов переходных металлов, демонстрируют высокие каталитические свойства [2].

Таким образом, оксидные каталитические системы, сформированные методом ПЭО непосредственно на деталях поршневой группы ДВС, являются перспективными в технологиях повышения топливной экономичности и экологичности поршневых ДВС.

Литература

1. Каракуркчі Г.В. Підходи щодо підвищення паливної економічності двигунів внутрішнього згорання бронетанкового озброєння та автомобільної техніки / Г.В. Каракуркчі, М.Д. Сахненко, М.В. Ведь, А.С. Горохівський, В.М. Щокін // Системи озброєння і військова техніка. – 2016. – № 2. – С. 26 – 31.

2. Парсаданов І.В. Дослідження дизеля з каталітичним покриттям поверхні камери згорання / І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, М.В. Ведь, І.М. Карягін, В.О. Хижняк, Д.С. Андрощук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 2. – С. 69 – 72.

Кондратенко Олександр Миколайович, к.т.н., доцент кафедри прикладної механіки, Метельов Олександр Володимирович, к.т.н., доцент, декан факультету техногенно-екологічної безпеки, Національний університет цивільного захисту України, kharkivjanyn@i.ua

АЛГОРИТМ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЕКОЛОГІЧНОЮ БЕЗПЕКОЮ ПРОЦЕСУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ПОРШНЕВИМ ДВЗ

Авторами дослідження [1] розроблено систему управління екологічною безпекою (СУЕБ) процесу експлуатації транспортних енергетичних установок (ТЕУ) з поршневим двигуном внутрішнього згоряння (ПДВЗ). Структура такої містить Етап 4, що має назву «Результати використання СУЕБ», який у свою чергу містить Рівень 8, що носить назву «Система моніторингу та контролю рівня екологічної безпеки (ЕБ)», є завершальним в структурі СУЕБ, замикає її зворотним зв'язком шляхом застосування моніторингу показників ЕБ і контролю ефективності роботи самої СУЕБ [1 – 3]. Вирішення завдання створення методологічного забезпечення для реалізації цього Етапу пропонується шляхом розробки критерію ефективності функціонування СУЕБ процесу експлуатації ТЕУ з ПДВЗ, що вирізняється якомога більшою універсальністю [4].

Пропонована концепція розробки критерію ефективності функціонування СУЕБ процесу експлуатації ТЕУ з ПДВЗ і алгоритму його застосування передбачає наступну послідовність кроків.

Крок А «Базовий варіант об'єкту» передбачає кількісну оцінку в абсолютних і відносних одиницях рівня значень комплексу технікоекономічних і екологічних порежимних та/або середньоексплуатаційних показників базового варіанту ТЕУ з ПДВЗ, тобто до впровадження розроблених заходів щодо підвищення рівня екологічної безпеки.

Крок Б «Дія СУЕБ на об'єкт» передбачає розробку й впровадження заходів у структурі СУЕБ щодо забезпечення певного рівня ЕБ експлуатації ТЕУ з ПДВЗ.

Крок В «Модернізований варіант об'єкту» передбачає кількісну оцінку рівня значень такого комплексу для модернізованого варіанту ТЕУ з ПДВЗ, тобто після розробки і впровадження заходів щодо підвищення рівня ЕБ на основі нових і вдосконалених способів й засобів).

Крок Г «Відгук об'єкту на дію СУЕБ» передбачає встановлення абсолютного та відносного значення різниці величин такого комплексу для базового і модернізованого варіантів ТЕУ з ПДВЗ, що і пропонується вважати критерієм ефективності функціонування СУЕБ.

Крок Д «Нормування критерію ефективності функціонування СУЕБ» передбачає порівняння отриманого значення різниці величин такого комплексу з її граничним значенням або розробленої шкалою значень і винесення певних висновків на основі результатів порівняння.

Крок Е «Корегування дії СУЕБ на об'єкт» передбачає коригування виду або послідовності заходів щодо забезпечення ЕБ у структурі СУЕБ експлуатації ТЕУ з ПДВЗ, а також інтенсивності чи характеру впливу окремо взятого заходу.

Крок Ж «Зворотний зв'язок» передбачає раціоналізацію критерію ефективності функціонування СУЕБ у ітераційному процесі варіювання значень параметрів процесів і виконавчих органів, що забезпечують необхідний рівень ЕБ.

Для реалізації Кроку «Г» розроблюваного алгоритму пропонується різницю величин комплексу техніко-економічних й екологічних показників базового та модернізованого варіантів ТЕУ з ПДВЗ власне і вважати критерієм ефективності функціонування СУЕБ процесу експлуатації ЕУ з ПДВЗ – $\Omega_{СУЕБ}$. Склад комплексу техніко-економічних і екологічних показників роботи ПДВЗ, що враховуються таким критерієм, повинен бути якомога повнішим, що визначає рівень універсальності критерію. Чи принаймні відповідати пунктам класифікації факторів екологічної небезпеки, джерелом яких є ПДВЗ у складі ТЕУ, розробленої у роботі [1].

Критерій ефективності функціонування СУЕБ процесу експлуатації ТЕУ з ПДВЗ визначається за формулою [4]:

$$\Omega_{СУЕБ} = (E_M - E_B) / E_B, \quad (1)$$

де E_M і E_B – відповідно витрати для модернізованого і базового варіантів ТЕУ з ПДВЗ, грошових одиниць.

Таким чином, розроблено критерій ефективності функціонування СУЕБ процесу експлуатації ТЕУ з ПДВЗ, що дорівнює різниці величин комплексу техніко-економічних й екологічних показників базового та модернізованого варіантів таких об'єктів, є завершальним в структурі СУЕБ, замикає її зворотним зв'язком шляхом застосування моніторингу показників ЕБ і контролю ефективності роботи самої СУЕБ.

Література

1. Сучасні способи підвищення екологічної безпеки експлуатації енергетичних установок: монографія [Текст] / С.О. Вамболь, О.П. Строков, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко. – Х.: Стиль-Издат (ФОП Бровін О.В.), 2015. – 212 с.

2. Вамболь С.А. Методологический подход к построению системы управления экологической безопасностью эксплуатации энергетических установок [Текст] / С.А. Вамболь, А.П. Строков, В.В. Вамболь, А.Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания: всеукр. научн.-техн. журнал. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 1. – С. 48 – 52.

3. Кондратенко А.Н. Функции системы управления экологической безопасностью эксплуатации энергетических установок [Текст] / А.Н. Кондратенко, С.А. Вамболь, В.В. Вамболь // Науковий вісник ХНАДУ – Х.: ХНАДУ, 2015. – Вип. 69. – С. 95 – 100.

4. Кондратенко А.Н. Концепция оценки эффективности управления экологической безопасностью процесса эксплуатации энергетических установок с поршневым ДВС [Текст] / А.Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания: всеукр. научн.-техн. журн. – Х.: НТУ «ХПИ», 2016. – № 2. – С. 68–72.

Корогодский Владимир Анатольевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, korohodskiy@ukr.net, Воропаев Евгений Петрович, начальник отдела перспективных разработок и расчетов УВТ ОКБ ОАО «Мотор Сич».

РЕЗУЛЬТАТЫ 3D МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА В ДВУХТАКТНОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ И ВНЕШНЕМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИИ

Моделирование рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является общепризнанным способом при разработке и доводке конструктивных особенностей двигателя. Применение надежных методов расчета позволяет существенно сократить трудоемкий и дорогостоящий эксперимент, заменить его исследованиями на физических и математических моделях с использованием методов компьютерной оптимизации, что в настоящее время является актуальным и оправданным.

Применение 3D – мерных газодинамических моделей при проектировании ДВС позволяет получить местные значения параметров, векторов скорости и концентрацию газовых составляющих рабочего тела, а также оценить их тенденцию изменения в полостях двигателя по времени. При этом данные расчета позволяют близко к реальным условиям оценить местный характер протекания процессов газообмена, смесеобразования и сгорания в ДВС, что является продуктивным инструментом для оптимизации конструктивных особенностей и определения рациональных регулировочных параметров двигателя.

Перспективно и актуально применение 3D – мерных газодинамических моделей при доводке процессов газообмена в бензиновых двухтактных двигателях с искровым зажиганием и кривошипно-камерной продувкой.

Использование программы, основанной на методе крупных частиц (МКЧ) для решения задач трехмерной газовой динамики в двухтактном двигателе, позволяет моделировать многофазные газодинамические течения, при этом в программе также учитывается теплообмен между рабочим телом и стенками рабочих полостей ДВС.

Согласование соответствующих газодинамических течений рабочего тела в полостях двухтактного двигателя от впускного до выпускного тракта способствует повышению очистки цилиндра от отработавших газов и наполнению его свежим зарядом, что влияет на технико-экономические показатели двигателя.

Результаты расчета при 3-D моделировании процессов газообмена представлены визуализацией полей скорости рабочего тела в цилиндре и выпускной системе (рис. 1), в продувочных каналах и цилиндре (рис. 2).

Полученные результаты расчета при 3-D моделировании на основе МКЧ и экспериментальные данные на режимах внешней скоростной характеристики двухтактного двигателя ДН-4 с карбюраторной системой питания сравниваются по значениям показателей газообмена.

Расчетные значения коэффициента избытка продувочного воздуха φ_0 находятся в диапазоне от 0,7 до 0,482, максимальное отличие от экспериментальных данных до 7,8 % наблюдается при минимальной частоте вращения коленчатого вала ($n = 1931 \text{ мин}^{-1}$), с повышением частоты вращения до максимальных значений ($n = 4993 \text{ мин}^{-1}$) отличие сокращается до 2,4 %.

При повышении частоты вращения коленчатого вала результаты расчета коэффициента наполнения η_v изменяются от 0,56 до 0,425 и в среднем отличаются от экспериментальных данных на 1,8 %.

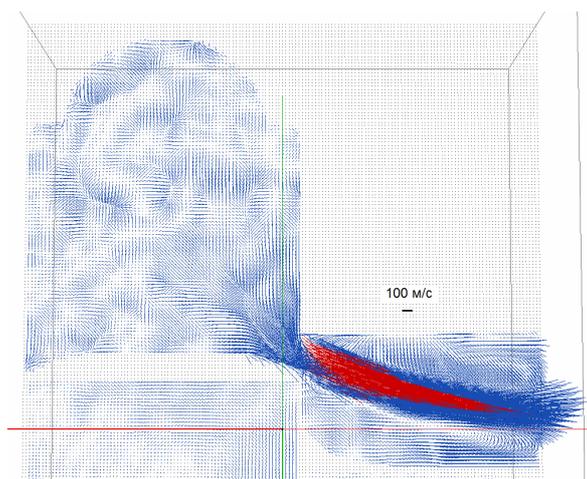


Рисунок 1 – Поле скоростей рабочего тела в цилиндре и выпускной системе при газообмене

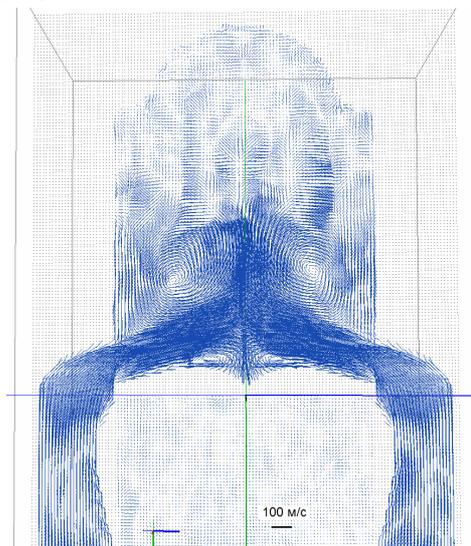


Рисунок 2 – Поле скоростей рабочего тела в продувочных каналах и цилиндре при газообмене

Значения коэффициента утечки продувочного воздуха ν , определенные при расчете, снижаются от 0,283 до 0,22, причем при минимальной частоте вращения коленчатого вала уровень экспериментальных значений ν ниже на 7%, а при максимальной частоте вращения – на 13,6 % выше.

Результаты расчета коэффициента остаточных газов γ при 3-D моделировании процессов газообмена с повышением частоты вращения коленчатого вала изменяются от 0,178 до 0,297, максимальное расхождение значений на 4,38 % с экспериментальными данными наблюдается при максимальной частоте вращения.

Расчетное значение $\gamma = 0,163$ на режиме максимальной нагрузки при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ в результате 3-D моделирования на основе МКЧ отличается от данных эксперимента ($\gamma = 0,166$) на 1,81 %.

Снижение значений показателей газообмена: φ_0 , η_v и ν с повышением частоты вращения коленчатого вала согласуется с повышением уровня остатков продуктов сгорания в цилиндре двигателя и повышением значений коэффициента остаточных газов γ , что объясняется сокращением времени на протекание процессов газообмена.

Корогодский Владимир Анатольевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, korohodskiy@ukr.net, Стеценко Оксана Николаевна, аспирант, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ РАССЛОЕННОГО ТОПЛИВНО-ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА В ДВУХТАКТНОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Применение непосредственного впрыска топлива в цилиндр двухтактного двигателя с искровым зажиганием и организация расслоенного топливно-воздушного заряда (РТВЗ) способствуют повышению технико-экономических и экологических показателей ДВС.

Прогнозирование параметров рабочего тела в цилиндре и определение показателей двигателя возможно с помощью математического моделирования рабочего процесса, поэтому проведение аналитических исследований является актуальным и перспективным.

На практике широко используется термодинамический метод расчёта рабочих процессов двигателей с искровым зажиганием и непосредственным впрыском топлива с учётом двухзонной модели при сгорании: зоны топливно-воздушной смеси и зоны продуктов сгорания, при этом упускается возможность образования в РТВЗ зоны воздуха. В связи с этим не рассматриваются в полной мере особенности протекания процессов смесеобразования и сгорания РТВЗ, что ограничивает возможность определения локальных параметров рабочего тела одновременно в трёх зонах.

Моделирование рабочего процесса проведено с помощью термодинамической модели на базе метода объёмного баланса, которая учитывает РТВЗ и образование трёх зон в процессе сгорания: зоны топливно-воздушной смеси, зоны продуктов сгорания и зоны воздуха на частичных режимах работы двигателя. Для сравнения представлены экспериментальные и расчётные значения, полученные из индикаторных диаграмм: расчётные значения максимальной средней температуры в надпоршневом объёме и расчётные значения максимальных температур в соответствующих объёмах трёхзонной модели на режимах частичных нагрузок ($p_e = 0,144 - 0,322$ МПа) при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 3000$ мин⁻¹ (табл. 1 и 2).

На такте сжатия на всех режимах нагрузочной характеристики за основу принята однозонная модель. На такте расширения, после окончания процесса сгорания рассчитывается средняя температура в цилиндре по гипотезе предельного полного перемешивания продуктов сгорания и воздуха.

Исходя из экспериментальных индикаторных диаграмм, с повышением нагрузки возрастает максимальное давление ($P_{z \text{ эксп}}$) в цилиндре двигателя от 3,74 МПа до 5,02 МПа и происходит смещение пика давления относительно ВМТ от 8 до 13 град. п.к.в. (табл. 1). Расходимость по значениям P_z расчётной и экспериментальной индикаторных диаграмм составляет до 5 %, что является приемлемым в инженерных расчетах.

Таблица 1. Сравнение значений максимальных давлений при сгорании по экспериментальным и расчётным индикаторным диаграммам

p_e , МПа	P_z эксп, МПа	P_z расч, МПа	Смещение P_z относительно ВМТ, град. п.к.в.	Расходимость по P_z , %
0,144	3,74	3,77	8	1
0,192	3,84	3,67	10	4,43
0,283	4,25	4,12	12	3,1
0,322	4,44	4,28	13	3,6
0,428	5,02	4,83	13	3,78

С повышением нагрузки увеличивается средняя максимальная температура в цилиндре от 1843 до 2555 К.

Таблица 2. Сравнение значений температур в цилиндре двигателя по трёхзонной модели

p_e , МПа	$T_{пс}$, К	$T_в$, К	$T_б$, К
0,144	2053	1063	577
0,192	2249	1090	645
0,283	2998	1086	763
0,322	3080	1187	792

При сгорании РТВЗ температура продуктов сгорания ($T_{пс}$) в сгоревшей зоне резко возрастает, а температура в зоне воздуха ($T_в$) остаётся относительно низкой (табл. 2). В процессе сгорания максимальная температура в зоне продуктов сгорания выше средней максимальной температуры в цилиндре, вследствие меньшего объёма на единицу подведенной теплоты. С повышением нагрузки температура в конце расширения ($T_б$) увеличивается до 792 К.

На режиме максимальной нагрузки ($p_e = 0,428$ МПа) предполагается, что топливно-воздушная смесь занимает весь надпоршневой объём, поэтому расчёт процесса сгорания проводится по двухзонной модели. При этом максимальная средняя температура рабочего тела в цилиндре составляет 2149 К, а максимальная температура продуктов сгорания достигает 2965 К и к концу такта расширения снижается до 1298 К.

Скалыга Николай Николаевич, к.т.н., доцент, Луцкий национальный технический университет, *cnn1101@mail.ru*;

Рудинец Николай Витальевич, к.т.н., доцент, Луцкий национальный технический университет, *rudinetc@mail.ru*;

Бодак Владимир Иванович, к.т.н., доцент, Луцкий национальный технический университет, *bodak@lenta.ru*;

Грицук Игорь Валериевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, *gritsuk_iv@ukr.net*;

Вербовский Валерий Степанович, научный сотрудник, Институт газа НАН Украины, *vverbovskiy@teplosoyuz.com*

КОНЦЕПЦИЯ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ ДВС ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБИННОГО НАДДУВА

На сегодняшний момент времени поршневые ДВС (ПДВС) с кривошипно-шатунным механизмом являются преобладающим видом источников механической энергии, широко используемые как на транспорте, так и других, различных отраслях народного хозяйства. Циклы, реализованные в таких двигателях, позволяют практически полностью решить стоящие перед ними задачи [1]. В тоже время, характер изменения мощности ПДВС и ее удельные агрегатные значения не всегда соответствуют необходимым для дорожно-транспортных средств (ДТС).

Одним из способов, позволяющих привести данные показатели ДВС в соответствие с режимами работы ДТС, является применение газотурбинного наддува. Газотурбинный наддув дает возможность существенно улучшить экономические и экологические показатели ДВС за счет более полной утилизации энергии отработавших газов (ОГ). При этом, газотурбинный наддув обладает наиболее оптимальным соотношением «затраты-отдача», что повлекло за собой его преобладающее распространение относительно других видов наддува [2].

Тем не менее, газотурбинному наддуву присущи и серьезные недостатки. Один из них, наиболее полно проявляющийся на ПДВС автотракторного типа, наличие так называемой турбоямы. Это явление связано с инерционностью роторов турбокомпрессора и проявляется в запаздывании отклика системы на действия водителя по резкому увеличению или сбросу мощности. Частично решить эту проблему удастся за счет использования систем регулировки проходного сечения соплового аппарата турбокомпрессора или (и) применением многокомпрессорных схем. В последнем случае система газотурбинного наддува оборудуется несколькими турбокомпрессорами (типа Твинтурбо), каждый из которых «отвечает» за свой нагрузочный диапазон поршневой части ДВС. Существенными недостатками данных способов является сложность конструкции, что предопределило их распространение лишь на автомобилях определенного ценового класса.

Другим способом устранения явления турбоямы во всем нагрузочном диапазоне является применение системы газотурбинного наддува, типа Гипербар. Основной отличительной чертой этой системы является то, что турбокомпрессор выполнен в виде своеобразного газотурбинного двигателя (ГТД) [3]. При этом, воздух поступающий из компрессорной части ГТД-турбокомпрессора, разделяется на наддувочный (подается непосредственно в цилиндры) и дополнительный. Последний, проходит через регулировочно-перепускные устройства, попадает в выпускной коллектор, смешиваясь там с ОГ, и далее – в камеру сгорания ГТД-турбокомпрессора.

За счет сжигания дополнительного количества топлива в камере сгорания ГТД-турбокомпрессора система позволяет обеспечить получение необходимых характеристик наддува во всех нагрузочных диапазонах поршневой части, независимо от частоты вращения коленчатого вала. Дополнительным преимуществом данной системы является значительное снижение токсичности ОГ за счет их дожигания в камере сгорания ГТД-турбокомпрессора.

Тем не менее, системе наддува типа Гипербар присущи и серьезные недостатки. Главными из которых являются усложнение общей конструкции, трудность согласования работы ГТД-турбокомпрессора с поршневой частью и повышенный удельный расход топлива.

Решить вышеуказанные недостатки, по мнению авторов, можно путем применения водорода, как топлива для питания ГТД-турбокомпрессора [4]. Водород, в свою очередь, может быть получен из воды, извлеченной из состава ОГ, за счет мощностей, сбрасываемых в тормозных режимах.

Предварительные теоретические исследования, проведенные на базе характеристик дизелей семейства Д-240, 243, 245, показали, что система может обеспечить достижение необходимых параметров наддува и расхода водорода во всех нагрузочных режимах поршневой части.

Литература

1. Ефимов С.И., Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Под.общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1985. - 456с., ил.
2. Райков И. Я., Рывинский Г. Н. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высш. шк., 1986. -352 с.: ил.
3. Алексеев В.П., Воронин В.Ф. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Под. общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1990. -- 288с., ил.
4. Скалига М.М. Спосіброботисистеми наддуву для двигуніввнутрішньогозгорання. Деклараційний патент України № 59302А на винахід (Бюл. №8, 2003р)

Слободчиков Віталій Валерійович, викладач, Миколаївський будівельний коледж Київського національного університету будівництва і архітектури
Балака Максим Миколайович, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, maxim.balaka@gmail.com
Педоряка Марина Володимирівна, студентка, Київський національний університет будівництва і архітектури

СТИСНЕНИЙ ЧИ СКРАПЛЕНИЙ ПРИРОДНИЙ ГАЗ ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ

Стиснений (компримований) природний газ є одним з альтернативних моторних палив, який широко застосовується в двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ). Разом з високою масовою енергоємністю, низьким вмістом токсичних речовин у продуктах згорання та високою детонаційною тривкістю, що пом'якшує роботу двигуна й надає змогу форсувати його за ступенем стиснення, до переваг використання компримованого природного газу (КПГ) відносяться [1]: підвищений на 35...40 % моторесурс двигуна у порівнянні з бензиновими ДВЗ; збільшений у 2...3 рази ресурс використання моторної оливи та на 30...40 % термін служби свічок запалювання. Навпроти зменшується вантажопідйомність машини на 9...14 % внаслідок значної маси (до 90 кг) балонів високого тиску (до 20 МПа) об'ємом 50 л, збільшується тривалість розгону на 24...30 % та знижується максимальна швидкість на 5...6 % за рахунок погіршення тягово-динамічних властивостей автомобіля, а також знижується потужність ДВЗ на 18...20 % в результаті зменшення енергоємності паливоповітряної суміші і коефіцієнта наповнення циліндрів у порівнянні зі скрапленим природним газом [2].

Особливістю використання скрапленого природного газу (СПГ) є дуже низька температура кипіння – мінус 162 °С, що створює певні складності під час його добування та зберігання. Однак на сьогодні розроблено установки для отримання СПГ з використанням технології виробництва рідких водню і кисню для ракетної техніки, які можуть бути розташовані на автомобільних газонаповнюючих компресорних та газоредуруючих станціях. Продуктивність цих установок забезпечує отримання 400...1000 кг СПГ за годину [2].

Для зберігання на борту автомобіля скрапленого газу необхідна установка спеціальних криогенних ізотермічних балонів, які мають подвійну оболонку – внутрішню з легованої сталі та зовнішню з вуглецевої сталі, простір між якими вакуумований або заповнений теплоізоляційним матеріалом. Внутрішня оболонка вкрита декількома шарами тепловіддзеркалювальної фольги. Така конструкція балона дозволяє зберігати скраплений газ протягом 5 діб практично без втрат, однак збільшує вартість балона у порівнянні зі звичайними балонами для компримованого природного газу.

Скраплення природного газу дозволяє зменшити його об'єм в 600 разів, масу та об'єм балона для зберігання – в 3...4 та 1,5...2 рази відповідно.

Порівняння паливних систем і основних характеристик на прикладі автомобіля ЗИЛ-138А при використанні різних моторних палив [2] наведено відповідно у таблицях 1 та 2.

Таблиця 1 – Порівняння паливних систем автомобіля ЗИЛ-138А

Показник	КПГ	СПГ	Відношення КПГ/СПГ
Запас газу, кг	75	75	1
Місткість балонів, л	400	175	2,28
Робочий тиск, МПа	20	0,15	130
Кількість балонів	8	1	8
Маса балонів, кг	740	85	8,71
Об'єм простору, який необхідний для розташування балонів, м ³	1,4	0,6	2,33
Питома металоємність балонів, кг/кг газу	9,86	1,13	8,73

Таблиця 2 – Основні характеристики автомобіля ЗИЛ-138А при використанні різних моторних палив

Показник	Бензин нафтовий	КПГ	СПГ
Надлишковий тиск у балоні, МПа (max)	0,03	20	0,5
Об'єм балона на $4 \cdot 10^4$ кДж, л	1,30	6,20	1,95
Корисна вантажопідйомність, кг	6000	5500	6000
Маса автомобіля при повному заправленні, кг	4300	4900	4450
Викид карбон (II) оксиду в атмосферу, кг/рік	1200	400	400

Порівняння техніко-економічних показників КПГ і СПГ [3]:

- енергоємність їх виробництва приблизно однакова;
- за широкомасштабного виробництва питомі капіталовкладення на СПГ нижчі на 20...30 %, собівартість у розрахунку на 1000 м³ газу нижча на 20...40 %, а питомі приведені витрати на виробництво, доставку та розподіл нижчі на 10...30 % у порівнянні з КПГ.

За умов розробки високонадійних криогенних балонів та газодизельних двигунів з турбонадувом СПГ може стати перспективним паливом для важко-вантажних автомобілів (наприклад тягач Mack CH/LNG, який працює на СПГ, є самим «чистим» вантажним автомобілем у США [2]). Це дозволить щорічно замінити декілька млн. тон дизельного палива.

Література

1. Полянський С. К. Експлуатаційні матеріали для автомобілів та будівельно-дорожніх машин / С. К. Полянський, В. М. Коваленко. – К. : Либідь, 2005. – 504 с.
2. Емельянов В. Е. Альтернативные экологически чистые виды топлива для автомобилей. Свойства, разновидности, применение / В. Е. Емельянов, И. Ф. Крылов. – М.: Астрель, АСТ, 2004. – 128 с.
3. Чириков К. Ю. Перспективы применения СПГ на транспорте / К. Ю. Чириков, Е. Н. Пронин // Газовая промышленность. – 1999. – № 10. – С. 28–29.

Gayev Yevgeny A., Prof. of National Aviation University
Kalmikov Vadim, student of National Aviation University, kvvad@ukr.net

THE TRAVELLING SALESMAN PROBLEM WITH MATLAB

Mastering complex algorithms and their programming realization became an important part of modern education on each engineering specialties. Instead of learning particular programming languages, we suggest applying mathematical platforms like Wolfram Mathematica, Maple, MATLAB etc. that provide ready tools for basic mathematical problems. We accept the last one, the MATLAB, as one of the most appropriate for students in engineering. It is to background in this paper that such a difficult problem as Traveling Salesman Problem (TSP) may be mastered by students.

Mathematical formulation of the Traveling Salesman Problem (TSP) sounds in the following way: a “salesman” from the city 0 should visit all the other n cities named as 1, 2, . . . , n only once and come back to 0; among $N=n!$ possible routes the shortest is to be found. Despite the simplicity of the formulation and the significant “age” of the problem, it turned to be one of most complicated in the discrete mathematics and optimization theory up to nowadays.

Direct solution of the TSP lies in the “honest” search of all the possible routes, accurate calculation their length and comparing them until all the variants are examined. With the grows of n , the number of cities, it turns however that the time, required for enumeration of all possible routs, grows drastically so that the solution cannot be achieved during the reasonable time period. That is why this “naive” way was called “brute-force algorithm”, and efforts were paid into invention of more heuristic but realistic algorithms. Several such algorithms were elaborated, that found their recent applications in effective popular automotive GPS navigators. However, the TSP still remains unsolved “in full”. The problem’s state-of-the-art may be found in Wikipedia.

The Traveling Salesman Problem has already been realized in MATLAB. One should simply issue travel in the Command Window. Graphical User Interface (GUI) that appears is shown in the Figure 1A along with solution for $n=50$ cities on American map. We’d like to develop a similar program but oriented to our country Ukraine rather than to USA.

Graphical appearance of our program called SalesMan.m has been shown in the Figure 1,B. It uses the map of Ukraine. Issuing SalesMan in the MATLAB Command Window leads to another GUI shown. The button “Help” provides a short explanation window 2a on the right top. One could choose the number of cities, n , in the narrow List Box window 3. When chosen, the button “Generate cities” is to be pressed, and corresponded number of Ukrainian cities becomes labeled as green points, see Fig. 1B for $n=20$. The button “Optimize distances” 4b starts process of possible routes enumeration, and each route under consideration may be observed by user. At the end, the final route with the least length is demonstrated. As told, we “honestly” enumerate all the possible routes what is called the “Brute-force Method”.

When the final programming product has been highlighted in such a way, we can start explanation how to go to such result. There are few relative simple subprograms among them, but there are also some especially important ones that form an educational and intellectual background of the profession of programming.

First, one needs to create Graphical User Interface (GUI) of the program where all its functionality should be foreseen by means of windows for inputting and outputting information and by buttons that start execution of certain tasks. One of latter is a procedure how to choose particular cities. Secondly, a subprogram should be elaborated that enumerates all possible routes between the cities chosen (the brute-force method). Thirdly, all the routes generated are to be “passed by the program” and the length of them calculated. It would be visual to demonstrate on the map any route currently in consideration. Finally, the route with the least length is to be returned as the final problem solution for the city collection chosen.

Many of algorithms and subprograms required here may devote special attention. Generation of permutations is particularly difficult to students and is based on the recursion what is one of key stone algorithms in Computer Science.

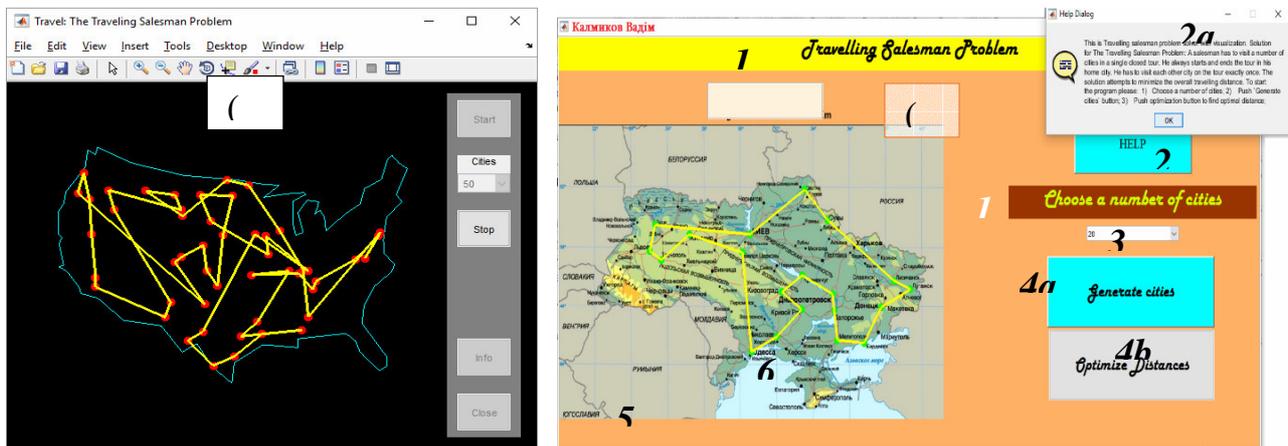


Figure 1. (A) TSP GUI in MATLAB; (B) GUI of our MATLAB-program with the map of Ukraine.

Say, we need to get all permutations of numbers $1, 2, \dots, n$, what means that function $T = \text{Permutations}(n)$ depends on n . In the simplest case $n=1$ the list of permutations T contains only 1. If $n=2$ the Permutation-program returns T as a matrix $[1 \ 2]$. Similar, $\text{Permutation}(3) = [1 \ 2 \ 3; 1 \ 3 \ 2; 3 \ 1 \ 2]$, i.e. new element 3 situates within all previous matrix rows. (We do not account for reverse sequences of numbers as corresponded routes have the same length). Full text of the program will be reported in presentation and published in article.

As the result, students have a pleasant up-to-date graphical program SalesMan that realizes the real logistics problem. It is worth to provide its wide investigation, and particularly the time it consumes. They estimate that the Time is proportional to $n!$, i.e. it grows drastically huge. It is to motivate them to look for other algorithms able to reduce the Time significantly. A number of heuristic approaches were suggested in five last decades but the TSP remains far from complete solution.

So, such a complex problem as TSP is been in strength to students provided the recent mathematical and programming environment MATLAB is applied.

Авершин Андрей Геннадьевич, ассистент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, avershin.andrey@gmail.com

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ МЕТОДАМИ ЧИСЛЕННОГО И НАТУРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Целью работы является совершенствование аэродинамических характеристик гоночных автомобилей путем рационального формообразования элементов конструкции, повышающих их эксплуатационные характеристики.

Рост интереса к решениям в области аэродинамики вызван проблемами снижения аэродинамического сопротивления движению автомобиля, и, в конечном счете, повышением экономичности, управлением аэродинамической прижимающей (подъемной) силой, повышением устойчивости движения [1, 2, 3]. Эти факторы влияют на динамические характеристики автомобиля, на характеристики устойчивости, что в конечном счете отражается на результатах соревнований. Однако из-за высокой конкуренции в автоспорте, результаты передовых исследований (часто очень сложных) являются конфиденциальными и не публикуются в открытой литературе. Таким образом, отношение опубликованных данных реальных исследований гораздо меньше, чем в других инженерных дисциплинах (например, аэрокосмической). Решения в области аэродинамики для гоночных автомобилей постепенно проникают в конструкции современных легковых автомобилей. В Украине автоспорт развивается в основном усилиями любительских команд, которые уделяют основное внимание совершенствованию двигателя, трансмиссии и подвески. При этом аэродинамические решения для гоночных автомобилей заимствуются за рубежом, без научной проработки. Поэтому совершенствование аэродинамических характеристик скоростных и гоночных автомобилей, отработка методов математического моделирования аэродинамических характеристик является актуальной задачей и определяет направление диссертационной работы.

Работа посвящена вопросам внешней и внутренней аэродинамики гоночных автомобилей. Проведены численные и натурные эксперименты на базе автомобилей ХАДИ-25,31,33,34 Лаборатории скоростных автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета.

Численное моделирование проводилось на основе интегрирования осредненных уравнений Навье-Стокса для вязкого сжимаемого газа в трехмерной постановке в программном комплексе *MTFS*[®]. Интегрирование полных осредненных уравнений Навье-Стокса осуществлялось разностной схемой 2-го порядка точности на основе аппроксимации при замыкании моделью турбулентности в формулировке Ментера. Для описания вязких эффектов в пограничном слое использовались пристенные функции, при этом минимальное значение переменной пограничного слоя соответствует $Y^+ = 4.5$

Для натурных испытаний гоночного автомобиля использован прямой метод дорожных испытаний. Особое внимание уделено вопросам

аэродинамического совершенствования заднего диффузора, переднего и заднего антикрыла, радиаторного отсека.

Благодаря исследованию обтекания заднего диффузора обнаружен отрывной характер течения. Практическим результатом исследования явилось увеличение прижимающей силы на 30% в сравнении с исходным вариантом. Сопоставление данных численного и натурального эксперимента показало удовлетворительное соответствие.

Важным результатом совершенствования антикрыльев является создание модифицированного заднего антикрыла. При проектировании антикрыла учитывалась интерференция крыла и кузова. Характеристики модифицированного антикрыла отличаются более однородным полем распределения коэффициента давления на передней кромке, улучшенным C_u в сравнении с базовым на 4.5%.

Результатом аналитического расчета системы охлаждения гоночного автомобиля является определение минимальной площади охлаждаемой поверхности радиатора, а также наилучшее для данной компоновки расположение выходных и входных отверстий в системе охлаждения.

В работе представлены результаты аэродинамических исследований в виде таблиц и графиков. Дана оценка влияния различных факторов на аэродинамические характеристики гоночных автомобилей и предложены пути их улучшения.

В работе представлен опыт проектирования кузова гоночного автомобиля со сверхнизким аэродинамическим сопротивлением ХАДИ-34. Рассмотрены вопросы, связанные с аэродинамическим сопротивлением формы кузова и его положения относительно экрана (земли). Исследовано влияние бокового ветра на аэродинамические характеристики автомобиля ХАДИ-34.

Литература

1. Кульпина И.Э. Численное моделирование трехмерного обтекания автомобиля [текст] / И.Э. Кульпина, С.М. Перминов // Моделирование в механике. 1993, №1. -С. 98-112.
2. Granier B. Early Design Stage Simulation Process for External Aerodynamics at PSA Peugeot Citroen [текст] / B. Granier, B. Amalric, P. Debaty // European Automotive CFD Conference (EACC): Bingen, Germany, 25 – 27 June 2003. – p.17-26.
3. Milliken W. F. Race Car Vehicle Dynamics [Текст] / W. F. Milliken D. L. Milliken, SAE International, Pennsylvania: – 1995. – 296 p. – ISBN: 978-0768011272

Беловол Александр Васильевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

НЕВАРИАТИВНАЯ ТЕХНИКА ПОЛУЧЕНИЯ УРАВНЕНИЙ ГАМИЛЬТОНА ДЛЯ НЕПРЕРЫВНЫХ СИСТЕМ

Рассмотрим движение системы материальных точек в пространстве как движение сплошной среды. Разобьем среду на бесконечно малые объемы, которым будут отвечать частицы с координатами, образующими вектор \mathbf{q} . Между положением частицы среды и положением n материальных точек, из которых она состоит, существуют корреляции вида

$$\mathbf{x} = \mathbf{x}(\mathbf{q}),$$

где \mathbf{x} - строка (столбец), составленная из координат точек частицы среды.

Материальность точек предполагает наличие у них соответствующего материального признака (массы), который входит в качестве весового коэффициента в выражение для интервала между ближайшими положениями системы n различных материальных точек

$$dl^2 = d\mathbf{x}\mathbf{M}d\mathbf{x},$$

где $d\mathbf{x}$ - столбец или строка из координат точек системы, а \mathbf{M} - диагональная матрица размером, состоящая из блоков $m_k \mathbf{I}$, где m_k - масса k -той материальной точки, \mathbf{I} - единичная матрица.

Векторы скорости точек, составляющих частицу среды, и самой частицы связаны соотношением:

$$\mathbf{v} = \dot{\mathbf{x}} = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}},$$

где $\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}}$ - матрица преобразования координат.

Интервал между последовательными положениями частицы в пространстве конфигураций будет иметь вид $dl^2 = d\mathbf{q}\mathbf{I}d\mathbf{q}$,

где роль метрического тензора играет матрица

$$\mathbf{I} = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}}.$$

Известно, что движению частицы в пространстве конфигураций можно поставить в соответствие движение жидкости из представляющих точек в фазовом пространстве. Интервал в фазовом пространстве можно получить дифференцированием интервала в пространстве конфигураций по собственному времени [1]

$$ds^2 = d\mathbf{x}\mathbf{G}d\mathbf{x},$$

где \mathbf{x} - столбец (строка), составленный из последовательно расположенных проекций вектора \mathbf{q} и проекций импульса $\mathbf{p} = \mathbf{I}\dot{\mathbf{q}}$ частицы; матрица

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} \mathbf{O} & \mathbf{I} \\ \mathbf{I} & \mathbf{O} \end{pmatrix}.$$

Уравнение движения фазовой жидкости было получено в работе [1] исходя из консервативности механической системы, однородности фазового пространства и инвариантности уравнений по отношению к выбору порядка координат:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{V} \frac{\partial H}{\partial \mathbf{x}},$$

где $\frac{\partial H}{\partial \mathbf{x}}$ - градиент функции H в фазовом пространстве, а матрица \mathbf{V} - антисимметричная матрица вида

$$\mathbf{V} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{I} & \mathbf{0} \end{pmatrix}.$$

Если спроектировать уравнение движения на пространство конфигураций и на пространство импульсов частицы, то получим уравнения движения частицы в каноническом виде

$$\dot{\mathbf{q}} = \frac{\partial H}{\partial \mathbf{p}},$$

$$\dot{\mathbf{p}} = -\frac{\partial H}{\partial \mathbf{q}}.$$

Функция Гамильтона при этом должна иметь вид:

$$H = \frac{1}{2} \mathbf{p} \mathbf{I}^{-1} \mathbf{p} + \Pi(\mathbf{q}),$$

где первое слагаемое представляет собой кинетическую энергию поступательного движения частицы, а второе – потенциальную энергию.

Потенциальную энергию частицы следует разделить на внутреннюю, связанную с возможностью преобразования хаотического движения материальных точек составляющих частицу среды в упорядоченное, и на внешнюю, пропорциональную массе частицы.

В качестве примера получим уравнение движения идеальной жидкости, которая представляет собой консервативную систему. Рассматривая в качестве координат частицы координаты ее центра масс, после деления второго из канонических уравнений на объем частицы имеем

$$\rho \dot{\mathbf{u}} = -\frac{\partial p}{\partial \mathbf{q}} + \rho \mathbf{g},$$

где ρ - плотность жидкости; \mathbf{u} - ее скорость; $\frac{\partial p}{\partial \mathbf{q}}$ - градиент давления; $\rho \mathbf{g}$ - плотность массовой силы.

Литература

1. Беловол А.В. Законы механики и универсальные законы природы // Вестник ХНАДУ / Сб. науч. тр. - 2013. – Вып. 60. – с. 148-153.

НЕВАРИАТИВНАЯ ТЕХНИКА ПОЛУЧЕНИЯ УРАВНЕНИЙ ЭЛЕКТРОДИНАМИКИ

Интервал между двумя последовательными положениями материальной точки в пространстве Минковского (мировыми точками) имеет вид

$$dl^2 = dx \mathbf{I} dx = dx_0^2 - dx_1^2 - dx_2^2 - dx_3^2,$$

где dx - столбец, составленный из дифференциалов координат точки, если стоит справа в произведении, или строка, если стоит слева, \mathbf{I} - матрица вида

$$\mathbf{I} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix}.$$

Знак «+» перед dx_0^2 отвечает тому обстоятельству, что материальная точка может в разные моменты времени занимать одно и то же положение в трехмерном пространстве, то есть квадрат интервала между ее положениями в четырехмерном пространстве должен быть положительным. С другой стороны, материальная точка не может находиться одновременно в двух точках трехмерного пространства, поэтому соответствующий квадрат интервала отрицательный, то есть нефизичный.

Интервал между ближайшими положениями системы n различных материальных точек в пространстве конфигураций можно ввести, используя квадратичную форму $dl^2 = dx \mathbf{M} dx$, где dx - столбец или строка из $4n$ координат точек системы, а \mathbf{M} - диагональная матрица размером $4n \times 4n$, состоящая из блоков $m_k \mathbf{I}$, где m_k - масса k -той материальной точки в собственной системе координат (масса покоя).

В данном случае можно образовать мировой скаляр τ по формуле

$$(d\tau)^2 = \frac{dl^2}{mc^2},$$

где m - масса покоя механической системы (сумма масс покоя всех точек системы), а $d\tau$ можно рассматривать, как бесконечно малый интервал собственного времени системы материальных точек в $4n$ - мерном пространстве конфигураций.

Учитывая, что в фазовом пространстве dx представляет собой столбец (строку), составленный из расположенных последовательно координат и импульсов точек, получаем для интервала

$$ds^2 = dx \mathbf{G} dx,$$

где \mathbf{G} играет роль метрического тензора, которому отвечает матрица

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} \mathbf{O} & \mathbf{E} \\ \mathbf{E} & \mathbf{O} \end{pmatrix},$$

где \mathbf{O} и \mathbf{E} - соответственно нулевая и единичная матрицы размером $4n$ на $4n$.

Рассмотрим движение системы материальных точек в пространстве-времени как движение сплошной среды. Разобьем среду на бесконечно малые объемы, которым будут отвечать точки с координатами, образующими вектор \mathbf{q} . Между положением точки среды и положением материальных точек, из которых она состоит, существует неаналитическая, то есть зависящая от закона движения точек, связь $\mathbf{x} = \mathbf{x}(\mathbf{q})$, где \mathbf{x} - строка (столбец), составленная из координат точек частицы среды.

Воспользовавшись собственным временем частицы τ можно образовать четырёхмерный вектор скорости точки относительно наблюдателя в системе координат, связанной с частицей

$$\frac{d\mathbf{r}}{d\tau} = \frac{d}{d\tau}(x^i \mathbf{e}_i) = \frac{dx^i}{d\tau} \mathbf{e}_i + x^i \frac{d\mathbf{e}_i}{d\tau},$$

где \mathbf{e}_i - орты системы координат, связанной с наблюдателем; $\frac{dx^i}{d\tau} \mathbf{e}_i$ - скорость движения точки относительно наблюдателя, если ее рассматривать в собственной системе координат частицы вещества; $x^i \frac{d\mathbf{e}_i}{d\tau}$ - переносная скорость, которая связана с поворотом системы координат наблюдателя относительно сопутствующей системы координат частицы. Тогда скорости точек, составляющих частицу среды, и самой частицы среды будут связаны следующим образом [1]:

$$\mathbf{v} = \dot{\mathbf{x}} = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{a}(\mathbf{q}),$$

где $\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}}$ - матрица преобразования координат размером 4 на $4n$; $\mathbf{a}(\mathbf{q})$ - переносная скорость.

Интервал между последовательными положениями частицы в пространстве конфигураций будет иметь вид $dl^2 = d\mathbf{q} \mathbf{I} d\mathbf{q}$, где роль метрического тензора играет матрица $\mathbf{I} = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}}$.

Переходя в фазовое пространство, получаем

$$ds^2 = d\mathbf{x} \mathbf{G} d\mathbf{x},$$

где $d\mathbf{x}$ представляет собой столбец (строку), составленный из расположенных последовательно координат и импульсов частицы. Импульс частицы $\mathbf{p} = \mathbf{I} \dot{\mathbf{q}} + \frac{e}{c} \mathbf{A}$, где потенциал электромагнитного поля \mathbf{A} вводится в соответствии с формулой

$$\frac{e}{c} \mathbf{A} = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \mathbf{a}.$$

Деление электрического заряда частицы e на скорость света связано с использованием гауссовой системы единиц измерения поля.

Тензор \mathbf{G} играет роль метрического тензора, которому отвечает матрица размером 8 на 8 вида

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} \mathbf{O} & \mathbf{E} \\ \mathbf{E} & \mathbf{O} \end{pmatrix}.$$

Следуя работе [1] используя консервативность системы, метрику и однородность фазового пространства, можно получить канонические уравнения

$$\dot{\mathbf{q}} = \frac{\partial H}{\partial \mathbf{p}}, \quad \dot{\mathbf{p}} = -\frac{\partial H}{\partial \mathbf{q}}.$$

Функция Гамильтона при этом должна иметь вид:

$$H = \frac{1}{2m} \left(\mathbf{p} - \frac{e}{c} \mathbf{A} \right) \mathbf{g}^{-1} \left(\mathbf{p} - \frac{e}{c} \mathbf{A} \right),$$

где $\mathbf{g}(\mathbf{q})$, $\mathbf{A}(\mathbf{q})$ представляют собой тензорный и векторный потенциалы.

Последнее уравнение можно рассматривать как уравнение движения среды в эйлеровом представлении. Подставляя в него функцию Гамильтона и выражение для импульса частицы, а также разделив его на собственный объем частицы, получаем

$$\mu \dot{\mathbf{u}} = \frac{\rho}{c} \mathbf{g}^{-1} \mathbf{F} \mathbf{u},$$

где $\mathbf{F} = \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{E} - \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial \mathbf{q}}$ - антисимметричный тензор электромагнитного поля (здесь \mathbf{E} – единичная матрица, которая играет роль оператора циклической перестановки индексов); ρ - собственная плотность электрического заряда; $\mathbf{u} = \dot{\mathbf{q}}$ - скорость частицы.

Для того, чтобы решить обратную задачу динамики, т.е. определить тензор электромагнитного поля по закону движения среды, воспользуемся законом сохранения электрического заряда, который можно записать в виде уравнения неразрывности в псевдоэвклидовом пространстве-времени:

$$\frac{d}{d\mathbf{q}} (\rho \mathbf{u}) = 0.$$

Выбирая в качестве субстанции в пространстве конфигураций произведение радиус-вектора бесконечно малой частицы среды на ее собственный объем и плотность заряда, запишем уравнение баланса:

$$\frac{d(\rho \mathbf{q} dV)}{d\tau} = \frac{d(\rho \mathbf{q})}{d\tau} dV + \rho \mathbf{q} dV \frac{d}{d\mathbf{q}} \mathbf{u} = \rho \mathbf{u} dV + dV \mathbf{q} \left(\frac{d}{d\mathbf{q}} \rho \mathbf{u} \right) = -\frac{c}{4\pi} \int \mathbf{F} d\mathbf{S} + \mathbf{b}.$$

Разделив обе части уравнения на собственный объем частицы среды в пространстве конфигураций, используя уравнение неразрывности и однородность пространства-времени, получаем

$$\rho \mathbf{u} = -\frac{c}{4\pi} \frac{d}{d\mathbf{q}} \mathbf{F}.$$

где \mathbf{F} - антисимметричный тензор, который следует отождествить с тензором электромагнитного поля.

Представлен еще один аргумент в подтверждение того, что закон сохранения материи в виде уравнения баланса может служить генератором физических законов.

Литература

1. Беловол А.В. Электродинамика и закон сохранения материи // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. - 2014. – Вып. 34. – с. 114-119.

Бісик Сергій Петрович, к.н.т., с.н.с., Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки ЗС України, sergey-new@ukr.net
 Давидовський Леонід Сергійович, ад'юнкт, Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки ЗС України, davidovskiy14@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОТИМІННОЇ СТІЙКОСТІ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-60

Проведення антитерористичної операції (АТО) у Донецькій та Луганській областях відкрило сильне протиріччя між існуючим та необхідним рівнем захищеності бойових броньованих машини (ББМ). На сьогоднішній день терористи розпочали застосовувати тактику диверсійних груп, в основі якої лежить широке застосування способів ведення мінної війни, що за останній час приймає все більш жорсткий характер та призводить до значних втрат особового складу та техніки [1]. Крім того, зважаючи на недостатній рівень захищеності ББМ від дії вибуху, мінна війна має значний деморалізуючий ефект на особовий склад підрозділів ЗС України. Таким чином виникає гостра проблема з оперативного підвищення протимінної стійкості зразків ББМ.

Звісно, першим кроком у боротьбі із протитанковими мінами та саморобними вибуховими пристроями (далі – мінно-вибуховими пристроями (МВП) є проведення інженерної розвідки та активна протидія їм (подавлення, знешкодження та ін.). Однак, всі ці заходи не виключають підрив ББМ на МВП. Тому необхідне забезпечення відповідного рівня пасивного протимінного захисту (ПМЗ) ББМ.

Проведені експертні опитування показують, що головними загрозами для ББМ є можливість підриву їх на МВП (рис. 1) [2]. Також експертами визначено вимоги до ББМ на перспективу до 2023 р., критичним з яких є формування та виконання вимог зі стійкості до уражаючих факторів підриву МВП (рис. 2) [2].

Аналіз досвіду застосування ББМ у АТО, ще раз підтверджує, що забезпечення захисту екіпажу та десанту ББМ від уражаючих факторів підриву МВП є одним з головних питань, що потребують оперативного вирішення.

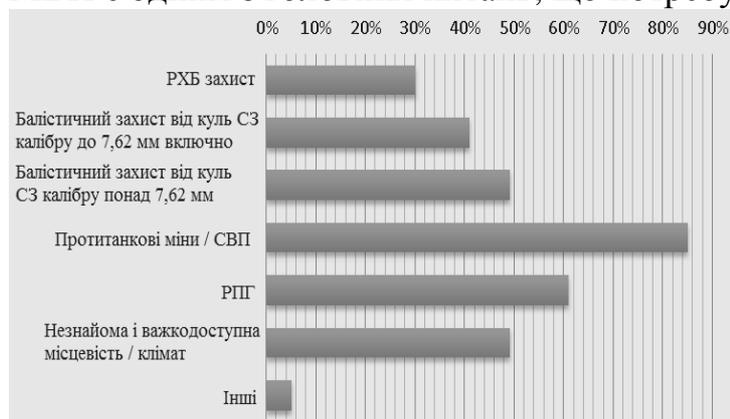


Рис. 1. Загрози для ББМ, що визначені експертним опитуванням

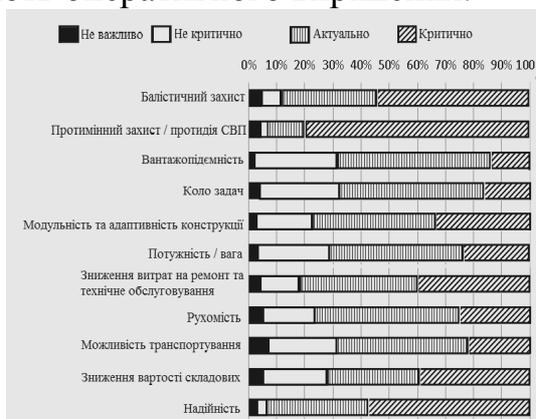


Рис.2. Основні вимоги до ББМ та актуальність їх виконання в конструкції ББМ до 2023 року

Досягнення необхідного захисту екіпажу та десанту ББМ від дії вибуху МВП можливе за рахунок застосування різних конструктивних рішень, основні з яких розглянуті в роботі [3]. Адекватною відповіддю на ведення терористами мінної війни в зоні АТО є забезпечення військ, що виконують завдання із забезпечення миру та порядку на території Донецької та Луганської областей, ББМ з підвищеним рівнем ПМЗ або підсиленням ПМЗ штатних зразків.

Однією з машин, що стоїть на озброєння ЗС України є бронетранспортер БТР-60. Однак, цей зразок має дуже низький рівень ПМЗ. Тому, його бойове застосування може призвести до загибелі або травмування особового складу.

З метою дослідження можливості підвищення протимінної стійкості БТР-60, проведено розрахункову (теоретичну) оцінку стійкості його корпусу до дії фугасного вибухового навантаження. Це дозволило виявити слабкі елементи (сторони) конструкції та розробити пропозиції щодо її зміцнення.

Математичне моделювання проведене з використанням пакету прикладних програм LS-DYNA. Апробація розробленої числової моделі наведена в роботах [4, 5].

Скінченно-елементна модель (рис.3), утворена оболонковими елементами. При проведенні досліджень до уваги приймався тільки корпус БТР-60. Основним критерієм, що використовувався при дослідженнях було збереження цілісності корпусу та зменшення динамічних прогинів в контрольних точках.

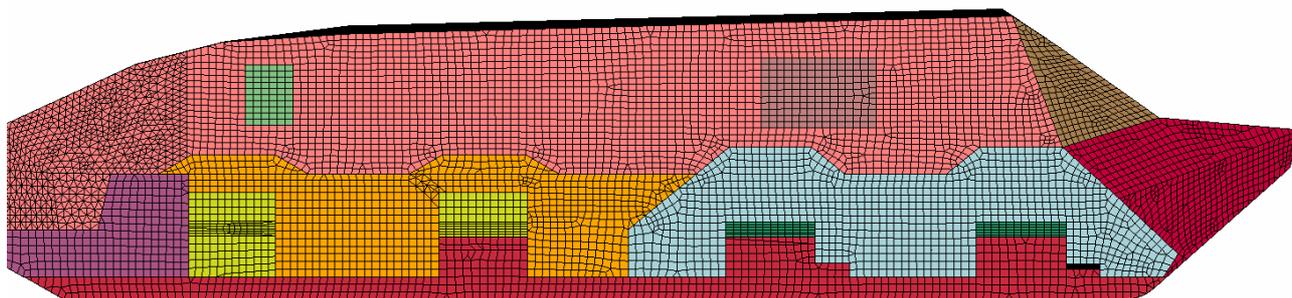


Рисунок 3 – Скінченно-елементна модель корпусу БТР-60

При проведенні розрахунків прийнято, що заряд ВР (тринітротолуол) установлений на жорсткій поверхні. Маса заряду варіювалась. Заряд розташовувався під носовою частиною днища, центром та кормовою частиною зразка. У всіх випадках положення заряду зміщувалось відносно осі симетрії в сторону (імітування підриву МВП під внутрішнім краєм колеса зразка).

Деякі результати математичного моделювання наведено на рисунках 4 - 6.

Висновки

У результаті проведених досліджень, визначено розрахунковий рівень протимінної стійкості штатного зразка БТР-60 та значення прогинів у контрольних точках при підриві на МВП.

Виявлені особливості зміни напружено-деформованого стану конструкції корпусу БТР-60 та проведенні заходи щодо підвищення протимінної стійкості зразка за рахунок незначних змін конструкції. А з врахуванням заходів по зміцненню корпусу, рівень протимінної стійкості БТР-60 виріс в 3,5- 4 рази.

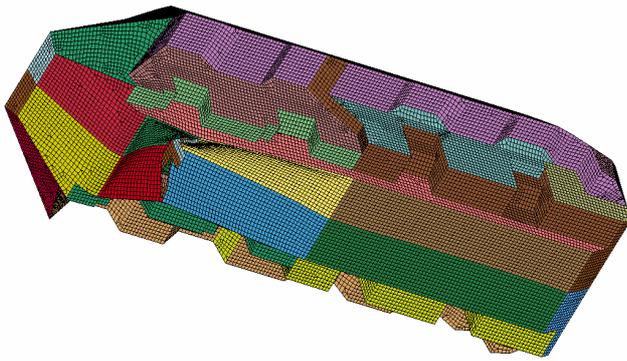


Рисунок 4 – Руйнування днища БТР-60

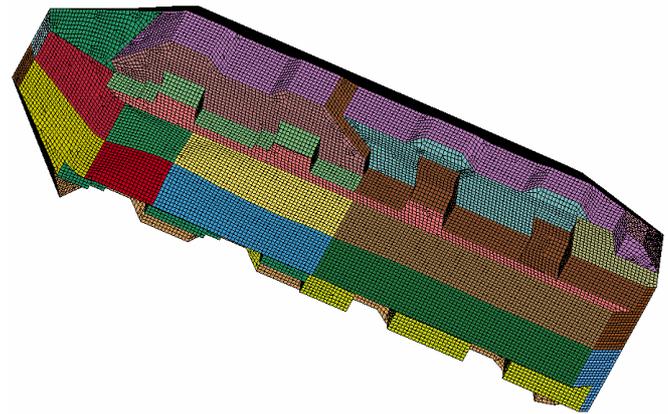


Рисунок 5 – Деформування днища БТР-60 після заходів підсилення ПМЗ

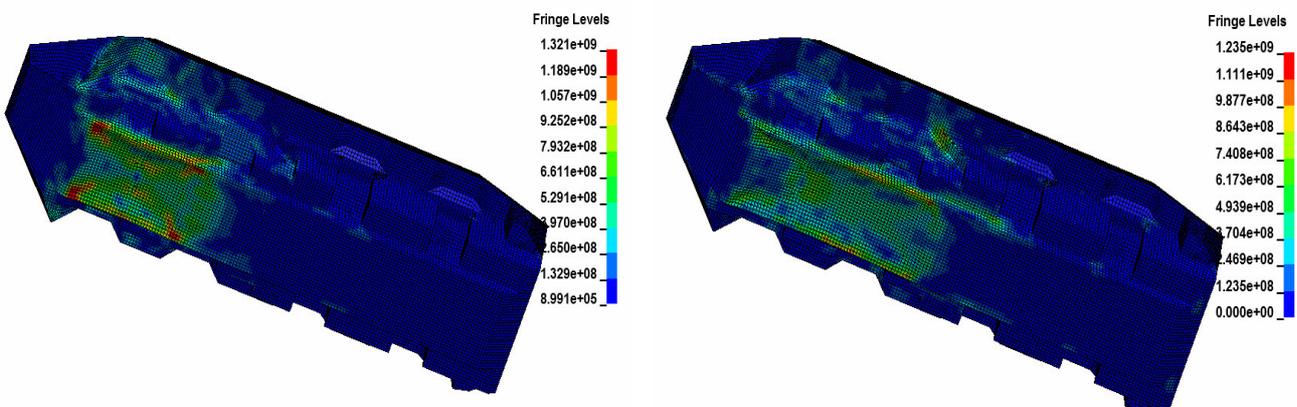


Рисунок 6 – Зони еквівалентних напружень по Мізесу для корпусу БТР-60 після заходів підсилення ПМЗ

Література

1. Бісик С.П. Теоретична оцінка протимінної стійкості багатоцільового тактичного автомобіля «Козак-2» / С.П. Бісик, І.Б. Чепков, М.І. Васківський, Л.С. Давидовський, В.Г. Корбач, О.М. Висоцький, Д.М. Захаревич / – Озброєння та військова техніка. Щоквартальний науково-технічний журнал. – К.: ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2016-№1 (9). – С. 26-31.
2. Summary of global armoured vehicle market report 2013 / Електронний ресурс [<http://www.defenceiq.com/amoured-vehicles/articles>].
3. Бісик С.П. Аналіз пріоритетних напрямів вдосконалення протимінного захисту бойових броньованих машин // Зб. наук. праць ЦНДІ ОВТ ЗСУ. – Вип. 19(41). – К.: ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2011. – С. 77-81.
4. Бісик С.П. Числове вирішення задачі ударно-хвильового навантаження пластини / С.П. Бісик, В.А.Голуб, В.Г.Корбач // Військово-технічний збірник / Академія Сухопутних військ. №2(5). – Львів: АСВ, 2011. – С. 3-6.
5. Дослідження навантаження вибухом макетів днищ бойових машин / [С.П.Бісик, К.Б. Круковський-Сіневич, І.Б.Чепков, Л.О. Волгін, В.А.Голуб, О.Ю. Ларін] – Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012-№2. – С. 110-118.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПЛАСТИНУ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ВЯЗКО-УПРУГИХ ОПОР

Рассматривается прямоугольная упругая изотропная пластина средней толщины шарнирно-опертая по ее периметру. На пластину действует нестационарное нагружение, вызывающее колебания. В некоторой точке к пластине присоединена дополнительная сосредоточенная вязко-упругая опора (рис. 1 а), снижающая амплитуды колебаний, а также оказывающая демпфирующее действие. Считается, что дополнительная опора установлена ортогонально срединной плоскости пластины и шарнирно соединена с ее нижней лицевой поверхностью, коэффициенты жесткости и демпфирования опоры постоянны, а сила сопротивления изменяется по формуле:

$$R(t) = c \cdot w_C(x_C, y_C, t) + \kappa \cdot \frac{dw_C(x_C, y_C, t)}{dt},$$

где c – коэффициент жесткости, Н/м; κ – коэффициент демпфирования, Н·с/м.

Воздействие дополнительной опоры на пластину можно моделировать в виде неизвестной нестационарной силы $R(t)$, приложенной к пластине в месте установки опоры.

При решении задач идентификации параметров дополнительной вязкоупругой опоры или задач ее оптимального проектирования такую опору можно представить в виде двух независимых опор (рис. 1 б) – одной чисто вязкой (демпфирующей) $R_D(t) = \kappa \cdot \frac{dw(x_D, y_D, t)}{dt}$, приложенной в точке (x_D, y_D) и одной линейно упругой $R_C(t) = c \cdot w(x_C, y_C, t)$, приложенной в точке (x_C, y_C) . Далее можно предположить, что точки (x_D, y_D) и (x_C, y_C) находятся на близком расстоянии или совпадают и рассматривать частный случай, когда $R(t) = R_D(t) + R_C(t)$.

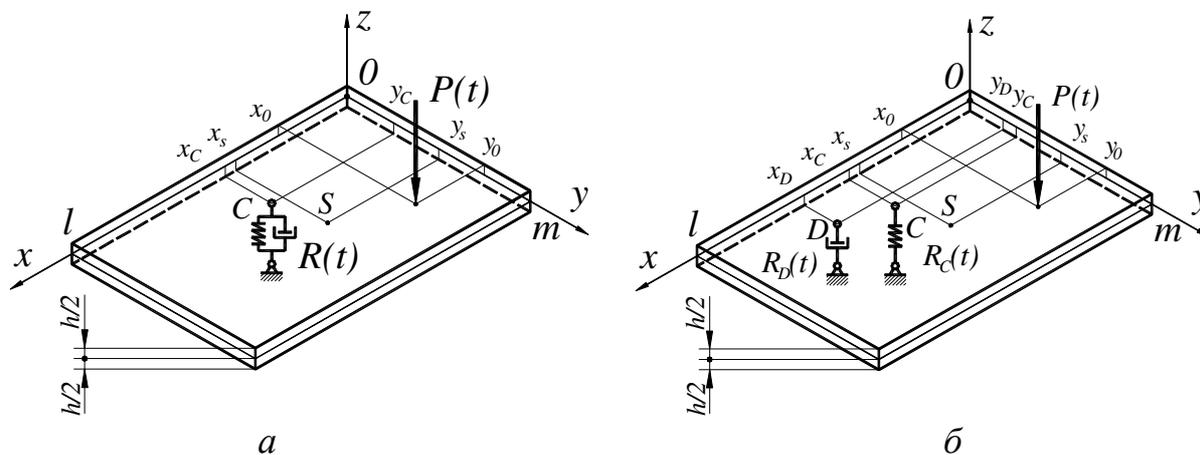


Рисунок 1 – Схема нагружения.

Предполагалось, что координаты точек приложения нагрузки и координаты установки дополнительной опоры произвольны (любые точки, принадлежащие пластине и не лежащие на ее границе).

В рамках теории пластин типа С. П. Тимошенко система трех дифференциальных уравнений деформирования пластины [1], дополняется соотношениями, учитывающими составляющие реакции, возникающие между пластиной и опорой $R_D(t)$ и $R_C(t)$. Задача при известной силе $P(t)$, коэффициентах жесткости c и демпфирования κ может быть сведена к системе двух интегральных уравнений Вольтерра, относительно неизвестных «вязкой» и «упругой» составляющих $R(t)$:

$$\begin{cases} \int_0^t K_{CC}(t-\tau) \cdot R_C(\tau) d\tau + \frac{R_C(t)}{c} + \int_0^t K_{DC}(t-\tau) \cdot R_D(\tau) d\tau = \int_0^t K_{PC}(t-\tau) \cdot P(\tau) d\tau; \\ \int_0^t K_{CD}(t-\tau) \cdot R_C(\tau) d\tau + \int_0^t K_{DD}(t-\tau) \cdot R_D(\tau) d\tau + \int_0^t \frac{R_D(\tau)}{\kappa} d\tau = \int_0^t K_{PD}(t-\tau) \cdot P(\tau) d\tau, \end{cases}$$

где $K_{ij}(t)$ – соответствующие ядра свёрточных интегралов, записанные для конкретной i -той нагрузки в j -той точке. Приведенная система решается с использованием регуляризирующего алгоритма А. Н. Тихонова [2]. В результате находятся две составляющие реакции между пластиной и дополнительной вязкоупругой опорой, что позволяет определять компоненты перемещения во времени во всех точках пластины (как при воздействии трёх независимых нагрузок $P(t)$, $R_D(t)$ и $R_C(t)$ на пластину без дополнительных опор). Например, для прогиба пластины можно записать:

$$w(x, y, t) = \sum_{i=1}^N \int_0^t K_i(x, y, t-\tau) \cdot P_i(\tau) d\tau,$$

где $w(x, y, t)$ – изменение прогиба пластины во времени, N – количество внешних возмущающих нагрузок, $P_i(t)$ – зависимость изменения во времени i -той возмущающей нагрузки, $K_i(x, y, t)$ – разностное ядро интегрального уравнения, типа свертки, для i -той нагрузки в точке пластины с координатами (x, y) . Получение ядер и их вид описаны, например, в [3].

Литература

1. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 734 с.
2. Янютин Е. Г., Воропай А. В., Поваляев С. И., Янчевский И. В. Идентификация нагрузок при импульсном деформировании тел. Монография в 2-х частях. Часть II. Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2010. – 212 с.
3. Тихонов А. Н., Гончаровский А. В. и др. Регуляризирующие алгоритмы и априорная информация. – М.: Наука. // Главная редакция физико-математической литературы, 1983. – 200 с.

Гудз Густав Стефанович, д.т.н., професор;
Глобчак Михайло Васильович, к.т.н., доцент;
Коцюмбас Олег Йосифович, к.т.н., НУ «Львівська політехніка»,
o.kotsjumbas@email.ua

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОМІЦНОСТІ ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ ВНАСЛІДОК ЇХ РЕМОНТУ

До найбільш поширеного методу підвищення ресурсу двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) належить метод відновлення їхніх гільз способом розточування до ремонтних розмірів. Він передбачає збільшення діаметру гільз циліндрів, що призводить до зменшення товщини стінок, й, тим самим, до зміни не тільки температурного режиму двигуна, а й міцності гільзи.

При дослідженні динаміки температурних полів контактного середовища «гільза циліндрів – охолодник» ДВЗ потрібно розв'язати систему рівнянь у часткових похідних, які описують процеси тепломасопереносу у складних об'єктах з розподіленими параметрами за відповідних крайових умов:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + q(x, y, z) = c_1 \rho_1 \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] = c_2 \rho_2 \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (2)$$

де індекси $i = 1, 2$ відносяться до матеріалу циліндра (1) та охолоджувального середовища (2); $\lambda_i(x, y, z, t)$, ($i = 1, 2$) – коефіцієнти теплопровідності; $q(x, y, z)$ – густина теплового потоку; $c_i(x, y, z, t) \cdot \rho_i(x, y, z, t)$, ($i = 1, 2$) – об'ємна теплоємність; t – температура, τ – час; x, y, z — поточні координати.

Оскільки рівняння (1), (2) належать до нестационарних контактних задач в областях неklasичної форми за неоднорідних граничних та складних початкових умов, то вони не мають точного аналітичного розв'язку.

Для задач, які не мають розв'язку в замкнутій аналітичній формі або коли отримані розв'язки надто складні, що не можуть бути використані для практичного розрахунку, широко застосовуються методи математичного моделювання.

В Інституті проблем моделювання в енергетиці НАН України ім. Г. Є. Пухова для розв'язування задач стосовно процесів тепломасопереносу розроблений програмний комплекс Фур'є-2 x, y, z , який дозволяє дослідникам, без попереднього програмування, розв'язувати двовимірні і тривимірні задачі тепломасопереносу в діалоговому режимі та отримувати результати в наочному і зручному для використання вигляді [1]. Цей комплекс за участі авторів доопрацьований для дослідження теплових процесів у ДВЗ.

Програмний комплекс побудований на методі кінцевих різниць та належить до класу сіткових моделей наближеного розв'язку крайових задач. Метод має похибки апроксимації від першого до четвертого порядку відносно кроку.

Створений за допомогою програмного комплексу конфігуратор гільзи циліндра та схема теплообміну на її поверхнях наведені на рис. 1.

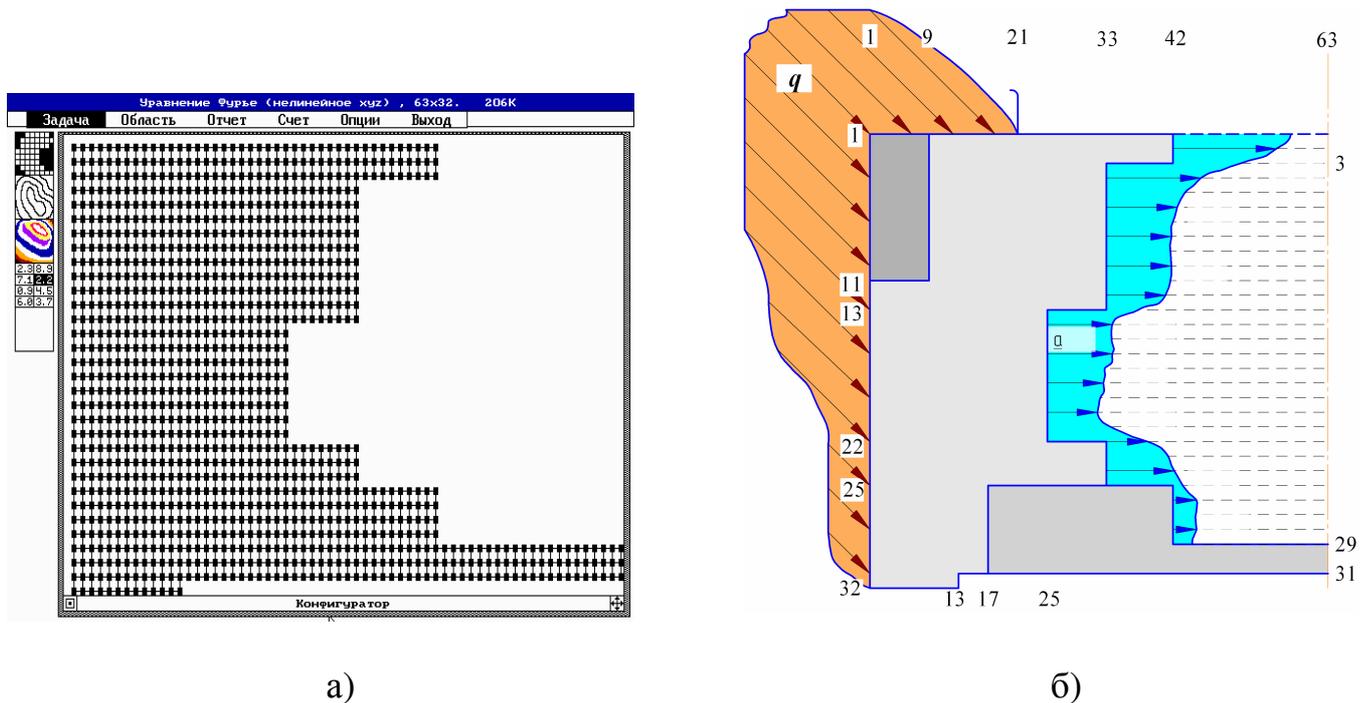


Рисунок 1 – Конфігуратор гільзи циліндра двигуна ЗМЗ-511.10 (а) та схема теплообміну на її поверхнях (б), цифрами позначені координати вузлів

Об'єктом моделювання була гільза циліндра двигуна ЗМЗ-511.10. Кроки за осями x та y прийняті $0,00025$ м і відповідають міжремонтному інтервалу $0,5$ мм, тобто $0,25$ мм на сторону, крок за віссю z — $0,005$ м.

Інтервали часу визначались за частотою обертів колінчастого вала в секунду, а крок за часом Δt повинен відповідати часу, упродовж якого здійснюється половина оберту або повний оберт колінчастого вала, залежно від зміни заданої результуючої за теплопередачею температури. Завдання проміжку часу τ визначалось кількістю обертів колінчастого вала (або тактів) двигуна, яку потрібно здійснити до вимірювання температури. Таким чином, значення температури під час розв'язування можливо отримувати через половину оберту вала.

Крок за часом $\Delta t = 0,0375$ с відповідає одному циклу (двом обортам) колінчастого вала на номінальному режимі (за $n = 3200 \text{ хв}^{-1}$). На внутрішній поверхні циліндра задані граничні умови другого роду, а на зовнішній — граничні умови третього роду. Коефіцієнти теплопровідності чавунної гільзи $\lambda_1 = 47 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, охолоджувального середовища $\lambda_2 = 0,68 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; об'ємної теплоємності — відповідно $c_1\rho_1 = 3600000$ і $c_2\rho_2 = 4100000 \text{ Дж}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$.

Кількісні значення коефіцієнтів тепловіддачі отримані розв'язком зворотної задачі теплопровідності комп'ютерним моделюванням за результатами натурного експерименту [2].

Розглянемо вплив процесу розточування гільзи циліндра за умов квазістаціонарного режиму роботи та осесиметричного нагрівання як найбільш показових. При цьому, відповідно до зазначеної вище першої умови, нехтуємо зміною навантаження відносно осі циліндра.

Головною задачею є оцінювання зміни радіальних та колових нормальних напружень у порівнянні з такими у стінці гільз з номінальними розмірами. Для аналізу виділимо дві ділянки гільзи (див. рис. 1):

1) ділянка аустенітної вставки (два кільця з гарячою посадкою, вузли 1 -11 по вертикалі);

2) суцільна робоча втулка.

Нормальні (радіальні та колові) напруження в розточеній гільзі можна представити у вигляді [3]

$$\begin{cases} \tilde{\sigma}_{rj} = \sigma_{rj} + c \sigma_{rj} \\ \tilde{\sigma}_{tj} = \sigma_{tj} + c \sigma_{tj} \end{cases}, \quad (3)$$

де значком $\tilde{\sigma}$ позначені параметри розточеної гільзи;

j – позначає ділянку гільзи ($j=1,2$);

параметри без \approx відповідають номінальним параметрам гільзи;

r, t – стосуються, відповідно, радіальних та колових напружень;

- значок c перед параметром σ означає, що йдеться про сумарне значення додаткових напружень, зумовлених відповідними ремонтними діями.

Визначивши значення складових рівняння (3) через залежність Ляме-Клайперона [4], можна встановити величину питомого тиску, спричиненого гарячою посадкою аустенітної вставки та перейти до визначення напружень у зменшених за товщиною стінках гільзи внаслідок ремонтних дій.

Література

1. Сорокин Н. А. Программный комплекс для моделирования процессов теплопереноса при аварийных ситуациях / Н. А. Сорокин, А. Г. Тарапон, В. О. Тернавский // Методы и средства компьютерного моделирования. – Сб. научн. трудов ИПМЭ НАНУ – К., 1997. – С. 58-60.

2. Гудз Г. С. Визначення динаміки теплового стану гільзи циліндрів і охолодника за номінальної потужності автомобільного двигуна / Г. С. Гудз, М. В. Глобчак, О. Й. Коцюмбас // Вестн. Харьковского нац. автом.- дор. ун-та. – Харьков, 2010. – Вып. 51. – С. 180 – 183.

3. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов: [в 2 т.]. Т. 2 / С. П. Тимошенко. – М.: Наука, 1965. – 480 с.

4. Шорин С. Н. Теплопередача: монография / С. Н. Шорин. – М.: Высшая школа, 1964. – 492 с.

Гущин Олег Володимирович, к.т.н., докторант кафедри логістичного керування і безпеки руху на транспорті Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, app@dgma.donetsk.ua;
Рибалко Роман Іванович, к.т.н., доцент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, r_gybalko@rambler.ru.

ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ НА ПОЧАТКОВІЙ ДІЛЯНЦІ ТРАНСПОРТУЮЧОГО ТРУБОПРОВОДУ

Процес руху сипких матеріалів на початковій ділянці транспортного трубопроводу при виході аеросуміші з завантажувального пристрою характеризується швидким зростанням швидкості руху до номінальних значень транспортної швидкості. Розглядається ділянка трубопроводу безпосередньо за камерою змішування, коли аеросуміш ще рухається суцільним щільним аерованим потоком. Сили тиску на торцеві перерізи в межах поперечного перерізу трубопроводу при $S_I = S_{II} = S$ приводяться до вигляду $(P_I - P_{II})S$, де P_I і P_{II} – відповідно, тиски в перерізах I-I і II-II.

Сила тертя часток текучого матеріалу по внутрішній поверхні трубопроводу

$$F_{\text{тр}} = \rho_2^0 \frac{\alpha_{2I} + \alpha_{2II}}{2} l S g f, \quad (1)$$

де l – довжина ділянки, що розглядається;

f – коефіцієнт тертя.

Сила аераційного впливу на сипкий матеріал в потоці повітря задається у вигляді

$$F_{\text{аер}} = Q_2 \cdot \Delta V_{2I}, \quad (2)$$

де Q_2 – витрата за масою сипкого матеріалу;

V_{2I} – прирощення швидкості сипкого матеріалу, який рухається в потоці повітря, що викликане аераційним впливом.

Після ряду перетворень отримуємо рівняння прирощення швидкості сипкого матеріалу в потоці повітря, яке викликане аераційним впливом при $\Delta P = (P_I - P_{II})$,

$$\Delta V_{2I} = \frac{g l f}{2 V_{2I}} \left(1 + \frac{V_{2I}}{\alpha_{2I} V_{2I} + n \alpha_{1I} V_{1II}} \right) + \left(\alpha_{1I} n - \alpha_{2I} \frac{Q_1}{Q_2} \right) \cdot \left(V_{1II} - \frac{V_{2I}}{n} \right) - \frac{\Delta P}{P}. \quad (3)$$

Аналіз отриманого рівняння (3) показує, що швидкість розгону часток залежить від фізико-механічних властивостей матеріалів, що транспортуються (щільність, коефіцієнт тертя), масової концентрації суміші, витрати за повітрям й сипкому матеріалу, величини надлишкового тиску і довжини розгінної ділянки. Отримана величина добре узгоджується з раніш отриманими експериментальними даними.

Отримана залежність дозволяє визначити прирощення швидкості руху аеросуміші на ділянці завантаження-розгону сипкого матеріалу, що виникає в результаті керуючого впливу повітряних потоків, які подаються через сопла у змішувальну камеру аераційного живителя.

Давидовський Леонід Сергійович, ад'юнкт, Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки ЗС України, davidovskiy14@ukr.net
Бісик Сергій Петрович, к.н.т., с.н.с., Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки ЗС України, sergey-new@ukr.net

ПІДВИЩЕННЯ ЖИВУЧОСТІ ЕКІПАЖІВ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН ПРИ ПІДРИВІ НА МІННО-ВИБУХОВИХ ПРИСТРОЯХ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЕНЕРГОПОГЛИНАЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ В КОНСТРУКЦІЇ СІДІНЬ

В наш час, поряд з вічним протистоянням засобів ураження та броньових перешкод, стрімко набирає актуальності протистояння бойових броньованих машин (ББМ) з протитанковими мінами та саморобними вибуховими пристроями (далі МВП – мінно-вибухові пристрої). Потреба в захисті від даних засобів ураження постає в асиметричних бойових діях, де беруть участь незаконні збройні формування (НЗФ). Бойові дії на Донбасі показують, що МВП представляють велику небезпеку для екіпажів, так як рівень протимінного захисту ББМ Збройних сил України недостатній. Частка особового складу з вибуховими травмами в ході антитерористичної операції (АТО) за період з початку 2014 р. до початку 2016 р. становить більше 24% [1]. Це значення постійно збільшується і обумовлюється рядом переваг мінної зброї, а в умовах "режиму припинення вогню" дані засоби ураження використовуються все частіше, так як після підриву МВП немає можливості ідентифікувати, ким його було встановлено. У зв'язку з обмеженнями по застосуванню боєприпасів великого калібру, бойові дії в АТО стрімко набирають характер "мінної війни".

Сучасні технології дозволяють створювати бронекорпуси, які можуть витримувати підриви на потужних вибухових пристроях без руйнування. Тоді екіпаж являється захищеним від безпосереднього впливу ударної хвилі та продуктів детонації. Забезпечивши цілісність корпусу, основним поражаючим фактором при підриві залишається так званий «ефект метання» викликаний великим вертикальним прискоренням машини [2]. Запобігти передачі максимального імпульсу на екіпаж можливо за рахунок використання протимінних сидінь з енергопоглинаючими елементами (ЕПЕ). Так як сидіння є елементом конструкції ББМ, що сприймає вибухове навантаження та передає його на організм людини. Конструкція та параметри сидіння визначають значення отриманих людиною перевантажень внаслідок підриву [1].

Цільовою функцією роботи протимінного сидіння є максимальне прискорення, яке необхідно мінімізувати. Тому основну роль тут відіграє не конструкція сидіння, а встановлення в місцях його кріплення елементів, що поглинатимуть енергію вибуху. В автомобільній та авіаційній промисловості розроблено багато варіантів ЕПЕ, але вибухове навантаження суттєво відрізняється від інших ударних навантажень і швидкість його наростання практично миттєва, тому існуючі ЕПЕ матимуть ефект запізнення.

З проведеного аналізу встановлено, що задовільнятимуть такі вимоги ЕПЕ, що в автомобілебудуванні називають крашбоксами - це з'ємні елементи

конструкції, призначені для поглинання енергії удару, спрямованої вздовж осі елемента, шляхом множинної деформації в передбаченій послідовності [1]. Поглинати значну частину енергії удару крашбоксам дозволяє поетапна зміна розмірів його перерізу. Ефект запізнення при спрацюванні, в такому випадку, можна компенсувати наявністю отворів, заглибин та ребер, що будуть ініціювати початок деформації (рис. 1.3).

Отже, завдання зводиться до отримання оптимальної характеристики ЕПЕ, що визначається його здатністю до поглинання енергії і описується залежністю сили спрацювання ЕПЕ від його ходу. Для збільшення поглинання енергії можна збільшувати силу спрацювання і хід ЕПЕ. Проте хід ЕПЕ зазвичай визначається конструктивними обмеженнями і не може бути надто великим, а збільшення сили спрацювання призведе до перевищення граничних значень критеріїв травмування екіпажу. Основним для оцінки реакції системи "людина-сидіння" при підриві ББМ прийнято критерій DRI (Dynamic Response Index) - індекс динамічної реакції хребта по вертикалі [2].

Складність вирішення такого завдання в тому, що кількість енергії, яку має поглинути ЕПЕ визначити точно аналітичним шляхом, забезпечивши при цьому допустимі значення DRI, являється практично неможливим. Так як, необхідно врахувати масу ББМ, кількість вибухової речовини, реакцію корпусу на дію МВП, реакцію системи "людина сидіння" на імпульс від корпусу і реакцію окремих частин організму. Крім того, розгляд загальних принципів нормування ударних прискорень ускладнюється тією обставиною, що людський організм представляє собою не гомогенну, а різнорідну гетерогенну масу [2]. А експерименти з підривами, відносяться до високовартісних, маловивчених та рідкісних. Випробування організуються так, щоб отримати максимум інформації про величини параметрів вибухових навантажень, бо вони, через неможливість їх відтворення при повторних дослідженнях стають в своєму роді єдиними. Тому теоретичні дослідження є обов'язковим етапом перед проведенням натурних випробувань.

Ефективним альтернативним рішенням цього завдання являється застосування числового моделювання в багатокритеріальному програмному комплексі, що дозволяє моделювати швидкоплинні і високонелінійні процеси та проводити параметричні дослідження елементів конструкції ББМ. Представлений на рис.1 алгоритм включає в себе такі етапи моделювання:

Перший - створення скінченно-елементної моделі (СЕМ) корпусу ББМ з спрощеною моделлю сидіння та інтегрованим в нього манекеном HIBRID III для визначення виникаючих прискорень на сидінні;

Другий - створення геометричної моделі протимінного сидіння, якою в подальших числових експериментах можливо буде замінити спрощену модель сидіння в СЕМ корпусу ББМ;

Третій - створення геометричної моделі ЕПЕ, конструкція якого передбачатиме можливість монтажу в конструкцію протимінного сидіння. Далі створення розрахункової СЕМ ЕПЕ для параметричної оптимізації обраного варіанту ЕПЕ;

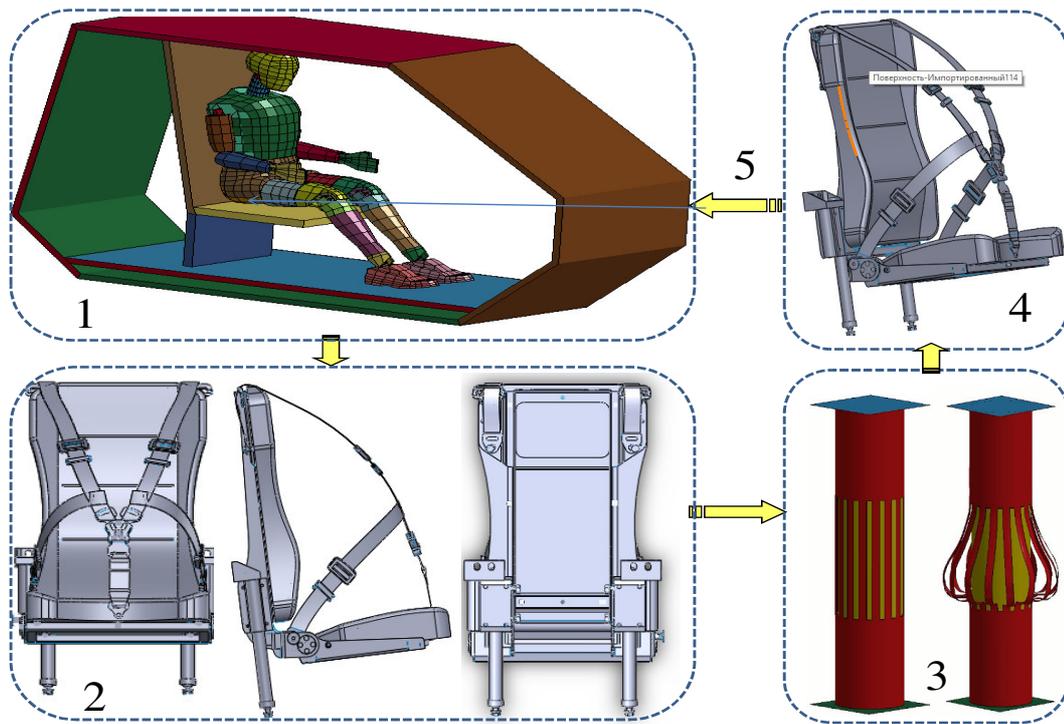


Рисунок 1 - Послідовність процесів моделювання, щодо нормування локальних імпульсних навантажень екіпажів БМ при підриві на МВП

Четвертий - інтегрування ЕПЕ з оптимальною характеристикою в модель протимінного сидіння;

П'ятий - інтегрування протимінного енергопоглинаючого сидіння з вмонтованим в нього ЕПЕ замість спрощеної моделі сидіння в розрахункову СЕМ корпусу БМ з манекеном НІВРІД ІІІ, для проведення числового експерименту вибухового навантаження екіпажу при підриві, та визначення значення DRI

Такий підхід слугуватиме основою для розробки типової методики щодо нормування локальних імпульсних навантажень на членів екіпажу БМ при підриві її на МВП на етапі проектування.

Література

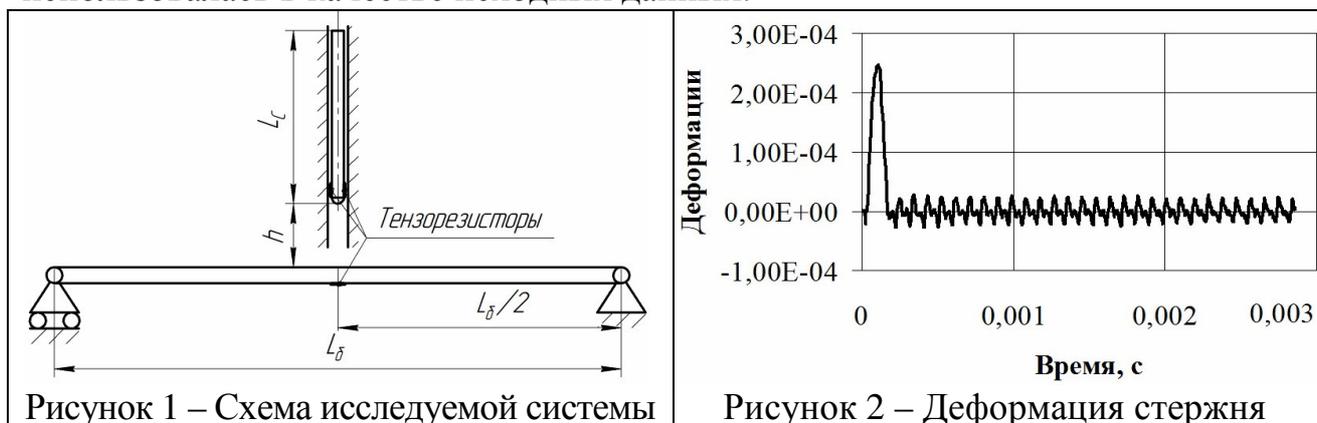
1. Давидовський Л.С. Формування вимог до протимінних енергопоглинаючих сидінь бойових броньованих машин / Л.С. Давидовський, С.П. Бісик, // Зб. наук. праць ЦНДІ ОВТ ЗСУ. – Вип. 2 (61). – К.: ЦНДІ ОВТ, 2016. – С. 18-30.

2. Давидовський Л.С. Аналіз механогенезу травмування екіпажу при підриві бойової броньованої машини на мінно-вибухових пристроях / Л.С. Давидовський, С.П. Бісик /– Військово-технічний збірник. Випуск №13. – Львів: НАСВ, 2015 – с. 34-40.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ НЕСТАЦИОНАРНОЙ НАГРУЗКИ, ВОЗНИКАЮЩЕЙ НА ТОРЦЕ СТЕРЖНЯ, В ПРОБЛЕМЕ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СТЕРЖНЯ С БАЛКОЙ

Осуществление множества технологических операций современного машиностроения связано с ударным взаимодействием элементов. К таким процессам могут быть отнесены штамповка, черновая обработка твердых материалов и другие. Совершенствование технологических процессов и орудий труда при этом связано с исследованием напряженно-деформированного состояния взаимодействующих объектов при ударе. Идентификация нагрузок, возникающих при контактном взаимодействии элементов, позволяет осуществлять контроль соответствующих технологических процессов.

С использованием разработанного на кафедре деталей машин и ТММ ХНАДУ измерительного комплекса было произведено исследование деформирования стержня при ударе по шарнирно-опертой балке (рис. 1), в результате чего была получена информация о деформации стержня (рис. 2). При построении решения обратной задачи указанная информация использовалась в качестве исходных данных.



Для решения задачи условно рассоединим систему, изображенную на рис. 1, и будем рассматривать деформирование незакрепленного стержня под действием контактной реакции. Рассматриваемая задача, естественно, решается при некоторых упрощениях, в том числе относящихся к условиям контактного взаимодействия (отсутствие пластических деформаций, сосредоточенное приложение нагрузки).

Идентификация нагрузки, возникающей на торце стержня, при ударном взаимодействии может быть осуществлена с использованием метода конечных разностей (МКР) на основе известного уравнения колебаний стержня

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (1)$$

где $a = \sqrt{E/\rho}$ — скорость распространения волн деформации в стержне.

Решение поставленной задачи осуществим при нулевых начальных условиях (рассмотрение процесса деформирования начнем с момента соприкосновения стержня с балкой) и граничных условиях следующего вида:

$$\sigma_x(t)|_{x=0} = \frac{-R(t)}{F}; \quad \sigma_x(t)|_{x=L} = 0, \quad (2)$$

где F — площадь поперечного сечения стержня.

Следует отметить, что в силу отсутствия закрепления торцов стержня используются граничные условия специального вида (2).

Матрица перемещений точек стержня в зависимости от времени, формируемая согласно МКР, заполняется на основе экспериментально полученных деформаций, а также информации о перемещениях на фронте волны с использованием явной трехслойной разностной схемы «крест». Информация на фронте волны при этом получается естественным образом: волна деформации, вызванная воздействием нестационарной нагрузки, не достигает всех точек стержня одновременно, для ее распространения по его длине необходимо некоторое время, поэтому в начальный момент времени точки, удаленные от места приложения нагрузки, не имеют перемещений.

Непосредственно идентификация нагрузки на торце стержня осуществляется на основе боковых разностей с учетом граничных условий (рис. 3).

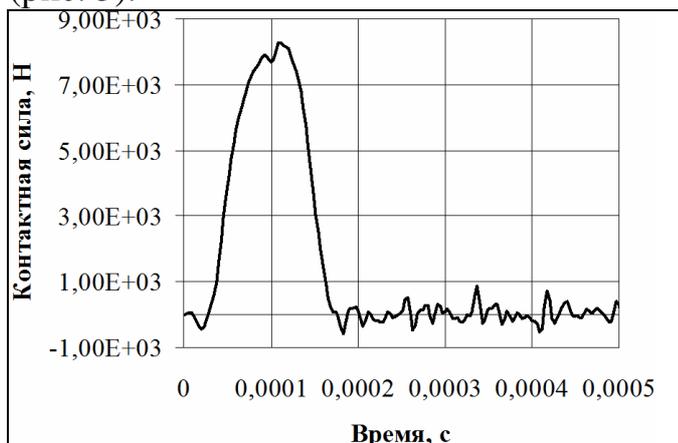


Рисунок 3 – Идентифицированная нагрузка

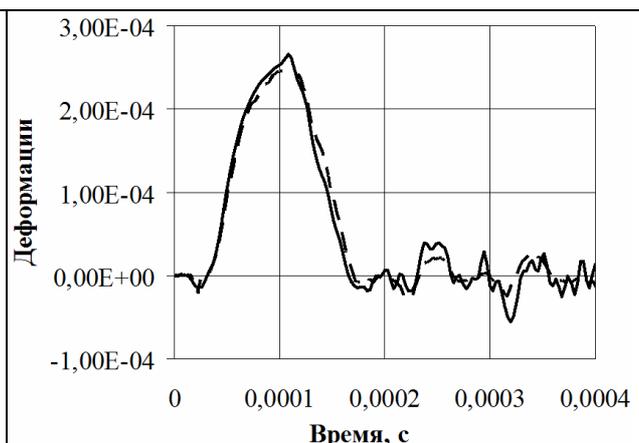


Рисунок 4 – Деформация стержня

Для проверки достоверности полученного решения был выполнен анализ прямой задачи для стержня с применением метода Даламбера, при этом в качестве исходных данных была принята идентифицированная в процессе решения обратной задачи нагрузка. На рис. 4 в сопоставлении приведены графики деформации стержня, полученные при решении прямой задачи методом Даламбера (сплошная кривая), и данные, полученные экспериментально (штриховая кривая). Согласование приведенных кривых свидетельствует о правильности построенных решений.

В заключение следует отметить, что при проведении данного исследования «контактная задача», известная в механике деформированного твердого тела, не решалась.

Иванов Евгений Мартынович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ikg@khadi.kharkov.ua

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КРУГОВЫХ ЭВОЛВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЁС

В предлагаемой методике использован метод фотоупругости с "замораживанием" напряжений. Условия контактирования и нагружения осуществляются в реальном зацеплении. Конструкция стенда предусматривает последовательное изменение фазы зацепления. В каждой конкретной фазе зацепления измерение напряжений производится в семи сечениях, расположенных равномерно по ширине зубчатого венца.

В связи с тем, что положение и величина пятна контакта зависит от точности изготовления и монтажа передачи и в свою очередь влияет на распределение напряжений по длине зуба, методикой предусматривается преднамеренное внесение погрешностей в относительное расположение зубчатых колёс.

Напряжённое состояние зубьев конических колёс исследовано на моделях, выполненных в натуральную величину из эпоксидного компаунда ЭД-20 ГОСТ 10587-76. В экспериментах использовалась модель целого колеса без предварительного разделения его на части, содержащие отдельный зуб.

Два конических колеса устанавливались на валах, расположенных в подшипниковых узлах. Оси валов выставлялись под прямым углом так, чтобы они пересекались. Установка обеспечивала возможность регулировки взаимного положения осей валов по углу между ними и по высоте. Для нагружения моделей использовалось рычажное устройство.

Исследовано три варианта зацепления зубьев:

вариант 1 - осевые линии зубчатых колёс пересекаются и взаимно перпендикулярны, контакт располагается на внутренней части зуба;

вариант 2 - положение осевых линий зубчатых колёс изменено, угол между ними $89^{\circ}28'$, оси не пересекаются, контакт располагается на середине поверхности зуба;

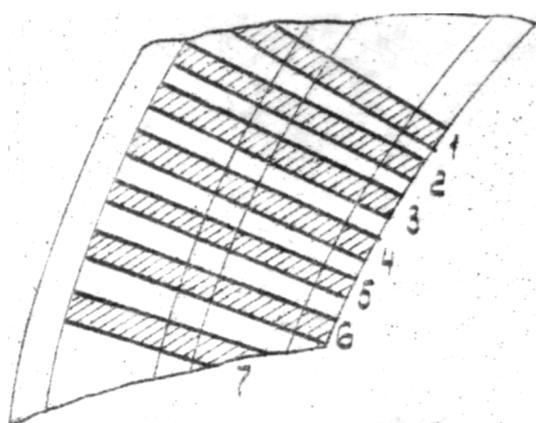
вариант 3 - при той же установке осевых линий зубчатые колёса повернуты так, чтобы контакт расположился на внешней части зуба.

Зубья, расположенные рядом с нагруженным зубом, частично сфрезеровывались с тем, чтобы получить однопарное зацепление.

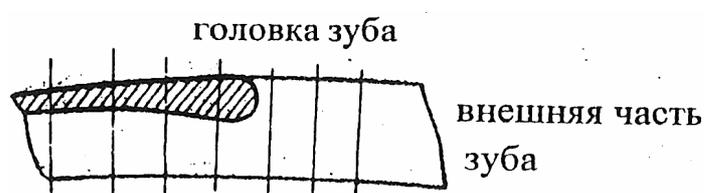
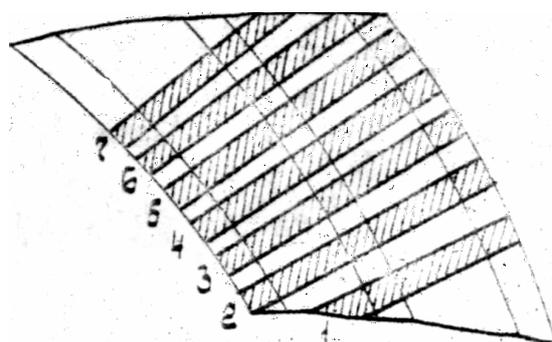
Из "замороженной" модели вырезался участок зубчатого колеса, содержащий нагруженный зуб. Затем он распиливался на срезы с толщиной по 4 мм каждый. Схема разделения на срезы представлена на рис. 1. Срезы выполнялись таким образом, чтобы их срединные плоскости были перпендикулярны к боковым поверхностям зуба.

Напряжённое состояние срезов исследовалось методом полос и методом касательных напряжений в точках прямой, лежащей на глубине $1 \div 1,2$ мм под поверхностью контакта, так как на поверхностях зубьев после обработки

Нумерация срезов
в вариантах 1 и 3

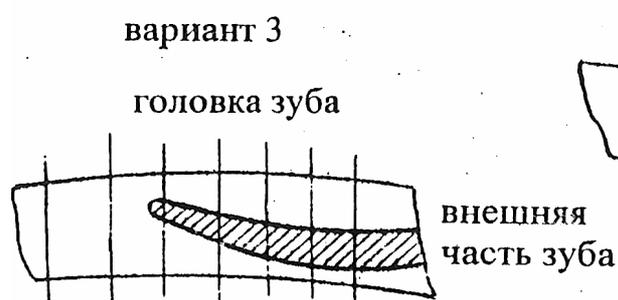


Нумерация срезов
в варианте 2



вариант 1

вариант 2



вариант 3



Рисунок 1 – Схема разделения моделей на срезы и расположения контакта

остаются неровности, которые вносят возмущение в картину изохром. Возмущения затрудняют определение порядка изоклин в этих точках.

Порядки изохром и параметры изоклин в точках замерены на установке КСП-7. Результаты представлены в виде эпюр напряжений, выраженных через порядки изохром. На полученных срезах, уточняется место расположения и величина пятна контакта (рис. 1). Последние характеристики служат исходными параметрами для апробации математической модели контактного взаимодействия пары круговых эвольвентных зубьев конических колес за весь период их сопряжения.

Кіндрацький Богдан Ілліч, д.т.н., професор, Національний університет «Львівська політехніка», bkindr@polynet.lviv.ua
Літвін Роман Григорович, аспірант, Національний університет «Львівська політехніка», roma.litwin@yandex.ua

МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВНИХ ПРОЦЕСІВ У ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ З ДВОМАСНИМ МАХОВИКОМ

Швидкий розвиток автомобілів за останні роки сприяв створенню потужних і високомоментних двигунів. Зросли поряд з цим і вимоги до комфорту водія та пасажирів. Однак оснащення сучасних автомобілів потужними низькообертovими дизельними двигунами призвело до підвищення вібрацій і шумів. Традиційні маховики з циліндричними пружинами не забезпечують ефективного поглинання крутильних коливань у трансмісії автомобілів у широкому діапазоні швидкостей. Вже за існуючого місця для монтажу зчеплення, а тим більше при його зменшенні, класичний гасник коливань у диску зчеплення не здатний передавати зростаючі крутні моменти, а отже, втрачає своє призначення.

Виходом з такої ситуації стало впровадження у трансмісію двомасного маховика (ДММ), який конструктивно розділений на дві частини, одна з яких жорстко з'єднана з колінчастим валом, а друга – з вхідним валом коробки перемикачів передач. Обидві частини ДММ з'єднані між собою за допомогою упорного і радіального підшипників з можливістю відносного провертання. Між корпусами встановлена пружна демпфувальна система, призначена для поглинання коливань, які створює двигун, та плавного рушення автомобіля. Однак традиційні ДММ з циліндричними пружинами не забезпечують ефективного поглинання крутильних коливань у трансмісії.

Широка гама сучасних двигунів, коробок перемикачів передач і масогабаритних характеристик автомобіля потребують розроблення ефективних алгоритмів і методів проектування ДММ під задані параметри трансмісії. Некоректний вибір конструктивних параметрів ДММ може призвести до погіршення його властивостей і, відповідно, до зростання вібрацій, зменшення ресурсу коробок перемикачів передач тощо. Розв'язання сформульованої задачі тісно пов'язане зі створенням симуляційних моделей приводу автомобіля з ДММ, що дасть можливість імітувати різні режими роботи трансмісії, оптимізувати його параметри.

У доповіді наведена розроблена авторами математична модель трансмісії автомобіля Volkswagen Caddy з двомасним маховиком, оснащеним пружинним і маятниковими демпфувальними елементами. Симуляційна модель реалізована в середовищі MatLab. Досліджено вплив маховика на коливні процеси в трансмісії, показана можливість його ефективного експлуатування в широкому діапазоні швидкостей обертання колінчастого вала двигуна.

МОДЕЛЮВАННЯ ФУНДАМЕНТУ ЕНЕРГОБЛОКА ПОТУЖНІСТЮ 300МВт ТА АНАЛІЗ ЗАГАЛЬНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Сучасний енергетичний комплекс Європи має тенденцію на модернізацію існуючих енергоблоків. Економічно зумовлено використання нового або оновленого обладнання, що має бути встановлено на існуючий фундамент. Це пов'язано з тим, що ресурс фундаменту є вищий за ресурси обладнання. Проте працездатність енергоблоку після модернізації залежить від нової динамічної поведінки системи турбоагрегат-фундамент-основа. Це становить задачу проведення додаткового вібраційного аналізу для кожної модернізації енергоблоку. Одним з його етапів є дослідження вібраційного стану фундаменту. Об'єктом дослідження є фундамент найбільш розповсюдженого в Європі енергоблоку теплових електростанцій потужністю 300 МВт. Проведено моделювання фундаменту, розрахунок власних коливань та їх аналіз. Особливістю власних коливань фундаментів цього типу є щільний спектр власних частот та порівняно невеликий процент глобальних форм коливань. На рис. 1 показано одні з найбільш впливових глобальних форм коливань на вібраційний стан енергоблоку за типовим режимом роботи. З рис. 1 бачимо, що енергоблок при роботі буде мати досить складну динамічну поведінку та підвищену можливість роботи обладнання у стані наближеного до резонансного.

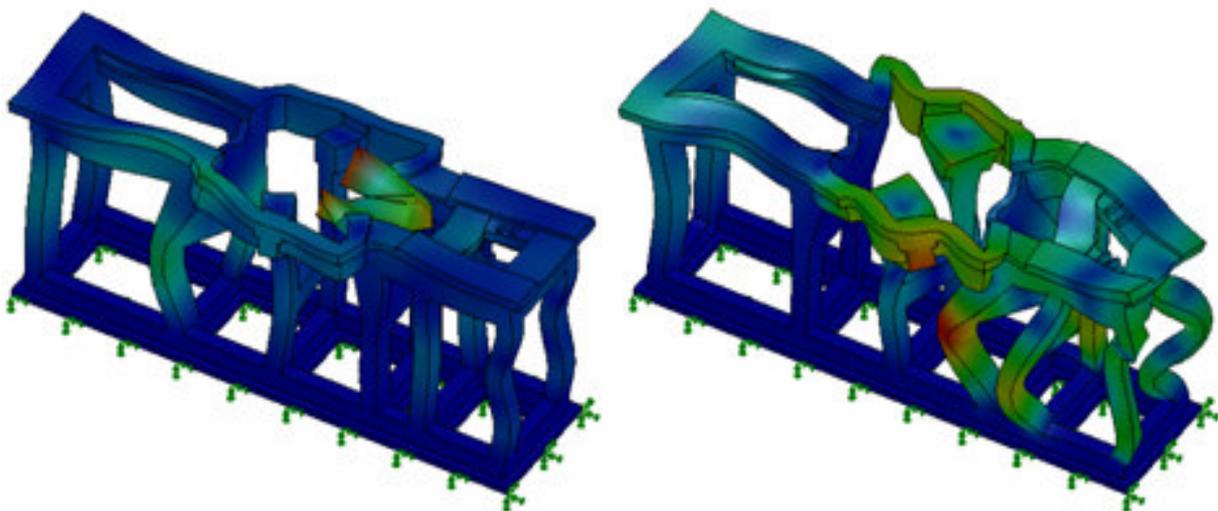


Рисунок 1 – Власні форми за частотами № 59, 60

Проведено дослідження чутливості загальних вібраційних характеристик фундаменту до різних чинників його стану. Результати роботи дозволяють зробити загальну оцінку динамічної поведінки системи турбоагрегат-фундамент-основа за наявністю вібраційних характеристик обладнання, що встановлюється на фундамент.

Литовченко Ігор Миколайович, к.т.н., доцент,
Національний університет харчових технологій
Батраченко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент,
Черкаський державний технологічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОДИНАМІКИ СІДЕЛЬНОГО АВТОПОТЯГУ

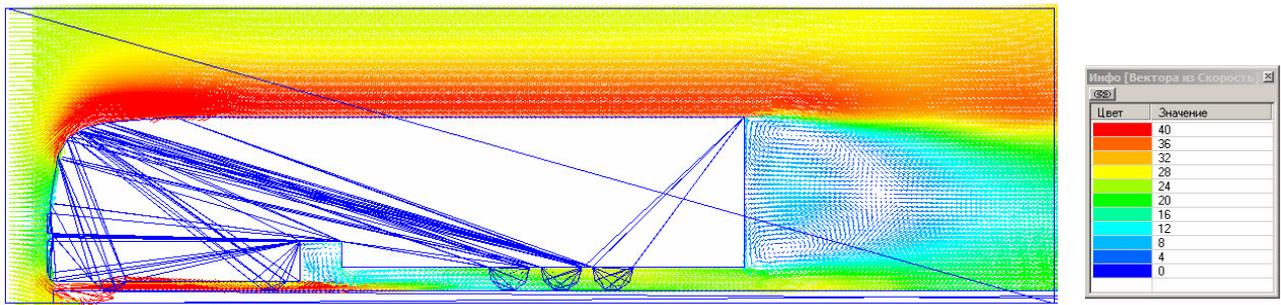
Згідно даних, які наводяться фахівцями англійського виробника “Don-Vir” при русі автопотягу зі швидкістю 80 км/год 50% енергії приводу витрачається на додання опору повітря. На теперішній час практичного використання зазнали багато технічних рішень, спрямованих на покращення аеродинамічних характеристик автопотягу. Вони дозволяють мінімізувати негативний вплив наступних чинників: лобовий опір кабіни та напівпричепу в вертикальній площині; лобовий опір кабіни в горизонтальній площині; дзеркала заднього виду; відстань між кабіною тягача та напівпричепом; колеса та колісні арки; фартухи колісних арок; трансмісія тягача та напівпричепу; зона розрідження позаду напівпричепу.

Проте, на наш погляд, одному з найбільш значущих факторів приділено не достатньо уваги, а саме – зоні розрідження позаду напівпричепу. Розробка та впровадження ефективних способів зниження аеродинамічного опору в даній зоні стане можливим лише після ґрунтовного вивчення явищ, що в ній відбуваються. Нами проведено математичне моделювання аеродинаміки автопотягу, результати якого представлені на рис. 1-3 (для швидкості руху автопотягу 90 км/год).

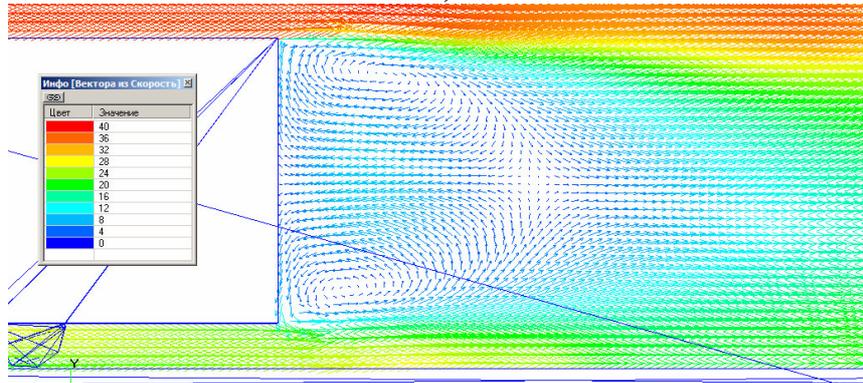
Моделювання проводилось із використанням програмного комплексу FlowVision, який призначений для моделювання тривимірних течій рідини в технічних і природних об'єктах та візуалізації цих течій методами комп'ютерної графіки.

Як слідує з отриманих результатів, при швидкостях руху автопотягу, що відповідають його крейсерській швидкості, позаду напівпричепу спостерігається протяжна зона пониженого тиску. Вона викликана відривом потоку повітря від поверхні напівпричепу, зміною напрямку руху повітря на протилежний та утворенням вихрів. Швидкість потоку в даній зоні знижується близько у 5 разів. Особливо інтенсивне вихроутворення спостерігається у верхній частині торцю напівпричепу. При цьому характер обтікання повітрям напівпричепу такий, що на задній його стінці в центральній зоні наявна зона підвищеного тиску, тоді як на периферії торцю – тиск понижений. Це підтверджує раціональність використання пустотілих задніх спойлерів малої довжини, які випускаються виробниками «TrailerTail», «Aerovolution», «STEMCO Aerodynamics», Mercedes-Benz Aerodynamics Trucks тощо.

Однак протяжність зони пониженого тиску така (понад 3 м), що застосування означених спойлерів не в змозі ефективно знизити аеродинамічний опір автопотягу, що вказує на необхідність пошуку нових шляхів вирішення даної задачі.



а)



б)

Рисунок 1 – Розподіл швидкості (м/с) потоку повітря в серединному повздовжньому перетині автопотягу MAN TGX (довжина автопотягу 13,6 м): а) – навколо автопотягу; б) – позаду напівпричепа

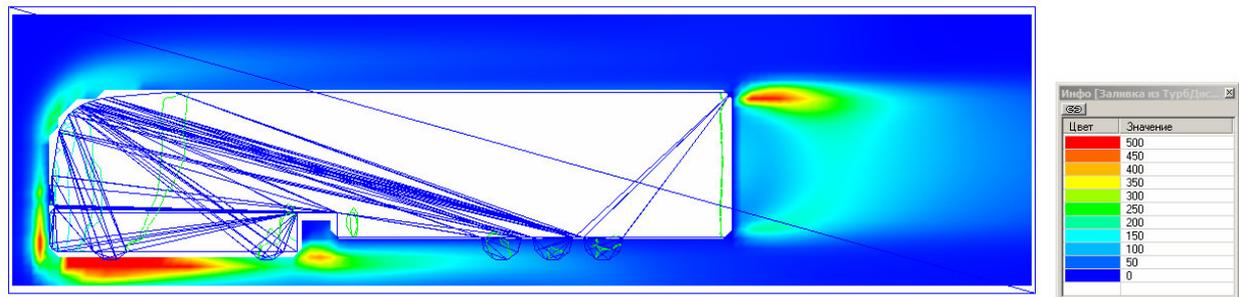


Рисунок 2 – Розподіл турбулентної дисипації навколо автопотягу

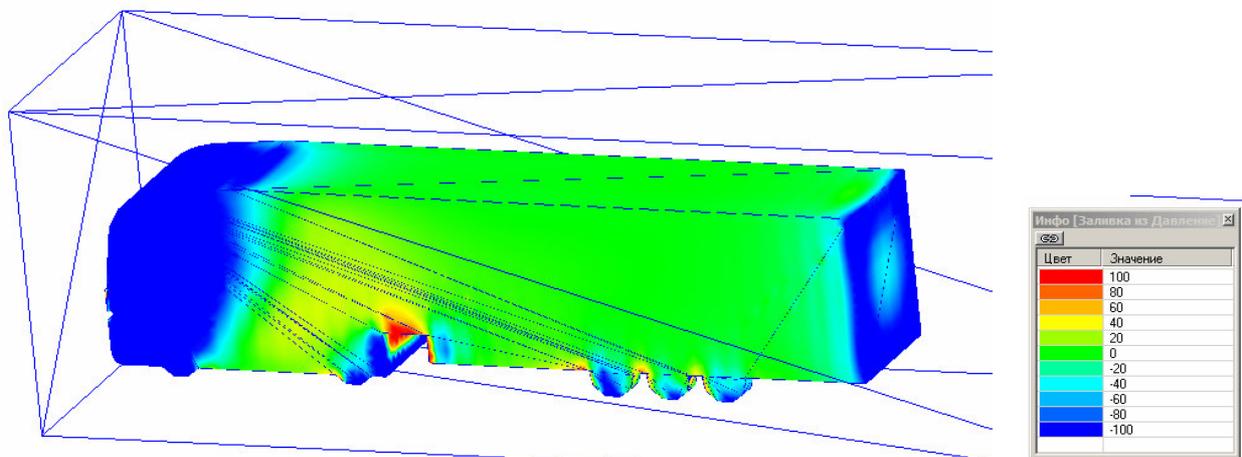


Рисунок 3 – Тиск повітря на поверхню автопотягу, Па

ВОЗДЕЙСТВИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ДЕМПФИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КАНАТОВ

Исследуются нестационарные поперечные колебания канатов и их систем с учетом дополнительных демпфирующих элементов и сосредоточенных масс. При исследовании малых поперечных колебаний канатов и их систем целесообразно использовать модель струны.

Строится общая схема системы уравнений, определяющая перемещения системы струн, состоящая из (J) выражений для каждой i -ой струны

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^N \int_0^t K_n(x, t - \tau) \cdot R_n(\tau) d\tau, \quad (1)$$

где $K_n(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{C}{\omega_k} \cdot \sin(\omega_k t) \cdot \sin(\lambda_k \cdot x_n) \cdot \sin(\lambda_k \cdot x)$ – общий вид ядер. Эта система дополняется N_R соотношениями для дополнительных реакций в точках присоединения масс $u(x_M, t)$ и демпферов $u(x_D, t)$, и замыкается $(J-1)$ кинематическими соотношениями в точках контакта струн (поскольку $(J-1)$ струн пересекают J -ю, и не пересекаются между собой):

$$u(x_M, t) = \frac{1}{M} \int_0^t (t - \tau) R_M(\tau) d\tau, \quad u(x_D, t) = \frac{1}{K} \int_0^t R_D(\tau) d\tau, \quad u_i(x_{in}, t) = u_j(x_{jn}, t) \quad (2)$$

Более подробно рассматриваются колебания каната под действием сосредоточенной нагрузки вида $F(x, t) = P(t)\delta(x - x_3)$, где возмущающая сила изменяется во времени как верхняя полуволна синуса $P(t) = q_0 \cdot |\sin(\omega_0 t)| (H(t - t_0) - H(t - t_1))$ ($t_0 = 0.25$ с и $t_1 = 0.5$ с – начало и конец нагружения). При решении системы уравнений (1)-(2) в дискретной форме использовались обобщенный алгоритм Крамера в сочетании с регуляризирующим алгоритмом Тихонова. Таким образом, получены графики зависимости реакций между струной, и соответствующими демпферами, а так же перемещения самой струны.

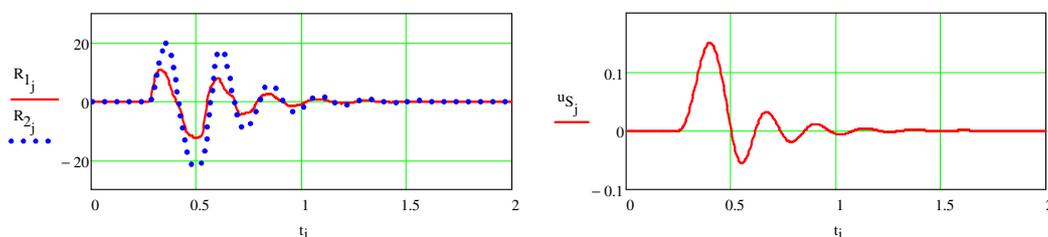


Рисунок 1 – Значения контактных сил и перемещений

Как видно из графиков, наличие демпферов существенно снижает амплитуды колебаний струн. На основе предложенного подхода можно исследовать поведение струны, а также исследовать влияние расположения демпферов и различных сосредоточенных нагружений в произвольных точках струны.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ РАЗНОСТЕЙ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ОБРАТНЫХ ЗАДАЧ

Решение обратных задач для различных механических систем является актуальным направлением исследований в различных областях науки и в механике деформируемого твердого тела, в частности.

Рассмотренная обратная задача заключается в идентификации нестационарной нагрузки, воздействующей на цилиндрическую оболочку. Решение задачи достигается с помощью МКР [1, 2] – одного из наиболее известных численных методов, который используется при расчете различных элементов конструкций.

Рассмотрено воздействие на круговую шарнирно опертую цилиндрическую оболочку толщиной h , длиной l и радиусом срединной поверхности a нестационарной осесимметричной поверхностной нагрузки.

Реакция оболочки средней толщины типа теории Тимошенко на осесимметричную поперечную нагрузку описывается конечно-разностной системой уравнений [1-3]:

$$\begin{aligned}
 u_p^{m+1} &= \frac{\Delta t^2}{\Delta \xi^2} (u_{p+1}^m - 2u_p^m + u_{p-1}^m) + \frac{vl}{a} \frac{\Delta t^2}{2\Delta \xi} (w_{p+1}^m - w_{p-1}^m) + 2u_p^m - u_p^{m-1}; \\
 w_p^{m+1} &= \frac{\bar{k}^2 \Delta t^2}{\Delta \xi^2} (w_{p+1}^m - 2w_p^m + w_{p-1}^m) + \frac{\bar{k}^2 l \Delta t^2}{2\Delta \xi} (\psi_{p+1}^m - \psi_{p-1}^m) - \frac{l^2 \Delta t^2}{a^2} w_p^m - \frac{vl}{a} \frac{\Delta t^2}{2\Delta \xi} (u_{p+1}^m - u_{p-1}^m) + \\
 &+ 2w_p^m - w_p^{m-1} - \frac{(1-\nu^2) l^2 \Delta t^2}{Eh} q_p^m; \\
 \psi_p^{m+1} &= \frac{\Delta t^2}{\Delta \xi^2} (\psi_{p+1}^m - 2\psi_p^m + \psi_{p-1}^m) - \frac{12\bar{k}^2 l \Delta t^2}{2\Delta \xi h^2} (w_{p+1}^m - w_{p-1}^m) - \frac{12\bar{k}^2 l^2 \Delta t^2}{h^2} \psi_p^m + 2\psi_p^m - \psi_p^{m-1}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

где $m = 0, 1, \dots, M$ – количество шагов по времени с интервалом Δt ; $p = 0, 1, \dots, P$ – количество шагов по координате с интервалом $\Delta \xi$; $\xi = x/l$; $\bar{k}^2 = (1-\nu)k^2/2$; k – коэффициент сдвига; t – безразмерное время; u , w , ψ – перемещения срединной поверхности оболочки и угол поворота нормали к срединной поверхности, соответственно; ν , E – упругие постоянные материала; q – заданная нестационарная нагрузка.

Идентификация производилась по значениям прогиба (как функции времени) оболочки в K ее точках. На основании этих значений была определена приближенная функция, описывающая пространственно-временное распределение прогиба оболочки, в виде разложения в K – частичную сумму ряда Фурье вида:

$$w(\xi, t) = \sum_{k=1}^K a_k(t) \sin(k\pi\xi), \tag{2}$$

где $a_k(t)$ – неизвестные коэффициенты разложения.

Для получения решения задачи идентификации нестационарной равномерно распределенной нагрузки воспользуемся выражением:

$$q_p^{m+1} = \frac{Eh}{(1-\nu^2)l^2\Delta t^2} \left[\frac{\bar{k}^2 l \Delta t^2}{2\Delta\xi} (\psi_{p1+1}^{m+1} - \psi_{p1-1}^{m+1}) + \frac{\bar{k}^2 \Delta t^2}{\Delta\xi^2} (w_{p1+1}^{m+1} - 2w_{p1}^{m+1} + w_{p1-1}^{m+1}) - \frac{l^2 \Delta t^2}{a^2} w_{p1}^{m+1} - \frac{\nu l}{a} \frac{\Delta t^2}{2\Delta\xi} (u_{p1+1}^{m+1} - u_{p1-1}^{m+1}) + 2w_{p1}^{m+1} - w_{p1}^m - w_{p1}^{m+2} \right]. \quad (3)$$

При численных расчетах была рассмотрена стальная цилиндрическая оболочка, имеющая следующие параметры: длина $l=1.5$ м, радиус серединной поверхности $a=0.3$ м, толщина $h=0.043$ м, модуль Юнга $E=2.1 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu=0.3$, коэффициент сдвига $k=0.833$.

Идентификация нагрузки производилась по прогибу, полученному в результате решения прямой задачи. Точки регистрации прогиба $\xi=0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.35, 0.4, 0.45, 0.5, 0.55, 0.6, 0.65, 0.7, 0.75, 0.8, 0.85, 0.9, 0.95$. Результаты идентификации пространственно-временного распределения искомой нагрузки представлены на рис. 1. На рисунке приведены: 1 – внешняя нагрузка, действующая на оболочку; 2 – идентифицированная нагрузка (рис. 1, а – как функции времени, рис. 1, б – как функции координаты).

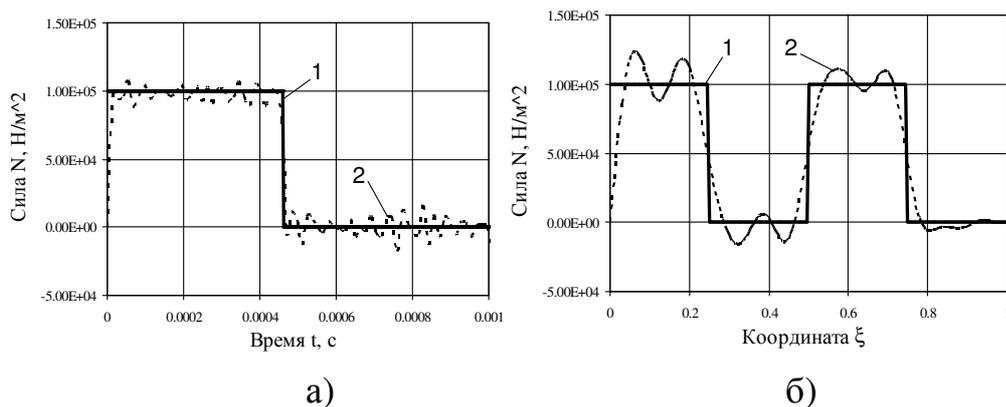


Рис. 1 – Результаты идентификации

Следует отметить, что приведенные результаты свидетельствует о том, что применение численных методов (МКР, в частности) при решении обратных задач механики деформируемого твердого тела позволяет строить эффективные алгоритмы решения определенного класса обратных задач.

Литература

1. Рихтмаер Р. Д. Разностные методы решения краевых задач. – М., изд.-во иностранной литературы, 1960. – 262 с.
2. Самарский А. А. Теория разностных схем. 3-е изд., испр. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 616 с.
3. Григолюк Э. И., Селезов И. Т. Неклассические теории колебаний стержней, пластин и оболочек. – М.: ВИНТИ, 1973. – 272 с.

Попов Виктор Михайлович, д.т.н., профессор, Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова
Новиков Алексей Петрович, к.т.н., доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова
Карпов Андрей Александрович, к.т.н., старший преподаватель, Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ НА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В последнее время отмечается возрастающее значение дисперсно-наполненных полимерных материалов (ДНПМ) в различных областях техники. Применение ДНПМ в теплонапряженных технических системах в частности автомобильной промышленности требует разработки новых технологий получения наполненных полимеров с повышенной теплопроводностью.

Применяемый в настоящее время способ повышения теплопроводности полимерных материалов путем введения в полимерную матрицу металлических порошков не дает большого эффекта и сопровождается заметным снижением прочностных характеристик конечного продукта [1]. Повышения теплопроводности ДНПМ можно ожидать при направленном структурировании частиц наполнителя в среде полимера в виде цепочек или других образований при условии непосредственного контакта частиц между собой. Достичь такого положения предлагается воздействием на ДНПМ электрического поля на стадии отверждения связующего.

Для применения наполнителей неферромагнитной природы предлагается способ обработки ДНПМ в постоянном электрическом поле.

На высоковольтной установке изготавливались образцы с наполнителями различной природы, для разной концентрации, при напряженности электрического поля в диапазоне от 190 до 2500 В/см. На рис.1 представлены данные для полимерных прокладок по теплопроводности в зависимости от напряженности электрического поля при концентрации наполнителей трех видов в 40% по объему к смоле с частицами, имеющими $\bar{d} = 0,7 - 1,6$ мкм. Из расположения кривых $\lambda = f(E)$ видно, что с повышением напряженности поля теплопроводность возрастает вплоть до значений $E = 2100 - 2300$ В/см. Такой характер зависимости $\lambda = f(E)$ объясняется образованием цепочечных структур из плотноупакованных частиц наполнителя. Природа наполнителя оказывает влияние на процесс формирования теплопроводящей структуры. Так, теплопроводность образцов с алюминиевой пудрой, обработанной растворителем, выше, чем с обычной алюминиевой пудрой. Объясняется это наличием на поверхности частиц малотеплопроводящих окисных пленок, которые по толщине меньше у обработанной пудры.

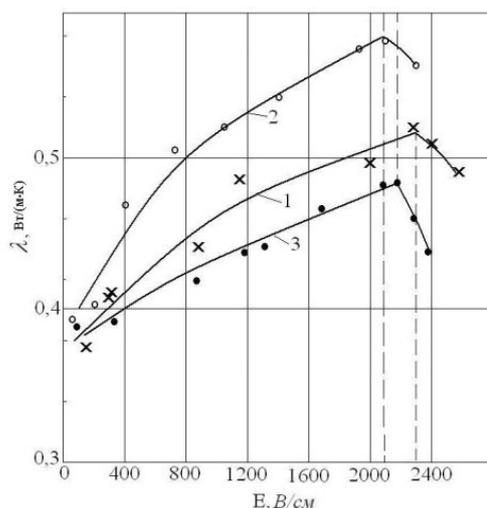


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплопроводности электрообработанных полимерных прокладок с дисперсным наполнителем в виде алюминиевой пудры (1), алюминиевой пудры, обработанной в растворителе (2) и окисленного медного порошка (3) от напряженности постоянного электрического поля.

Из рис.1 просматривается резкое снижение теплопроводности образцов. Такое «обвальное» падение теплопроводности объясняется достижением так называемой критической напряженности поля, когда в заполненном агрегатами из частиц межэлектродном пространстве, представляющемся как диэлектрик [5], наступает электропробой. Напряжение падает до значения 1 В/см и система становится проводником электрического тока. При этом агрегаты из частиц осыпаются с поверхности электродов и в межэлектродном пространстве остается единственный мостик в виде тонкой нити, в результате резко падает теплопроводность системы. Отсюда напрашивается вывод, что для получения ДНПМ с максимальным значением теплопроводности следует оперировать напряженностью электрического поля ниже критической.

Предлагаемый способ позволяет получать полимерные материалы с заданными теплофизическими свойствами.

Литература

1. Айбиндер, С.Б. Влияние наполнителей на теплофизические, механические и антифрикционные свойства полимеров [Текст] / С.Б. Айбиндер, Н.Т. Андреева. // Изв.АН Лат.ССР. Сер. физ-мат. и техн. наук. 1983. № 5. с. 3–18.
2. Волькенштейн, В.С. Скоростной метод определения теплофизических характеристик материалов. [Текст]: моногр. / В.С. Волькенштейн. – Л.: Энергия. – 1971. – 145 с.
3. Попов, В.М. Теплообмен через соединения на клеях [Текст]: моногр. / В.М. Попов. – М.: Энергия. – 1974. – 304 с.
4. Шлыков, Ю.П. Контактное термическое сопротивление [Текст] / Ю.П. Шлыков, Е.А. Ганин, С.Н. Царевский. – М.: Энергия. – 1977. – 328 с.

Приходько Александр Анатольевич, д.ф.-м.н., профессор, Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара,
Арсенюк Михаил Сергеевич, ведущий инженер, Институт транспортных систем и технологий НАН Украины

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НОСОВОЙ ЧАСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Развитие транспорта идет по пути увеличения скорости, грузоподъемности, и базируется на известных способах транспортировки: железнодорожный, воздушный, автомобильный, водный транспорт. Увеличение скорости ведет к необходимости увеличения мощности движительных установок и снижения сопротивления движению: контакт с дорожной поверхностью, сопротивление потоку воздуха, взаимодействующего с корпусом транспортного средства.

Технологический успех создания современных высокоскоростных наземных транспортных средств (ВСНТ), обусловлен аэродинамическим проектированием и совершенствованием дизайна существующих геометрических форм. Рациональные геометрические формы и компоновки корпуса транспортного средства, позволяют снизить уровень затрат потребляемой энергии на преодоление полного аэродинамического сопротивления.

Ранее были проведены экспериментальные и численные исследования, позволившие определить аэродинамические характеристики ВСНТ, установить влияние пространственного расположения транспортного средства и геометрической формы носовой части на аэродинамические характеристики [1-2].

В докладе рассмотрены все этапы применения математического моделирования при аэродинамическом проектировании ВСНТ, связанные с построением расчетной сетки, выбором математической модели обтекания, созданием расчетного алгоритма и программного комплекса, а также анализом результатов.

Для численного моделирования применяются нестационарные трехмерные осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса. При замыкании системы уравнений использовалась модель турбулентности SST. На поверхности транспортного средства и путевой структуре задавались условия прилипания. На бесконечности задавались параметры набегающего потока.

Численное решение системы исходных уравнений получено методом контрольных объемов.

Анализируются результаты трех серий расчетов по исследованию влияния геометрии носовой части на распределение давления и трения на поверхности, вихревую структуру обтекания корпуса, а также его аэродинамические характеристики. В качестве определяющих параметров для каждой серии расчетов были выбраны длина, ширина и высота носовой части высокоскоростного транспортного средства.

Увеличение длины носовой части и ее высоты над путевой структурой приводит к уменьшению лобового сопротивления, прижимающей силы и поперечного момента. Сужение ширины носовой части приводит к уменьшению лобового сопротивления и поперечного момента и к увеличению прижимающей силы.

Разработанная методика может быть использована для аэродинамического проектирования и выбора формы летательных аппаратов, экранопланов, магистральных электровозов и легковых автомобилей.

1. Приходько А.А., Арсенюк М.С. Численное исследование влияния пространственного расположения высокоскоростного транспортного средства относительно путевой структуры на аэродинамические характеристики. - Техническая механика, 2014. № 4. - С. 75-84.

2. Приходько А.А., Арсенюк М.С., Полуботок М.А. Применение численного моделирования для определения аэродинамических характеристик летательных аппаратов, транспортных средств и ветроэнергетических установок // Космическая техника. Ракетное вооружение. 2015. Вып. 2. - С. 77-82.

Роговий Андрій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, asrogovoy@ukr.net

Дрокін Антон Олександрович, студент групи А-21т, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОСОБЛИВОСТІ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВИХРЕКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ

У багатьох галузях промисловості насоси працюють у несприятливих умовах експлуатації, при впливі різних негативних факторів з боку зовнішнього та робочого середовищ, що призводить до того, що експлуатаційні якості динамічних насосів обмежені або знижені [1]. Можливе рішення проблеми може бути в застосуванні в складних умовах експлуатації струминних насосів. Однак, струминні насоси мають низький коефіцієнт корисної дії, що не перевищує 30 % та великі поздовжні розміри [2]. Таким чином, удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів є актуальним завданням, рішенням якого є пошук більш ефективних принципів передачі енергії й відповідних технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів, якими є, розроблені й досліджені в роботі струминні насоси з вихровою робочою камерою, названі нами, вихорокамерними нагнітачами (ВКН) [1, 3-6].

На основі математичного моделювання за допомогою моделей одномірної вісесиметричної течії ідеальної рідини й моделей числового рішення рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом (RANS) із допомогою відповідних програмних комплексів обґрунтоване існування двох робочих процесів перекачування рідин за допомогою вихорокамерних нагнітачів.

Для збільшення витрати всмоктуваної рідини необхідно збільшувати ступінь закручення рідини у вихровій камері. Також витрата збільшується зі збільшенням радіуса сполучення двох зон: області обертання рідини як твердого тіла й області течії з постійною циркуляцією, що говорить про те, що чим більше зона зміни окружної швидкості як у твердого тіла, тим більше витрата всмоктуваного середовища.

Для того, щоб витрата в дренажному каналі нагнітача була позитивною, тобто середовище всмоктувалося, а не викидалася з вихрової камери, необхідно, щоб співвідношення r_0/r_e перевищувало 0,55 (r_0 – радіус вихідного осевого каналу нагнітача, r_e – радіус, на якому змінюється знак тиску). Менші значення співвідношення r_0/r_e характеризують перший режим роботи вихрекамерного нагнітача, з викидом робочого середовища через дренажний канал, більші – другий режим роботи з усмоктуванням середовища через осевий канал.

Побудоване поле характеристик вихорокамерних нагнітачів, яке ураховує особливості роботи й наявність двох робочих режимів з усмоктуванням і викидом рідини через дренажний канал. Поле характеристик ілюструє асимптотичні досяжні параметри роботи нагнітачів.

Література

1. Роговий А.С. Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів. Дис...канд. техн. наук: 05.05.17 / Східноукраїнський національний ун-т ім. Володимира Даля. — Луганськ, 2007. — 193 с.

2. Соколов Е.Я. Струйные аппараты. / Соколов Е.Я., Зингер Н.М. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.

3. Syomin D., Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. // Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>

4. Сьомін Д.О. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2015. – № 3 (1112) – С. 130-136.

5. Роговий А.С. Особливості розрахунку пневмотранспортних установок, побудованих на основі безроторних відцентрових насосів. / А.С. Роговий. // Вісник СНУ ім. В.Даля. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №1 (218). – 2015. – С. 68-73.

6. A.S. Rogovyi. Comparative Analysis Of Performance Characteristics Of Jet Vortex Type Superchargers / A.S. Rogovyi, Ye. Voronova //Автомобильный транспорт. – 2016.– Вып. 38. С. 93–98.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУЙНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ ВИХРЕВОГО ТИПА

Современный уровень развития энергетики и технологий предъявляет высокие требования к качеству протекающих в них процессов энерго- и тепломассообмена. Во многих отраслях промышленности: пищевая, металлургическая, энергетика, сельское хозяйство и транспорт существует проблема повышения эффективности процессов преобразования энергии, особенно при соблюдении условий экономичности, компактности и надежности. Удовлетворению многих из перечисленных требований могут служить газовые и жидкостные энергообменные системы, созданные на основе струйной техники [1, 2], обладающие высокими показателями надежности и долговечности. А использование свойств закрученных потоков – вакуума в приосевой зоне и избыточного давления на периферии потока [1, 3, 4], позволяет создавать компактные системы.

Вихревой эжектор при малых габаритах и простоте конструкции получил распространение в перечисленных видах промышленности, однако, несмотря на накопленные теоретические и экспериментальные данные о его работе [4], на данный момент остаются вопросы, требующие дополнительных исследований. Кроме того, эжекторы вихревого типа обладают низким коэффициентом полезного действия, не превышающим 10 % [4].

Таким образом, совершенствование энергетических характеристик струйных нагнетателей является актуальной задачей, решением которой может быть поиск более эффективных принципов передачи энергии и соответствующих технических решений в конструировании струйных насосов, которыми являются, разработанные и исследованные в работе вихрекамерные насосы, в которых используется не только эффект снижения давления в приосевой зоне (как в вихревых эжекторах), но и избыточное давление на периферии закрученного потока [5, 6].

Результаты исследований характеристик вихрекамерных насосов, приведенные в работах [2, 5] показали, что эффективность их работы может быть выше, чем вихревых эжекторов. Однако, недостаточная изученность распределения давления вдоль приосевой области вихревого эжектора, отсутствие адекватных расчетных моделей требует прежде, чем сравнивать характеристики струйных насосов вихревого типа между собой, первоначального проектирования вихревого эжектора с оптимальными параметрами по методикам, описанным в [6]. Для использования одинаковых условий сравнения, расчеты можно провести в одном и том же программном комплексе с использованием численных экспериментов на основе расчета уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, замкнутых $k-\omega$ моделью турбулентности.

В данной работе произведен сравнительный анализ характеристик струйных нагнетателей вихревого типа с использованием численных

экспериментов на основе решений осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, замкнутых с помощью модели турбулентности Ментера. Получено, что вихрекамерные насосы обладают коэффициентом полезного действия в 2 раза большим, чем вихревые эжекторы.

Зависимости КПД, коэффициента эжекции и разрежения на оси камеры вихревого эжектора имеют максимумы: максимум КПД достигается при $\bar{d}_{in} = 0,2$, максимум коэффициента эжекции – $\bar{d}_{in} = 0,25$, максимум вакуумметрического давления на оси вихревой камеры – $\bar{d}_{in} = 0,13$ ($\bar{d}_{in} = d_{in} / D$, где D – диаметр вихревой камеры; d_{in} – диаметр осевого канала входа).

Вихрекамерный насос обладает большими давлениями в выходном канале, чем вихревой эжектор, вследствие чего становится более эффективная передача энергии от активного потока, кроме того отбор перекачиваемой среды в тангенциальном канале позволяет избежать потерь энергии вследствие вращения потока в выходном канале. Таким образом, вихрекамерный насос обладает более высокими показателями КПД. С другой стороны, вихревой эжектор, вследствие создания большего разрежения на оси камеры создает более высокие разрежения в вакуумированных объемах, что позволяет его использовать, в первую очередь, как эжекционный вакуум-насос.

Построены совмещенные характеристики струйных нагнетателей вихревого типа, из которых следует, что при увеличении относительного давления на выходе из насоса, снижаются энергетические характеристики насоса: КПД и количество перекачиваемой среды. Характеристики относительного давления на выходе из вихревого эжектора находятся ниже аналогичных характеристик вихрекамерного насоса, вследствие этого снижаются и показатели КПД вихревого эжектора.

Литература

1. Соколов Е.Я. Струйные аппараты. / Соколов Е.Я., Зингер Н.М. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
2. Роговий А.С. Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів. Дис...канд. техн. наук: 05.05.17 / Східноукраїнський національний ун-т ім. Володимира Даля. — Луганськ, 2007. — 193 с.
3. Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління / [Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Ремень В.І., Мальцев Я.І.] – Луганськ : вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля, 2002. – 174 с.
4. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. / Меркулов А.П. – М.: Машиностроение, 1969. – 184 с.
5. Syomin D., Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. // Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.
6. Вихревые аппараты / [А.Д. Суслов, С.В. Иванов, А.В. Мурашкин, Ю.В. Чижиков]. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛАЖНОПАРОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ В ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

В работе приводятся результаты численного исследования разношаговых многодроссельных уплотнений (РМУ) рабочих лопаток влажнопаровых ступеней турбин большой мощности. Структура течения в РМУ и их эффективность сравниваются с существующими прямоточными уплотнениями. Моделирование проведено с использованием *MTFS[®]Software* [1], при интегрировании уравнений Рейнольдса-Фавра на основе неявной разностной TVD схемы 2-го порядка и эффективного расщепления вычислений для многопроцессорных платформ. Расчётные подобласти аппроксимировались неструктурированными гексагональными сетками, твердые стенки предполагались адиабатическими. Турбулентные эффекты описывались на основе SST модели Ментера. Расчеты выполнены на основе табличной модели влажного пара и приближения равновесной конденсации.

Исследования РМУ рабочих колес 1-й и 2-й ступеней ЦНД показали их высокую эффективность и малую зависимость расхода от осевого положения ротора относительно статора (в пределах 12%). Расход через надбандажные уплотнения данных ступеней снижен в ~6 раз (рис.1), а также улучшена структура течения в периферийном поясе сопловых лопаток №2,3.

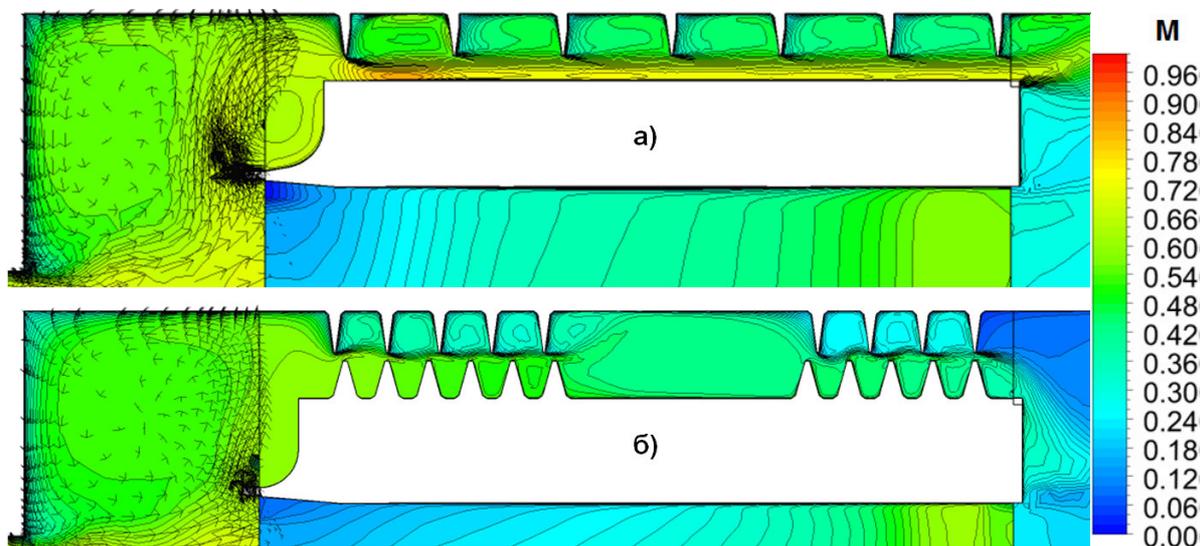


Рисунок 1. Линии уровня относительного числа Маха в надбандажном уплотнении для РК№1 в исходном (а) и модернизированном (б) исполнении

Литература

1. Сертификат гос. регистрации авторских прав №5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс *MTFS[®]* для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В.Г Солодов, Ю.В. Стародубцев // Украинское Государственное Агентство по авторским и смежным правам. – №5921; заявл.24.05.2002; опубл.17.07.2002

НЕЛИНЕЙНАЯ ДИНАМИКА АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Рост мощности и энерговооруженности современных машин сопровождается повышением динамических нагрузок на их конструкции. В то же время стремление к снижению веса и материалоемкости приводит к уменьшению жесткости и прочности их силовых элементов. Поэтому особую важность приобретает защита приборов и агрегатов этих машин от динамических нагрузок.

Выполнено развитие метода нелинейных нормальных форм колебаний, метода продолжения решений по параметру, метода взвешенных невязок, что позволило исследовать динамику роторов на нелинейных подшипниках и трубопроводах с газожидкостными упругими элементами.

Даны новые решения проблем динамики многопролётного упругого ротора с распределённой массой и дисками на нелинейных опорах.

Впервые выполнены исследования и получены новые результаты влияния угла контакта на динамику ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным натягом.

Впервые исследованы бифуркации, устойчивость и формы резонансных, колебаний ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным осевым натягом вызванных совместным действием дисбаланса и вибрации опор.

Получены новые результаты анализа устойчивости и бифуркаций колебаний ротора турбохолодильника самолёта вызванных совместным действием дисбаланса и вибрации планера.

Построена новая модель колебаний трубопровода с жидкостью и газожидкостным упругим элементом как системы с нелинейным граничным условием.

Получены новые результаты анализа резонансов, бифуркаций и устойчивости вынужденных колебаний трубопровода жидкостной ракеты с газожидкостным упругим элементом.

Предложен новый подход к исследованию динамики систем с упруго-демпферными связями; разработаны новые математические модели систем с упруго-демпферными нелинейными связями.

Разработан новый эффективный метод интегрирования нелинейных уравнений движения на основе комбинации одношагового и многошагового методов.

Впервые исследованы особенности поведения систем при переходных процессах, вызванных кратковременными и внезапными динамическими воздействиями в зависимости от типа нелинейности упругих элементов и типа рассеяния энергии в демпферах.

Шатохин Владимир Михайлович, д.т.н., проф., Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, shatokhin_v@mail.ru

Никонов Олег Яковлевич, д.т.н., проф., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, oj_nikonov@mail.ru

Шатохина Наталья Владимировна, к.т.н., доц., ЕРАМ Systems, shatosha@mail.ru

О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ТУРБОНАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ ТИПА БТД ПО ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЗКАМ

Характерной особенностью турбопоршневых двигателей типа БТД является наличие существенно нелинейного привода к турбине и компрессору. Нелинейности порождаются установкой упругой муфты с предварительным натягом, ступенчатой рессоры, а также наличием зазоров, неизбежных в шлицевых и зубчатых соединениях. Указанные узлы вместе с фрикционными муфтами предназначены для снижения импульсивных инерционных нагрузок при изменении внешней нагрузки.

В процессе доводки дизелей в приводах были обнаружены интенсивные субгармонические колебания, неожиданные для конструкторов. Известные подходы по анализу динамических нагрузок в силовых передачах машин с ДВС не позволяют объяснить природу указанных колебаний и тем более не содержат аппарата для их исследования.

В докладе изложены результаты расчетно-экспериментальных исследований по установлению механизма возникновения опасных субгармонических колебаний, сравнительной оценке различных вариантов привода к агрегатам турбонаддува по уровню основных и субгармонических колебаний и соответствующих максимальных упругих моментов.

Кинематическая схема дизелей типа БТД с потребителями представлена на рис. 1.

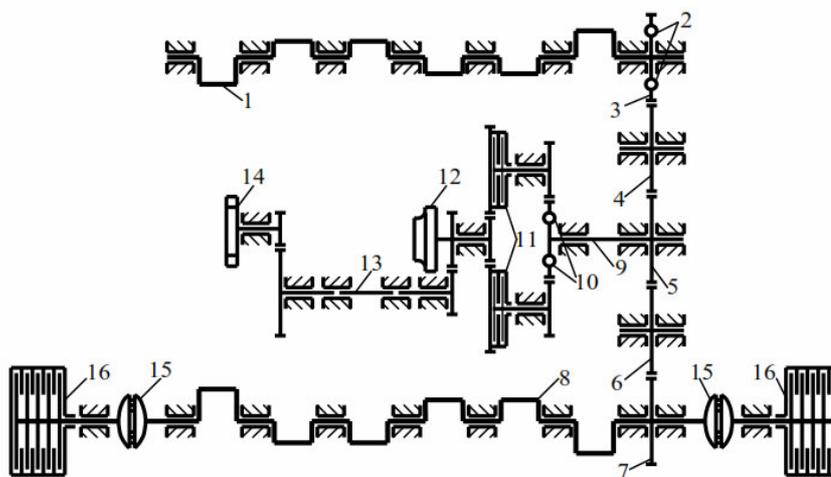


Рисунок 1 – Кинематическая схема двигателей типа БТД с потребителями

Приняты следующие обозначения: 1, 8 – впускной и выпускной коленчатые валы; 2 – упругая муфта; 3 ÷ 7 – шестерни главной передачи; 9 – рессора привода компрессора; 10 – упругая муфта в приводе компрессора; 11 –

фрикционные муфты; 12 – ротор компрессора; 13 – рессора привода турбины; 14 – ротор турбины; 15 – резино-пальцевые муфты; 16 – потребители (гидротормоза).

Для механической модели привода исследовались три вида соединений с компрессором: упругая муфта, ступенчатая рессора, гладкая рессора. На рис. 2, а, б приведены: характерный образец осциллограммы с субгармоническим резонансом, записанной для привода с гладкой рессорой; расчетные зависимости субгармонической составляющей $A_{\psi_{17}}^{(1/2)}$ и основной гармоники $A_{\psi_{17}}^{(1)}$ субгармонических колебаний от частоты.

В качестве математической модели установившихся динамических процессов использовались нелинейные интегральные уравнения, записанные с помощью импульсно-частотных характеристик [1]. Для большинства машинных агрегатов с ДВС такие модели имеют ряд важных достоинств. В основу метода решения уравнений положен итерационный метод Ньютона-Канторовича решения операторных уравнений и соответствующие численные алгоритмы [1].

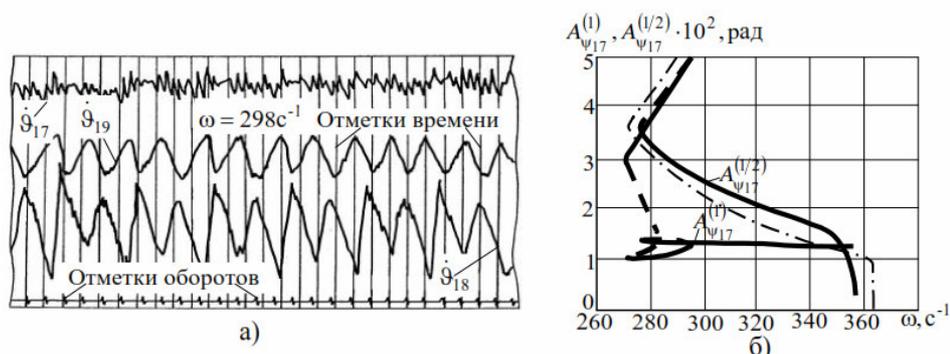


Рисунок 2 – Субгармонический резонанс (гладкая рессора):
а) осциллограмма; б) зависимости основной гармоники и субгармоники от частоты

Результатами проведенных исследований являются следующие.

1. Установлена причина возникновения интенсивных субгармонических колебаний в приводе турбонаддува – разрегулировки дизеля и наличие нелинейных элементов в силовой цепи.
2. Предложен эффективный аппарат исследования установившихся динамических процессов в нелинейных силовых передачах, в частности субгармонических колебаний.
3. Проведено сравнение трех схем привода (со ступенчатой рессорой, упругой муфтой и гладкой рессорой) по динамическим нагрузкам.
4. Установлена предпочтительность использования привода с гладкой рессорой.
5. Предложенная методология представляется перспективной для исследований по снижению динамических нагрузок в нелинейных моделях силовых передач.

Литература

1. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин.– Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008.– 456 с.

АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ПРОИСХОДЯЩИХ В СОВРЕМЕННОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЕ

Современный уровень развития двигателестроения и в частности развития топливной аппаратуры подразумевает использование довольно сложных топливных систем дизелей с электронным управлением.

Анализ статистических данных показал, что на техническом обслуживании на СТО и АТП Украины находиться до 30% транспортных средств оснащенных аккумуляторными топливными системами. При этом наибольший процент отказов происходит по таким гидравлическим агрегатам, как ТНВД и электрогидравлические форсунки.

Исходя из того, что основные узлы системы CR – ТНВД, ЭГФ, регулятор давления топлива (РДТ) и датчик давления подключены к гидроаккумулятору, а управляет процессом топливоподачи контроллер, устанавливая вполне определенную величину давления в аккумуляторе для каждого режима работы дизеля в соответствии с программой, записанной в его памяти. При этом исполнительным звеном выступает РДТ, а датчик давления является информационным элементом в цепи обратной связи контроллера [1]. Следовательно, процессы, происходящие в аккумуляторе, взаимосвязаны, а датчик давления в определенной форме воспроизводит результат действия каждого узла, в том числе и реакцию контроллера на его сигнал. Этот факт необходимо учитывать при использовании сигнала датчика давления для диагностирования CR.

Если записать сигнал штатного датчика давления как функцию времени и, например, сигнал датчика фазы как синхросигнал для определения периода рабочего цикла. Затем по аналогии с методом диагностирования ТА гидромеханических систем, на осциллограмме давления выделить участки, соответствующие срабатыванию плунжеров ТНВД, ЭГФ и ЭРДТ, то можно оценить техническое состояние каждого из перечисленных узлов. При этом для оценки технического состояния узлов CR в ряде случаев весьма важно для сравнения иметь образцовую осциллограмму, записанную для аналогичной исправной системы [2]. При этом необходимо обеспечить совместимость осциллограмм, а следовательно, предварительно их обработать. Если образцовая осциллограмма отсутствует, то для сравнения можно использовать данные, полученные путем моделирования. При срабатывании каждой форсунки давление топлива в аккумуляторе снижается, но геометрическая подача плунжерными парами ТНВД с большим запасом превышает потребность двигателя в топливе. Этот запас необходим для управления форсункой (технологические нужды), для покрытия утечек топлива через зазоры в прецизионных парах, которые возрастают в результате износа в процессе эксплуатации автомобиля [3]. Кроме того, на частичных режимах работы дизеля цикловые подачи и давление топлива существенно ниже, чем на

номинальном режиме, поэтому избыток топлива сбрасывается из аккумулятора в бак через регулятор давления. Так как все диагностические процедуры предлагаемого метода основаны на анализе сигнала штатного датчика давления, то необходимо оценить информативность этого сигнала, в частности, на сколько снижается давление в гидроаккумуляторе в зависимости от среднего значения давления, величины цикловой подачи и продолжительности впрыскивания.

В результате проведенных экспериментов было установлено, что в гидроаккумуляторе возникают колебания давления топлива при срабатывании различных узлов топливной аппаратуры. Эти колебания с достаточной для постановки диагноза точностью можно зафиксировать с помощью штатного датчика давления топлива в гидроаккумуляторе. Были установлены зависимости частоты, амплитуды и формы колебаний в зависимости от технического состояния того или иного гидравлического узла. Для ЭГФ были установлены зависимости цикловой подачи и снижения давления топлива в гидроаккумуляторе при впрыскивании от среднего уровня давления и длительности управляющего импульса на форсунке. Для ТНВД были записаны эталонные амплитуды колебаний при срабатывании каждой насосной секции. Стендовые испытания ЭГФ позволили четко разделить расход топлива через форсунку на три составляющих - цикловая подача, величина утечек по прецизионным парам, величина управляющей дозы топлива. В ходе проведения экспериментов имитировались неполадки, связанные с утечками в контуре низкого давления, неисправностью одной из плунжерных секций ТНВД, зависанием иглы распылителя форсунки, неисправностью РДТ. Изменение характера колебаний давления топлива столь значительно по амплитуде, что однозначно фиксируется штатным датчиком давления топлива и подтверждает возможность проведения экспресс - диагностирования транспортных средств с дизелями с АСТП. Полностью подтвердилось положение о наличии обратной связи по регулятору давления топлива. При имитации неисправности ЭБУ автомобиля компенсировал до 25% нехватки топлива. Поэтому выработаны приемы и методы проведения диагностирования узлов топливной аппаратуры при частичной или полной коррекции вводимой со стороны ЭБУ. Сравнение полученных экспериментальных данных с результатами расчета по математической модели показало, что разработанная расчетная модель адекватно описывает гидравлические процессы реально имеющие место в современных АСТП.

Литература

1. Системы управления дизельными двигателями Bosch. Узлы и агрегаты/ [Пер.с нем. Ю.Г.Грудский, А.Г.Иванов]. – М.: ЗАО «КЖИ За рулём», 2004. – 478 с.
2. Губертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей. Серия «автомеханик».. [пер.с нем.] – М.: ЗАО «КЖИ За рулём», 2004. – 176 с.
3. Врублевский А.Н., Абрамчук Ф.И., Зенкин Е.Ю. Принцип организации использования топлива с помощью электрогидравлической форсунки // Автомобильный транспорт. – Х., 2007. – Вып. 21. – С. 119–124.

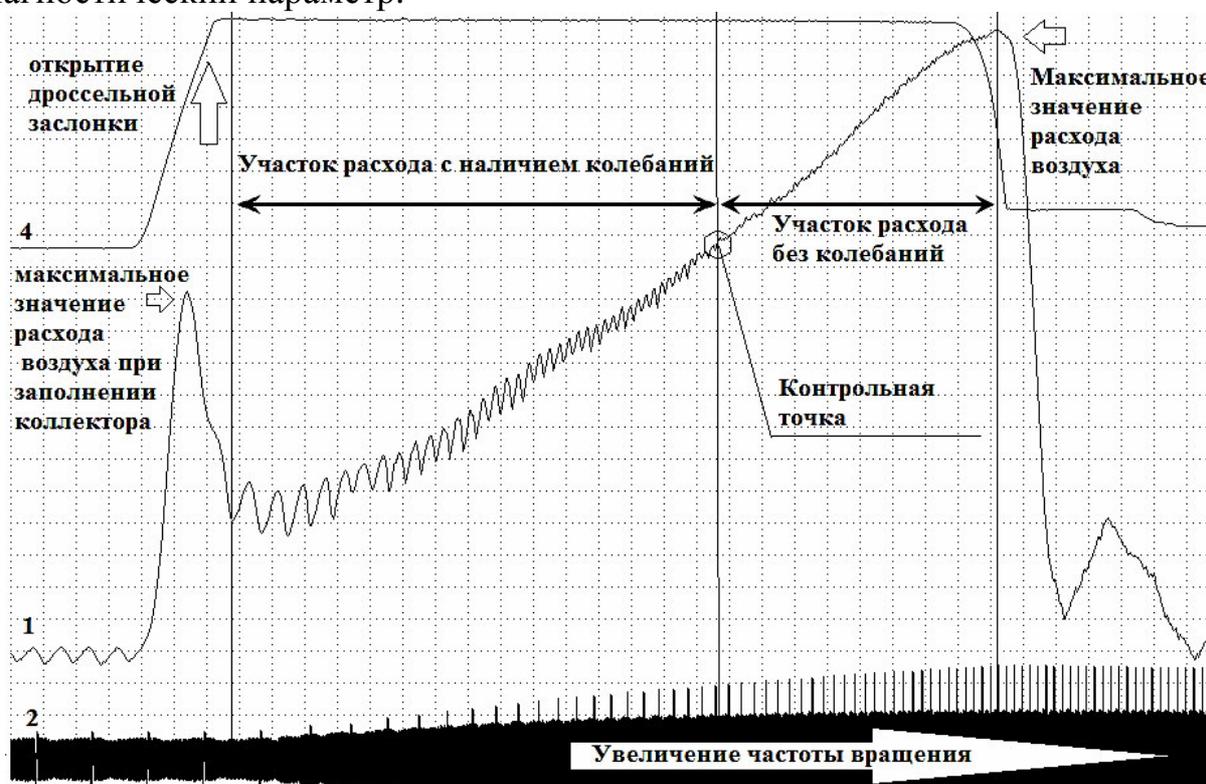
ОПТИМИЗАЦИЯ АЛГОРИТМА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДАТЧИКОВ РАСХОДА ВОЗДУХА В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ДВС

Выходной сигнал датчика массового расхода воздуха BOSCH HFM5 представляет собой напряжение постоянного тока, изменяющееся в диапазоне 0...5 В [1]. Напряжение выходного сигнала датчика зависит от величины и направления проходящего через датчик потока воздуха. Когда двигатель работает, через датчик протекает воздух, и чем больше поток воздуха, тем выше значение выходного напряжения датчика. На определённых режимах работы двигателя могут возникать кратковременные обратные потоки воздуха – когда воздух движется по направлению от впускного коллектора двигателя к воздушному фильтру. Датчик массового расхода воздуха способен регистрировать обратные потоки воздуха. Если сигнал от датчика массового расхода воздуха имеет отклонения от нормы, работа двигателя существенно ухудшается – повышается расход топлива, уменьшается "приёмистость" двигателя, на устоявшихся режимах работа двигателя становится нестабильной, появляется затруднённый холодный пуск двигателя. В случае попадания на измерительный элемент датчика загрязнений, снижается скорость реакции датчика на изменения величины воздушного потока, а так же снижается точность измерения, что, в итоге, приводит к приготовлению топливовоздушной смеси с неправильным составом.

Определённое количество грязи, прошедшей через воздушный фильтр осело на чувствительном элементе датчика и не позволяет ему правильно оценивать поток воздуха. Загрязнение чувствительного элемента всегда будет уменьшать рабочий сигнал. Это означает что количество проходящего воздуха в цилиндры двигателя будет больше чем рассчитанное под него топливо смесь будет обедняться.

При резком открытии дроссельной заслонки по законам гидростатики система подачи воздуха попытается выровнять давление перед датчиком расхода воздуха и внутри коллектора в результате чего большое количество воздуха устремится через воздушный фильтр во впускной коллектор к клапанам и поршням двигателя без каких-либо сопротивлений. Если датчик массового расхода воздуха исправен то он покажет все фазы прохождения этого процесса. При этом при движении поршня затягивающего определённое количество воздуха при высоком разрежении во впускном коллекторе и большом времени открытия клапана колебательный процесс от насосного хода поршня хорошо различим как с помощью датчика расхода воздуха так и с помощью датчика давления во впускном коллекторе. Более частое движение поршня, ускорение насосного хода и открытая дроссельная заслонка будут обеспечивать большее наполнение коллектора воздухом и высокую скорость воздушного потока. В совокупности эти два фактора приведут к тому, что колебания давления воздуха в коллекторе перестанут быть существенными. Если датчик массового расхода воздуха обладает достаточно высокой

точностью измерений он все равно будет фиксировать небольшие колебания. Эксперимент на автомобиле Škoda Octavia даже для исправного датчика массового расхода воздуха HFМ5 который обладает высокой точностью измерения воздушного потока при определенной частоте вращения двигателя будет момент, когда достаточно четкая фиксация колебательного процесса во впускном коллекторе станет невозможна. К этому моменту дроссельная заслонка уже полностью открыта и в качестве показателей режима можно брать только две величины - среднее напряжение датчика расхода воздуха в этой точке после последнего различимого колебания и мгновенное значение частоты вращения двигателя, которая фиксируется при этом. При загрязнении датчика массового расхода воздуха наблюдается снижение его сигнала при прежнем расходе воздуха [2]. Эксперименты показали, что при загрязнении датчика расхода воздуха точка колебательного процесса смещается в зону более низких оборотов (рис.1.). Соответственно если померить на эталонном двигателе положение этой точки, то в дальнейшем или можно использовать как диагностический параметр.



1 – Сигнал расхода воздуха; 2 – Сигнал датчика коленчатого вала;
3 – Сигнал дроссельной заслонки;

Рисунок 1 – Процесс изменения расхода воздуха при открытии дроссельной заслонки на максимум

Литература

1. Системы управления дизельными двигателями Bosch. Узлы и агрегаты/ [Пер. с нем. Ю.Г.Грудский, А.Г.Иванов]. – М.: ООО «КЖИ За рулём», 2005. – 432 с.
2. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей - М.: За рулем, 1999. – 440 с.

Цегельник Евгений Владимирович, к.т.н., с.н.с., y.tsegelnyk@gmail.com

Брега Дмитрий Андреевич, к.т.н., доцент, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

Кузнецов Игорь Борисович, к.т.н., доцент, Национальный университет обороны Украины им. Ивана Черняховского

Мельничук Петр Иванович, Государственное предприятие «Антонов»

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ РЕМОНТА И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ИНТЕНСИВНЫМИ ПОТОКАМИ ЭНЕРГИИ

Технологический процесс ремонта состоит из таких этапов, как приемка в ремонт, предварительная дефектация, демонтаж и разборка, очистка и промывка, дефектация, собственно ремонт, комплектовка, сборка, испытания и сдача отремонтированной техники заказчику. Очистка, промывка и непосредственно ремонт являются наиболее проблемными этапами технологического процесса.

Наиболее перспективными методами очистки поверхностей деталей агрегатов двигателей являются газодетонационный и лазерный методы [1]. Однако лазерный метод, способный удалять как химические загрязнения, так и микрочастицы, эффективен только для очистки внешней поверхности деталей [2].

Чаще всего метод лазерной очистки применяется для: удаления лакокрасочных покрытий; удаления гальванических покрытий; удаления эксплуатационных загрязнений; удаления биологических загрязнений; предварительной обработке поверхности перед склеиванием или нанесением каких-либо функциональных покрытий для увеличения ее адгезионных свойств; удаления СОЖ; удаления следов коррозии; удаления консервационных покрытий и комбинированных загрязнений.

Газодетонационная очистка, использующая в качестве инструмента продукты сгорания детонирующих газовых смесей, лишена ограничений, связанных с формой очищаемых деталей. Несомненным преимуществом такого метода является возможность гибкой автоматизации и одновременной обработке нескольких деталей за один рабочий цикл, что обеспечивает методу по сравнению с другими методами очистки увеличение производительности от 3 до 20 раз [1].

В настоящее время известны две основные разновидности метода – термохимический и термоимпульсный. В первом из них основная обработка ведется за счет химических реакций, инициируемых между удаляемыми загрязнениями и активными веществами, входящими в состав топливной смеси. Чаще всего в качестве такого вещества используется кислород. Однако в качестве активных добавок к топливной смеси могут применяться другие вещества, реагирующие с эксплуатационными загрязнениями, например галогены (хлор, фтор, йод и их соединения).

В термоимпульсном варианте метода обработка ведется продуктами сгорания стехиометрических газовых смесей, которые имеют наибольшую температуру сгорания. При термоимпульсной обработке металлических

деталей чаще всего применяют газокислородные смеси, которые при повышенном давлении горят с переходом в режим детонации или частичного теплового взрыва. В результате образуются ударные волны, которые интенсифицируют теплообмен между продуктами сгорания и обрабатываемыми деталями. Удаляемый материал срывается ударными волнами и удаляется с продуктами сгорания при контролируемом по времени выпуске.

Кроме того, в условиях постоянной рыночной конкуренции вопросы продления срока эксплуатации деталей двигателя становятся все более актуальными. Все чаще замена изношенных деталей становится менее выгодной, чем их восстановление. В настоящее время изношенные поверхности трения восстанавливают с использованием гальванических, электродуговых и плазменных способов нанесения слоев. Наибольшее распространение получили методы плазменной наплавки, позволяя наносить слои от 0.3 до 5 мм, обеспечивая при этом повышение усталостной прочности до 90% от прочности новой детали [3]. К основным недостаткам традиционных методов наплавки можно отнести ограниченность в геометрии детали, подлежащей восстановлению, традиционно это тела вращения, а также склонность к трещинообразованию покрытия с увеличением его толщины.

Перспективным направлением в триботехнике деталей поршневой группы является применение аддитивных технологий. Аддитивные технологии – обобщенное название технологий, предполагающих изготовление изделия по данным цифровой модели послойным добавлением материала [4]. Методы прямого лазерного послойного спекания позволяют с высокой точностью формировать необходимое количество слоев исключая необходимость в черновой механообработке. Подобный метод восстановления позволяет создавать градиентные покрытия с переменным составом и свойствами материала. Спекание происходит в среде защитного газа, что исключает процессы окисления спекаемых порошков, а применение высококонцентрированных источников энергии для спекания заметно уменьшает глубину проплавки основной детали, сводя к минимуму изменения структуры материала.

Литература

1. Современные методы финишной очистки интенсивными потоками энергии [Текст] : монография / О. В. Шипуль, Е. В. Цегельник, А. О. Гарин [и др.]. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2013. – 189 с.
2. Перспективы лазерной очистки при ремонте ГТД [Текст] / С. И. Планковский, Е. В. Цегельник, И. И. Головин, П. И. Мельничук // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 10 (127). – С. 54 – 57.
3. Методы и средства упрочнения поверхностей деталей машин концентрированными потоками энергии [Текст] / А.П. Семенов, И.Б. Ковш, И.М. Петрова [и др.]. – М.: Наука, 1992. – 404 с.
4. Зленко, М.А. Аддитивные технологии в машиностроении [Текст] : пос. для инж. / М.А. Зленко, М.В. Нагайцев, В.М. Довбыш. – М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2015. – 220 с.

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

Міжнародної науково-практичної та
науково-методичної конференції
присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів,
та 100-річчю з Дня народження професора А. Б. Гредескула

"Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при
підготовці фахівців"

20-21 жовтня 2016 р.

Адрес: 61002, г. Харків, ул. Петровского, 25

Ответственный за выпуск

О.В. Сараєв

Компьютерная верстка

А. В. Воропай

Все материалы сборника представлены в авторской редакции.

Підписано до друку
Формат 60x84^{1/16}. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Друк ксерографічний. Ум. друк. арк. 15,4. Обл.-вид.арк. 13,25.
Наклад 50 прим. Зам. №12-16

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК №333 від 09.02.2001р.
61023, м.Харків, а/с 10325. Тел. (057)714-09-08