

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-**  
**ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Автомобільний факультет**

**НАУКОВІ ПРАЦІ**

**Міжнародної науково-практичної конференції**

**«Автомобільний транспорт  
і автомобілебудування.  
Новітні технології і методи  
підготовки фахівців»**

**Конференція проводиться щорічно з нагоди  
Дня автомобіліста і дорожника  
та присвячена 50-річчю кафедри ДВЗ**

**19–20 жовтня 2017 р.**  
(Посвідчення УкрІНТЕІ від 22 грудня 2016 року № 792)

**Харків, 2017**

# 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, д.т.н.

## 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;

*Клименко Валерій Іванович* – зав. кафедри автомобілів ХНАДУ, к.т.н., професор, Лауреат Державної премії України, 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;

**Топаліди 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

<b>Батраченко О.В.</b> Вплив розташування пристроїв заднього виду на аеродинамічний опір вантажного автомобілю.....	15
<b>Бодак В.І., Тимошук В.В.</b> Нові тенденції при конструюванні для економії палива та збереження навколишнього середовища.....	17
<b>Воробьев Ю.А., Дубовик А.С.</b> Перспективы использования безвоздушных 3D-шин .....	18
<b>Голиков А.Д., Аргун Щ.В.</b> Ветрогенератор как средство увеличения запаса хода электромобиля.....	19
<b>Гребеник О.М.</b> Стосовно проблеми створення перспективних спеціальних колісних шасі .....	21
<b>Гребеник О.М., Почечун О.О.</b> Щодо конструкцій системи регулювання тиску повітря в шинах військової автомобільної техніки та бойових колісних машин .....	23
<b>Кав'юк В.В., Васильєв Б.Г., Груньов Є.І.</b> Інноваційна технологія керування поворотом двохланкового автопоїзда для подачі заднім ходом буксированого позаду одновісного причепа .....	24
<b>Кищун В.А., Грицюк О.Ю.</b> Як класифікуються легкові автомобілі .....	25
<b>Клименко В.В.</b> Аналіз проблеми створення та функціонування системи технічного зору безпілотного автомобіля.....	27
<b>Ковальов О.О., Васильєв С.В.</b> Гібридний силовий привід пожежного насоса.....	29
<b>Литовченко В.В., Підгорний М.В.</b> Умови виникнення механічної саморегуляції безступеневої механічної трансмісії .....	31
<b>Никонов В.О., Посметьев В.И.</b> Перспективная конструкцияавтомобильного колесного модуля с гидроприводом.....	33
<b>Пилипенко О.М., Батраченко О.В.</b> Зменшення аеродинамічного опору сидельних автопотягів шляхом застосування в їх конструкції аеродинамічних тунелів .....	35
<b>Поляков В.М., Разбойников О.О.</b> Врахування особливостей роботи підвіски автомобіля при дослідженні його руху по нерівній дорозі.....	37

<b>Підгорний М.В.</b>	
Впровадження системних досліджень в логістичні процеси .....	38
<b>Редзюк А.М., Клименко О.А.,</b>	
Впровадження технічного регулювання ефективності використання енергії дорожніми транспортними засобами в Україні.....	41
<b>Рыжих Л.А.</b>	
Особенности учета влияния абс на выходные параметры транспортного средства в условиях эксплуатации .....	43
<b>Серіков Г.С.</b>	
Перспективи розвитку конструкції електромобілів .....	44
<b>Серікова І.О.</b>	
Тенденції розвитку бортових зарядних станцій електромобілів.....	46
<b>Сітовський О.П., Мазилюк П.В., Крищук Я.Л.</b>	
Обґрунтування використання «Накату» для руху КТЗ.....	48

## **Секція 2.**

### **ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС АВТОМОБІЛІВ**

<b>Gritsuk I., Volkov V., Mateichyk V., Simonenko R., Volkov J., Sadovnik I.</b>	
Cyber physical monitoring transport technical condition .....	50
<b>Gritsuk I., Aleksandrov V., Sobol O., Sobolev A., Verbovskiy V., Krasnokutska Z.</b>	
Justification for the application of heat-accumulating materials while designing phase transition heat accumulators of ice and vehicle taking into account hysteresis effects while melting and crystallizing them.....	52
<b>Аргун Щ.В., Гнатов А.В.</b>	
Сонячні зарядні станції як невід’ємна частина транспортної інфраструктури .....	53
<b>Аулін В.В., Гриньків А.В., Голуб Д.В.</b>	
Критерії оцінки в організації системи технічної діагностики для дослідження технічного стану засобів транспорту.....	55
<b>Балака М.М.</b>	
Вплив температури на інтенсивність зношування шин .....	57
<b>Бодак В.І., Місан С.І.</b>	
Вплив стилю водіння на витрати палива автопоїздом .....	58
<b>Бондарєв С.І.</b>	
Управління вантажообігом та удосконалення транспортного процесу при транспортуванні молока .....	59
<b>Бондарєв С.І.</b>	
Ефективність пакетування товарної продукції АПК для її якісного транспортування .....	61

<b>Борисюк В.В.</b> Формування словника діагностичних ознак при віброакустичному діагностуванні.....	63
<b>Бороденко Ю.М.</b> Контроль характеристик активних підвісок автомобілів в умовах лінії експрес-діагностики.....	66
<b>Веснін А.В., Почужевський О.Д., Градова Є.О.</b> Питання експлуатації автосамоскидів з електромеханічною трансмісією в умовах кар'єрів Криворізького регіону.....	68
<b>Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., В.А. Кашканов, Волков Ю.В.</b> Особливості визначення засобами ітс умов експлуатації в процесах моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів.....	70
<b>Володарец Н.В., Волков В.П., Грицук І.В.</b> Характеристика и требования к обеспечению оптимального температурного состояния рабочего места водителя транспортного средства .....	74
<b>Горбик Ю.В.</b> Визначення енергетичних характеристик автомобіля.....	76
<b>Горобченко О.М., Грицук І.В., Гатченко В.О.</b> База знань інтелектуальної системи керування тяговим рухомим складом.....	79
<b>Густелєв О.О, Осипов В.О.</b> Огляд інженерних рішень, які спроможні мінімізувати аварійність за участю автомобільного транспорту .....	81
<b>Дембіцький В.М., Павлюк В.І.</b> Ідентифікація відмов автомобіля як спосіб підвищення його надійності .....	83
<b>Дитятьєв А.В., Белов В.И.</b> Экологический стандарт Euro 5 в Украине .....	85
<b>Захарчук М.І., Кримчук М.В.</b> Аналіз переваг використання природного газу в технологічних транспортних засобах сільськогосподарського призначення.....	87
<b>Захарчук В.І., Захарчук М.І., Слупко Ю.О.</b> Конструктивні особливості газобалонного трактора .....	89
<b>Зенкин Е.Ю., Булгаков Н.П.</b> Усовершенствование алгоритмов оценки технического состояния датчиков массового расхода воздуха на примере Skoda Octavia .....	91
<b>Калиновський А.Я, Коваленко Р.І.</b> Розробка організаційної системи проведення технічного обслуговування спеціальної техніки аварійно-рятувальних формувань .....	93
<b>Клименко В.В.</b> Аналіз завдань систем технічного зору безпілотних автомобілів .....	95

<b>Корнійчик І.І., Бондарєв С.І.</b>	
Планування транспортних процесів та узгодження тривалості роботи водіїв на міжнародних автоперевезеннях .....	96
<b>Кравченко О.П., Чуйко С.П.</b>	
Формування екологічної компетенції майбутніх фахівців автомобільного транспорту .....	97
<b>Кривошапов С.И.</b>	
Мониторинг условий эксплуатации автомобилей при нормировании расхода топлива .....	99
<b>Мармут И.А.</b>	
Методика метрологического контроля канала измерения замедления на роликовом стенде ПДС-Л .....	101
<b>Мельниченко О.І., Осипов В.О.</b>	
Щодо вхідних параметрів при визначенні ризиків небезпек на автодорозі .....	103
<b>Мустафаєв Г.К., Гецович Е.М.</b>	
Об учете поведения водителя в моделях транспортных потоков .....	105
<b>Нікульшин С.В., Нікульшин Д.С., Павлієнко С.І.</b>	
Аналіз техніко-економічної стійкості виробничих систем автосервісу .....	110
<b>Ніконов О.Я., Шуляков В.М., Фастовець В.І.</b>	
Експериментальне дослідження інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля на основі використання нейро-фаззи регуляторів .....	112
<b>Ніконов О.Я., Полосухіна Т.О., Сіндєєв М.В.</b>	
Способи забезпечення дорожньою інформацією безпілотний транспортний засіб .....	114
<b>Оліскевич М.С.</b>	
Контроль дорожніх умов руху автопоїздів на магістралі .....	115
<b>Орисенко О.В., Криворот А.І.</b>	
Розроблення та дослідження вулканізатора для збільшення ресурсу автомобільних пневматичних шин .....	117
<b>Павленко В.М., Ханевський П.В.</b>	
Актуальність інформаційних технологій для автосервісної системи обслуговування автомобіля .....	120
<b>Павленко В.М., Погодін Я.К., Горшкова М.В.</b>	
Експертні системи в організації технічного обслуговування легкових автомобілів .....	122
<b>Панікарський О.С., Данков В.В.</b>	
Особливості відновлення свинцево-кислотних акумуляторів великої ємності .....	124
<b>Педоряка М.В., Балака М.М.</b>	
Витратомір палива для автомобільних двигунів .....	126

<b>Рабінович Е.Х., Зибцев Ю.В.</b>	
Оцінка дії вітру на автомобіль за результатами дорожніх випробувань .....	128
<b>Рубан Д.П., Рубан Г.Я.</b>	
Причини виникнення несправностей підчас гарантійного обслуговування автобусів громадського транспорту .....	130
<b>Савчук В.П., Білоусов Є.В., Сімагін А.Ф.</b>	
Стенд для дослідження підшипників ковзання трансмісій транспортних машин.....	132
<b>Сакно О.П., Козлов О.О., Гльченко А.В.</b>	
Моделювання системи технічного обслуговування автомобілів з урахуванням факторів, які впливають на ресурс їх основних частин .....	135
<b>Сакно О.П., Козлов О.О., Гльченко А.В., Савенко Д.В.</b>	
Шляхи розвитку системи технічного обслуговування автотранспортних засобів .....	137
<b>Саравас В.Е.</b>	
Оценка электромагнитной совместимости станков технической эксплуатации автомобилей.....	139
<b>Семененко М.В.</b>	
До питання екологічності автомобільного парку міста .....	141
<b>Скалига М.М., Рудинець М.В., Бодак В.І., Грицук І.В.</b>	
Покращення економічних та екологічних показників дорожньо-транспортних засобів в умовах експлуатації шляхом оптимізації роботи системи газотурбінного наддуву типу гіпербар .....	143
<b>Скорик М.О., Орисенко О.В.</b>	
Удосконалення тягово-зчпного пристрою автопоїзда категорії М1 .....	145
<b>Теплюк В.М., Збітнєв П.В.</b>	
Удосконалення пристосування для збору відпрацьованих мастил з агрегатів автомобілів .....	147
<b>Шабаш О.Р., Бондарєв С.І.</b>	
Визначення витрат пального при виконанні міжнародних автомобільних перевезень .....	149
<b>Шевченко С.А.</b>	
Зміна потоку відмов агрегатів у часі при обслуговуванні за станом.....	150



**Секція 3.**  
**ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА**  
**І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ**

<b>Karabinesh S.S., Karandyk R.S.</b> Routing the engine – the seal of its durability.....	152
<b>Агєєв М.С.</b> Можливість використання структурних особливостей сталевих газотермічних покриттів.....	154
<b>Дудукалов Ю.В., Савченков Б.В., Чигрин А.О.</b> Підвищення ефективності технологічного обладнання для рихтування кузовних деталей .....	157
<b>Кищун В.А., Нестеренко Л.В.</b> Особливості процесу діагностики п'єзофорсунок Bosch системи Common Rail.....	159
<b>Коробко А.І., Зяблов Я.С.</b> Експериментальний метод встановлення числового значення показника.....	161
<b>Мороз Н.В., Збітнєв П.В.</b> Удосконалення стенду для розбирання та складання двигунів внутрішнього згоряння .....	163
<b>Пахар Д.О., Збітнєв П.В.</b> Удосконалення візка для транспортування агрегатів.....	165
<b>Подригало М.А., Клец Д.М., Сальников Р.Ю.</b> Влияние дисбаланса задних ведущих колес на устойчивость многоосных автомобилей краз и их модификаций.....	167
<b>Подригало М.А., Кайдалов Р.О.</b> Оцінка додаткових втрат енергії для комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля .....	169
<b>Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Патек В.В.</b> Випробування на стабільність функціонування як новий вид оцінки основних характеристик автомобіля під час його експлуатації.....	171
<b>Полянский А.С., Дубинин Е.А., Клец Д.М., Молодан А.А.</b> Повышение надежности колесных машин совершенствованием диагностического оборудования .....	173
<b>Савченков Б.В., Цыбульский В.А., Леоненко А.Н.</b> К вопросу применения комбинированных методов для упрочнения деталей из чугуна.....	177
<b>Сакно О.П., Лукічов О.В., Козлов О.О.</b> Комплексний підхід до технологій виготовлення та ремонту автомобілів на підставі аналізу функціонально-орієнтованих властивостей деталей .....	179
<b>Супонина В.О.</b> Влияние производства литий-ионных аккумуляторов для электромобилей на мировые ресурсы лития .....	181

## Секція 4. ПЕРСПЕКТИВНІ ДВЗ

<b>Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н.</b> Особенности численного моделирования рабочих циклов дизельных двигателей.....	182
<b>Аврамов К.В., Ніконов О.Я., Успенський Б.В.</b> Інтелектуальні інформаційно-керуючі технології для транспортних двигунів серій ЗТД та БТД .....	183
<b>Балака М.М., Ходневич М.М.</b> Вимоги до реформульованих дизельних палив .....	184
<b>Безвесільна О.М., Ільченко А.В.</b> Особливості застосування і вимірювання витрат біопалив дизельними двигунами, що оснащено термоанемометричними витратомірами.....	186
<b>Белоусов Е.В., Савчук В.П., Грицук И.В.</b> Оценка энергетических затрат на организацию внутреннего смесеобразования в газодизельных двигателях .....	188
<b>Воронков О.І., Тесленко Е.В., Удовік Т.О.</b> Розробка електрогідроприводу газорозподільчого механізму для поршневого пневмодвигуна .....	190
<b>Врублевський О.М., Левченко Д.В.</b> Аналіз гідродинамічних процесів в розпилювачі форсунки високообертового дизеля.....	192
<b>Гутаревич Ю.Ф., Сирота О.В.</b> Вплив методу регулювання потужності на індикаторні показники двигуна з іскровим запалюванням.....	194
<b>Колесникова Т.Н., Реджепов Р.Р.</b> Определение перспективной конструкции двигателя для реализации модульного отключения цилиндров.....	196
<b>Кондратенко О.М., Бігун С.М., Семчук В.М.</b> Вплив витрат палива поршневого ДВЗ на фактори екологічної безпеки процесу його безаварійної експлуатації .....	198
<b>Корогодский В.А.</b> Сравнение уровня эффективного к.п.д. и экологических показателей двухтактных и четырехтактных ДВС .....	200
<b>Кузьменко А.П.</b> Аналіз процесу сумішоутворення двигуна з іскровим запалюванням при подачі газового палива в рідкому стані .....	202
<b>Кухарёнок Г. М., Березун В.И.</b> Влияние параметров систем топливоподачи и рециркуляции отработавших газов на выбросы вредных веществ дизельным двигателем.....	203

<b>Левтеров А.М., Авраменко А.М., Бганцев В.М.</b> Розробка наукових засад та створення методів, засобів і пристроїв ефективної адаптації ДВЗ до альтернативних палив біологічного походження .....	204
<b>Левченко Д.В.</b> Методика осереднення індикаторних діаграм ДВЗ знятих сучасними цифровими системами реєстрації .....	205
<b>Нікітченко І.М., Назаров А.О., Колеснікова Т. М.</b> Спосіб накопичення тепла та підігрівання стиснутого повітря в комбінованій силовій установці.....	206
<b>Пилипенко О.М., Шльончак І.А.</b> Токсичність відпрацьованих газів дизеля і газодизеля .....	207
<b>Пліс В.Б., Балака М.М.</b> Водень як альтернативне моторне паливо .....	209
<b>Прохоренко А. О., Кравченко С. С., Вовк Є. Г.</b> Стенд для безмоторних досліджень електронної системи керування дизельних двигунів.....	211
<b>Скалыга Н.Н., Рудинец Н.В., Грицук И.В., Белоусов Е.В.</b> Концепция улучшения экономических и экологических показателей транспортных ДВС путем оптимизации работы системы газотурбинного наддува типа гипербар .....	213
<b>Томашевский В.О., Ткаченко А.С.</b> Перспективы применения сталей для производства поршней автомобильных дизельных двигателей .....	215
<b>Цюман М.П., Шевчук І.В.</b> Оцінювання паливної економічності та шкідливих викидів двигуна з іскровим запалюванням під час використання спиртовмісного палива .....	216
<b>Швыдкий Д.В.</b> Измерительный комплекс «SPARKING & COMBUSTION ANALYSER».....	218

## Секція 5. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ І КОНСТРУКЦІЙ

<b>Авершин А.Г., Роговий А.С., Солодов В.</b> Побудова моделі центральної частини міста харкова .....	219
<b>Біловол О.В.</b> Використання кореляцій на мікрорівні у вигляді неаналітичних в'язей для одержання рівнянь руху рідини.....	221
<b>Воропай А.В., Малахов Е.С.</b> Применение интегральных уравнений Вольтерра для моделирования нестационарных колебаний консольной балки .....	225
<b>Гащук П.М., Нікіпчук С.В.</b> Стендово-аналітичні засоби моделювання теплових явищ, що перебігають у двигуні внутрішнього згоряння .....	227
<b>Давидовський Л.С., Бісик С.П.</b> Мінімізація впливу уражаючих факторів на екіпажи бойових броньованих машин при підриві на мінно-вибухових пристроях .....	229
<b>Егоров П.А., Янютин Е.Г.</b> Нестационарные колебания мембраны в форме равнобедренного прямоугольного треугольника .....	232
<b>Копотилов В.И.</b> О движущих силах транспортных машин .....	233
<b>Красніков С.В., Бардаш М.М.</b> Моделювання та аналіз міцності вантового моста .....	235
<b>Кіндрацький Б.І., Осмак О.А.</b> Моделювання коливних процесів у підвісці тривісного автобуса засобами Matlab Simulink .....	239
<b>Пельо Р.А.</b> Алгоритми оптимального керування механічною ступеневою трансмісією автомобіля .....	241
<b>Песков В.И., Пожидаев С.П.</b> К расчету максимальной высоты эскарпа, доступного для преодоления колесной машиной.....	243
<b>Пожидаев С.П.</b> Описание разгона автомобиля с помощью закона сохранения энергии .....	245
<b>Пожидаев С.П.</b> О противоречии в теории качения эластичного колеса .....	247
<b>Приходько А.А., Арсенюк М.С.</b> Численное моделирование обтекания транспортного средства с геометрией корпуса типа Ahmed Car.....	249
<b>Роговий А.С., Дрокін А.О.</b> Характеристики вихорокамерного нагнітача в бездренажному режимі роботи.....	255

**Филипковский С.В.**

Нелинейная динамика ротора с консольно закреплённым диском на радиально-упорных шарикоподшипниках ..... 258

**Шатохин В.М.**

О выборе параметров привода к распределительному валу топливного насоса транспортного дизеля ..... 261

**Секція 6.****АВТОТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА  
ТА АВТОТЕХНІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ****Авимов Я.А.**

Экспериментальные исследования процесса торможения автомобиля ..... 263

**Богомолов М.Ф., Троц А. А., Ружи́ло З. В., Новицький А.В.**

Високотемпературний твердоелектролітний перетворювач кисню та двоокису вуглецю ..... 266

**Великодний Д.О., Дьяченко В.О.**

Оцінка впливу транспортно-експлуатаційних показників на імовірність виникнення ДТП при виконанні дорожніх робіт ..... 268

**Власенко С.В.**

Встановлення швидкості руху транспортного засобу, спираючись на довжину слідів тертя перекинутого мотоцикла. .... 269

**Власюк Ю.С., Солоджук В.М.**

Проблемні питання щодо визначення моменту виникнення небезпеки для руху при наїзді на велосипедистів ..... 272

**Данець С.В.**

Дорожньо-транспортні пригоди – як проблемне явище сучасності ..... 275

**Іванов Є.В.**

Подання елементів передач зачепленням у середовищі автоматизованного проектування ..... 279

**Капский Д.В., Кривицкий А.М.**

Анализ положений правил дорожного движения с точки зрения применения в автотехнической экспертизе ..... 282

**Кашканов А.А., Кашканова А.А.**

Формування сучасних інструментальних засобів збору, обробки, зберігання та передачі даних з місця ДТП ..... 283

**Ковтун В.В.**

Оцінка дій водіїв транспортних засобів, які виконують обгін у місці, де виїзд на зустрічну смугу руху заборонено (згідно п.п. 11.4, 14.6 е) та п.11.9 ПДР України) при маневруванні вліво, поза межами перехрестя, іншого транспортного засобу, що рухався до цього попереду праворуч, у попутному напрямку ..... 285

<b>Криворучко М.М.</b>	
Впровадження засобів відеореєстрації з метою підвищення безпеки дорожнього руху.....	287
<b>Кужель В.П.</b>	
Перспективні напрямки зменшення невизначеності вихідних даних при експертизі ДТП в темну пору доби.....	289
<b>Кучерявенко О.Б.</b>	
Дослідження маневрів транспортних засобів.....	291
<b>Кіріченко І.С.</b>	
Наїзд на пішохода на нерегульованому пішохідному переході.....	295
<b>Лучковський О.А.</b>	
Питання, яке може виникнути під час проведення експертизи технічного стану транспортного засобу, під час дослідження робочої гальмівної системи.....	297
<b>Настенко В.А.</b>	
До проблем визначення моменту виникнення небезпеки для руху при проведенні автотехнічних експертиз.....	299
<b>Павличенко В.А.</b>	
Анализ влияния температуры дорожного покрытия на величину тормозного пути транспортного средства.....	303
<b>Сараєв О.В.</b>	
Імовірнісні моделі динаміки гальмування автомобіля.....	305
<b>Соловейчик О.В.</b>	
Можливість використання в експертній практиці експериментальних значень гальмування сучасних мотоциклів.....	307
<b>Старіков Є.Л.</b>	
Особливості визначення безпечного бокового інтервалу при маневрі типу «Вхід в поворот».....	309
<b>Шевцов С.О.</b>	
Нові критерії якості та достовірності в судовій автотехнічній експертизі.....	311
<b>Юрчук А.В., Скиба Г.В.</b>	
Актуальні питання, які виникають при оцінці дій водія при наїзді на пішохода на нерегульованому пішохідному переході.....	314
<b>Грицюк А.В.</b>	
От истоков быстроходного дизелестроения к новому направлению работ двигателестроительной отрасли Украины.....	316
<b>Ревелюк И.С.</b>	
Основные этапы решения задачи демпфирования крутильных колебаний коленчатого вала при проектировании ДВС.....	317

# Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

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

## ВПЛИВ РОЗТАШУВАННЯ ПРИСТРОЇВ ЗАДНЬОГО ВИДУ НА АЕРОДИНАМІЧНИЙ ОПІР ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЮ

Як відомо, зниження аеродинамічного опору сидельних автопотягів дозволяє ефективно покращити їх паливну економічність. Свої рішення щодо системного зниження аеродинамічного опору пропонують такі виробники, як WABCO OptiFlow, TrailerTail, Aerovolution, STEMCO Aerodynamics тощо. Однак найкращою аеродинамікою володіють наступні концепт-кари: MAN Concept S Krone Aero Liner, Renault Optifuel, Volvo Concept Truck. Відмітною рисою їх конструкції є застосування цифрових відеокамер (ВЗВ) замість дзеркал заднього виду (ДЗВ). Виробники зазначають, що відмова від застосування ДЗВ в конструкції автопотягу дозволяє зекономити до 6% палива.

Проведені нами дослідження аеродинаміки автопотягів дозволили встановити, що класичне розміщення як ДЗВ, так і ВЗВ не сприяє максимально можливому зменшенню аеродинамічного опору цих елементів конструкції автомобілю. Найбільший аеродинамічний опір властивий ДЗВ, яке має класичне розміщення на кабіні автомобілю (рис. 1, б).

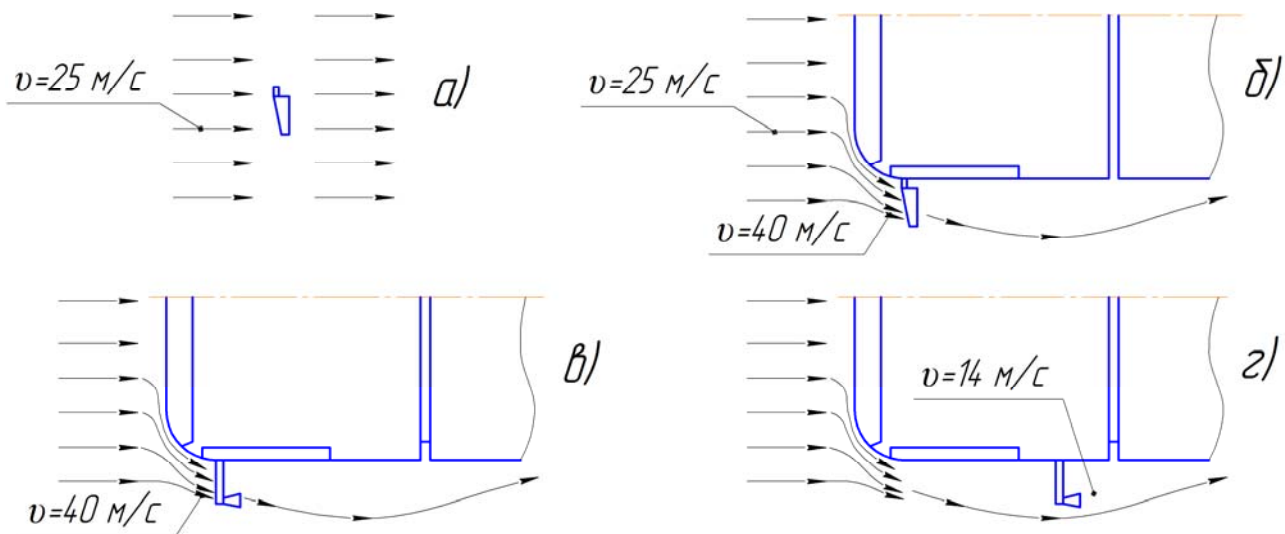


Рис. 1. Схеми обтікання повітряним потоком пристроїв заднього виду

Це обумовлено, в тому числі, розташуванням дзеркала в зоні звуження повітряного потоку і, як наслідок, в зоні підвищеної його швидкості. Швидкість потоку в даній зоні є більшою в 1,6 рази в порівнянні із вільним обтіканням ДЗВ (рис. 1, а). Означені вище концепт-кари оснащені сучасними ВЗВ, однак місце їх розташування залишилось незмінним (рис. 1, в).

Нами пропонується розташування ВЗВ в характерній зоні пониженої (до 3 разів) швидкості повітряного потоку, яка утворюється при обтіканні кабіни автомобілю (рис. 1, г). В такому разі турбулізація повітряного потоку та аеродинамічний опір пристрою заднього виду будуть мінімальними. Для належного огляду зони біля передніх коліс ВЗВ доцільно оснастити також і фронтальними відеокамерами.

Дані конструктивні зміни відповідають положенням теорії технічних систем, згідно яких новому принципу дії елемента має відповідати новий порядок його розміщення чи спосіб використання.



**Бодак Володимир Іванович**, к.т.н., доцент,  
*Луцький національний технічний університет, maksim-bodak@meta.ua*  
**Тимошук Вадим Віталійович**, магістр,  
*Луцький національний технічний університет*

## **НОВІ ТЕНДЕНЦІЇ ПРИ КОНСТРУКТУЮВАННІ ДЛЯ ЕКОНОМІЇ ПАЛИВА ТА ЗБЕРЕЖЕННЯ НАВКОЛІШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

Значними витратами при здійсненні перевезень є витрати на паливо. При конструюванні та випуску нових моделей автовиробники використовують новітні технології для підвищення їх надійності, зменшення викидів та підвищення ефективності при використанні палива.

Розробка нових конструкцій вимагає значних грошових ресурсів. Перш ніж нова конструкція буде використана в серійному виробництві вона має бути протестована на надійність. Не пройшовши випробувань нова конструкція може бути відкинута як не перспективна або потребуватиме подальших розробок, а отже фінансових витрат. Як результат це зробить собівартість автомобіля вищою. Саме в таких ситуаціях новітні стандарти та тенденції змушують автовиробників до розробок нових конструкцій, адже в перспективі це допоможе зберегти навколишнє середовище та зекономити паливо.

Перспективними напрямки розробок є:

1. Використання новітніх систем турбокомперсорів та турбонаддувів.
2. Підвищення ступеня стиску палива.
3. Електрифікація вузлів, які використовують кінетичну енергію двигуна.
4. Використання гібридних двигунів та їх подальший розвиток в напрямку повної електрифікації силового агрегату.
5. Підвищення аеродинамічних характеристик автопоїзда.
6. Зменшення ваги автопоїзда.

Компанія Tesla є одним з лідерів ринку легкового електротранспорту. В жовтні 2017 Tesla обіцяє представити перший власний електротягач. Проаналізувавши бурхливий розвиток електротранспорту за останні 10 років можна зробити висновок про те, що електромобілі динамічно заповнюють ринок транспорту, поступово витісняючи автомобілі з двигуном внутрішнього згорання. Така тенденція може поширитись і на тягачі, адже електрифікація цього виду транспорту дозволяє суттєво зменшити витрати підприємства і підвищити прибутки.

**Воробьев Юрий Анатольевич**, к.т.н., профессор,  
*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*  
**Дубовик Алина Сергеевна**, магистрант,  
*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*

## **ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БЕЗВОЗДУШНЫХ 3D-ШИН**

Большинство транспортных средств передвигаются за счет надувных резиновых шин. Пневматические шины хорошо зарекомендовали себя как на гладких дорогах, так и на бездорожье, однако современные технологии представили совсем иную концепцию шин – безвоздушные 3D-шины.

В отличие от обычной шины, они изготовлены методом 3D-печати из переработанных органических материалов, включая древесные опилки, солому, субпродуктов, сахар и апельсиновые корки, создавая видимость сотовой сети вместо воздушной камеры. Эта конструкция снижает риск разрыва или проколов.

Дизайн протектора оптимизирован и его глубина уменьшается, чтобы уменьшить его толщину и сделать шины более эффективными с точки зрения материалов. Рисунок протектора адаптируется в зависимости от внешней среды, а также который может быть изменен по желанию, не тратя ресурсы, время или деньги, в свою очередь, защита окружающей среды для будущих поколений. В то время как традиционные резиновые шины постепенно теряют свою рельефность в результате трения, этот прототип использует 3D-принтеры для восстановления протектора шины по мере ее изнашиваемости, а это позволяет экономить на затратах на замене всей шины.

Данная механическая конструкция достаточно прочная, чтобы выдерживать автомобиль, а также достаточно гибкая, чтобы поглощать воздействие внешней среды и давление. Также существуют шины, предназначенные для низкоскоростных автомобилей, гольф-тележек и строительной техники, которые уже используют подобные безвоздушные структуры.

Безвоздушные шины уменьшают расход топлива, так как они никогда не сдуваются и не теряют форму с течением времени, а также повышают безопасность. Ряд датчиков, встроенных в шины, отслеживают износ протектора и обеспечивают информацией в реальном времени о производительности и обслуживанию.

Колесо является экологически чистым, так как производится из перерабатываемых материалов, а это означает, что после окончания срока эксплуатации шины пригодны для переработки и вторичного использования. Биоразлагаемый материал шины выполняет те же функции и соответствует тем же стандартам, как и обычные протекторы.

Несмотря на то, что данные шины по структуре совсем не похожи на типичные шины, в процессе эксплуатации они чувствуют себя так же уверенно и надежно.

**Голиков Алексей Дмитриевич**, студент гр. АЕ-21, lony323@gmail.com  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,*  
**Аргун Щасяна Валиковна**, к.т.н., shasyana@gmail.com  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

## **ВЕТРОГЕНЕРАТОР КАК СРЕДСТВО УВЕЛИЧЕНИЯ ЗАПАСА ХОДА ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ**

**Введение.** На сегодняшний день одним из главных недостатков электро-мобиля является его ограниченный запас хода, непосредственно зависящий от емкости тягового аккумулятора (АКБ). Но кроме характеристик АКБ существует множество дополнительных факторов, уменьшающих заявленный производителями пробег электрокара. Поэтому во всем мире активно разрабатываются различные способы и методы увеличить запас хода, с предустановленной АКБ.

**Анализ публикаций.** Резкий рост автомобильного транспорта в мире привел к ухудшению экологической ситуации. Кроме того, на передний план выходит проблема неуклонного истощения природных ресурсов. Все это вынуждает человечество применять ранее известные и разрабатывать новые альтернативные источники электроэнергии и внедрять их не только в транспортную инфраструктуру [1-3], но и непосредственно в автомобиль [4].

Следует отметить, что альтернативный источник электроэнергии – любой источник энергии, который является альтернативой ископаемому топливу [5]. Это возобновляемые источники. К ним относят энергию солнца, ветра, морей, рек, биомассы, теплоты Земли и вторичные энергетические ресурсы [6].

**Целью работы** является применение ветрогенератора в электромобиле для увеличения запаса хода.

### **Принцип работы устройства**

В данной работе предлагается увеличить автономный ход электромобиля за счет дополнительной подзарядки АКБ при движении с помощью ветрогенератора, размещенного в передней части электромобиля.

С помощью ветрогенератора, кинетическая энергия воздушных масс будет перерабатываться в электрическую энергию.

Принцип действия ветрогенератора заключается в следующем: возникающий поток сопротивляющегося воздуха вращает ротор с лопастями и приводит в движение главный вал, который в свою очередь вращает редуктор. В результате вращения генератора на выходе генерируется электричество, которое используется бортовыми системами, а излишки подзаряжают АКБ.

В предлагаемой разработке мощность ветрогенераторного устройства находится в прямой зависимости от диаметра ветроколеса, силы сопротивляющегося потока воздуха, а также от количества лопастей, так как в зависимости от их количества увеличивается общее сопротивление ветрового колеса, что усложняет выход на рабочие обороты генератора. При движении автомобиля возникает эффект сопротивления воздуха, который в свою очередь воздействует на этот самый автомобиль. Этот эффект позволит толкать (или же

вращать) лопасти ветрогенератора. Сопротивление воздуха при движении автомобиля возрастает пропорционально квадрату скорости автомобиля, то есть это является эффективным источником заряда при движении электро-мобиля. Так как при выезде за черту города средняя скорость автомобиля составляет 80 км/ч, возникает встречный поток воздуха, благодаря которому ветрогенератор компенсирует энергию, расходуемую для движения. То есть, количество регенерированной энергии будет зависеть от скорости движения электро-мобиля, а также от скорости движения воздушных масс, которым сопротивляется движущийся электрокар.

### **Выводы**

В работе предложено устройство для увеличения запаса хода электро-мобиля с помощью ветрогенератора.

Данное устройство имеет ряд достоинств, а именно: снижает интенсивность зарядки; увеличивает запас хода; не требуется дополнительный источник для питания генератора; может применяться как самостоятельно, так и в комплексе с другими устройствами, повышающими энергоэффективность электро-мобиля.

### **Литература**

1. Аргун Щ. В. Енергозберігаючі технології на основі п'єзоелектричного ефекту для автомобільної техніки / Щ. В. Аргун // Автомобиль и электроника. Современные технологии: электронное научное специализированное издание. – Х.: ХНАДУ, 2017. – № 11. – 13-19.
2. Nienhueser I. A., Qiu Y. Economic and environmental impacts of providing renewable energy for electric vehicle charging – A choice experiment study //Applied Energy. – 2016. – Т. 180. – С. 256-268.
3. Codani P. et al. Coupling local renewable energy production with electric vehicle charging: a survey of the French case //International Journal of Automotive Technology and Management. – 2016. – Т. 16. – №. 1. – С. 55-69.
4. Аргун Щ. В. Энергосберегающие технологии на автобусном транспорте / Щ. В. Аргун, А. В. Гнатов., Д. В. Марченко – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017 – 177 с.
5. Альтернативна енергетика з використанням сонячних елементів : навч. вид. / В. Ю. Єрохов; Нац. ун-т «Львів. політехніка». – Львів : Сполом, 2015. – 116 с. – Бібліогр.: с. 113-116.
6. Нетрадиційні джерела енергії: теорія і практика : монографія / Й. С. Мисак, І. М. Озарків, М. Г. Адамовський та ін. ; за ред. Й. С. Мисака, І. М. Озарківа ; М-во освіти і науки, молоді та спорту України, Нац. ун-т «Львів. Політехніка», Нац. лісотехн. ун-т України. – Л. : НВФ «Укр. Технології», 2013. – 356 с. : іл., табл. – Бібліогр.: С. 353-354.
7. Кашкаров А. П. Ветрогенераторы, солнечные батареи и другие полезные конструкции. – М. : ДМК Пресс, 2011 – 144 с.

**Гребеник Олександр Миколайович**, к.т.н., с.н.с.,  
*Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки  
Збройних Сил України*

## **СТОСОВНО ПРОБЛЕМИ СТВОРЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ СПЕЦІАЛЬНИХ КОЛІСНИХ ШАСІ**

Спеціальні колісні шасі (СКШ) та сідельні тягачі на їх базі представляють один з класів системи автомобільного транспорту держави. Вони застосовуються в національній економіці для монтування спеціального високо вагового обладнання (автокрани, пожежні машини, машини обслуговування аеродромів, бурильні установки, тощо) та буксирування високо вагових напівпричепів для перевезення змонтованого обладнання та крупних неділимих вантажів.

Особливо велике значення та широке застосування СКШ отримали у Збройних Силах (ЗС), а саме: МАЗ-543, -543М, -7911, -7912; БАЗ-5937, -5939, -5921, -5922; -6944, -6950, -6953, -135МБ; ЗиЛ-135ЛМ, -135ЛМП; їх моделі та модифікації. На їх базі змонтовано значну кількість комплексів озброєння: реактивні системи залпового вогню, зенітні ракетні комплекси, тактичні ракетні комплекси, оперативно-тактичні ракетні комплекси, берегові ракетні комплекси, берегові артилерійські комплекси, комплекси безпілотної повітряної розвідки, тощо.

Результати проведеного аналізу стану парку СКШ ЗС України свідчать про відсутність на озброєнні зразків СКШ: модульної побудови, уніфікованих, з підвищеною захищеністю та невиявленістю, з використанням в їх конструкції елементів з сучасними (нетрадиційними) технічними рішеннями.

Аналіз основних тактико-технічних характеристик (ТТХ) СКШ визначив, що зразки мають низькі показники максимальних швидкостей руху, рухомості, напрацювання до капітальних ремонтів (ресурсу) та високі показники витрати палива та масла (особливо експлуатаційні) через використання застарілих силових установок (від бронетанкової техніки або карбюраторної автомобільної) та складних конструкцій трансмісії.

За результатами аналізу нормативно-технічної документації (ГОСТ та загальних технічних вимог ОТТ) щодо СКШ визначено, що існує ряд недоліків: відсутні вимоги щодо створення уніфікованих сімейств, модульності конструкції, нетрадиційних конструкцій трансмісій, конструкцій основних вузлів та агрегатів; існують обмеження стосовно кількості осей, навантаження на вісь. Однак висувуються й перспективні вимоги щодо стандартизації і уніфікації, а також живучості і стійкості до зовнішніх впливів, яким не відповідають існуючі СКШ.

Проведений аналіз стану науково-методичного апарату дослідження перспективних СКШ показав, що теорія і методи розрахунку багатовісних машин направлені на удосконалення компоновки і конструкції, та підвищення експлуатаційних показників і ТТХ вже існуючих зразків СКШ. В їх основу покладено принцип симетричного розвитку, який полягає у порівняльній оцінці СКШ близької вантажопідйомності з метою збереження паритету або

забезпечення переваги ТТХ над зразками СКШ провідних країн світу. Вони дозволяють проводити розрахунок конструкції, оцінку компоновок зразків та конструктивних рішень, проводити розрахунки та прогнозування параметрів експлуатаційних властивостей. Однак існує і ряд значних недоліків.

1. Положення існуючої теорії орієнтовані на використання традиційних для машинобудування технічних рішень.

2. Неможливість врахування значної кількості внутрішніх та зовнішніх факторів пов'язаних з умовами використання СКШ комплексів озброєння у сучасних воєнних конфліктах.

3. Направлена на ускладнення конструкції СКШ, в той час як можливості людини (механіка водія) обмежені і не дозволяють забезпечити необхідної якості керування (реалізації всіх закладених в конструкцію машини технічних можливостей), а теоретичні основи загальної системи автоматизованого управління СКШ існуючою теорією сформульовані лише у загальному вигляді.

4. Дослідження по окремим розділам теорії носить причинно-послідовний характер. Вони відносяться до робіт аналізу, тому, що вибір характеристик та параметрів отримані шляхом порівняльного аналізу.

5. Використання існуючої методологічної основи (аналізу) веде до поглиблення лише окремих питань теорії, але не дозволяє обґрунтувати оптимальні комплексні характеристики та параметри СКШ, їх вузлів та агрегатів.

Враховуючи вищезазначені висновки за результатами проведених аналізів:

– сформульовано протиріччя на практиці між неможливістю забезпечення необхідного рівня ефективності СКШ шляхом удосконалення ТТХ існуючих зразків, з одного боку, та гострою необхідністю її підвищення, з іншого, а також протиріччя в теорії між недосконалістю існуючої теорії синтезу СКШ, з одного боку, і необхідністю отримання теоретичних знань для визначення вимог до перспективних зразків СКШ, що підвищить ефективність їх функціонування, з іншого;

– поставлено науково-прикладну проблему, яка полягає в необхідності вирішення протиріччя між сучасними вимогами до рівня ефективності функціонування СКШ та досягнутим рівнем розвитку теоретичних основ їх дослідження;

– визначено мету дослідження з розвитку методологічних основ і науково-методичного апарату структурно-параметричного синтезу перспективних СКШ;

– сформульовано предмет і об'єкт дослідження, окреслено область дослідження та поставлено задачі дослідження.

Таким чином, за результатами проведених аналізів стану парку СКШ ЗС України, основних ТТХ, аналізу нормативно-технічної документації та науково-методичного апарату дослідження перспективних СКШ сформульовано протиріччя на практиці та в теорії, поставлено науково-прикладну проблему, визначено мету, сформульовано предмет та об'єкт, окреслено область та поставлено задачі дослідження.

**Гребеник О.М.**, к.т.н., с.н.с.

*Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки  
Збройних Сил України*

**Почечун О.О.** gjxtxeu1974@gmail.com

*Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки  
Збройних Сил України.*

## **ЩОДО КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ ПОВІТРЯ В ШИНАХ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА БОЙОВИХ КОЛІСНИХ МАШИН**

Результати аналізу використання військової автомобільної техніки (ВАТ) та бойових колісних машин (БКМ) під час проведення антитерористичної операції показали, що при застосуванні засобів ураження, основну частину з яких складає стрілецька зброя, вони мають низьку живучість, що призводить до втрати рухомості та неможливості виконання завдань за призначенням. Однією з причин цього є ураження колісного рушія, а саме шин. Значна частина ВАТ та БKM оснащені шинами з регульованим тиском та системою регулювання тиску повітря в шинах (СРТПШ), що підвищує їх прохідність на ґрунтових дорогах та бездоріжжі. Крім цього, у разі незначних уражень шини існує можливість підтримувати тиск у ній за рахунок подачі стисненого повітря та продовжувати рух. Однак, до недоліків СРТПШ можна віднести: по-перше – низьку швидкодію (особливо підвищення тиску); по-друге – у разі значного ураження шини (шин) СРТПШ не в змозі компенсувати втрату тиску, знижується тиск у системі забезпечення стисненим повітрям, спрацьовує захисний клапан та від'єднує СРТПШ, що призводить до втрати тиску в шинах всіх коліс зразка, у зв'язку з їх під'єднанням до єдиної магістралі, наслідком чого є повна або часткова втрата рухомості.

Запобігти критичному падінню тиску в СРТПШ можливо лише шляхом перекриття шинного крану ураженого колеса (у випадку, якщо він не ушкоджений) під час зупинки та виходу з машини, що становить значну небезпеку для водія та (або) екіпажу під час вогневого впливу противника.

У разі використання коліс оснащених системою RunOnFlat (рух на спущених шинах) з колісними вставками типу PAX System (Michelin) значні ураження шин не призводять до втрати рухомості, але їх використання обмежує можливість збільшення площі контакту шини з опорною поверхнею. Крім того, можливість використання зазначених засобів обмежується для ВАТ великої вантажопід'ємності та важких БKM.

Для збереження рухомості ВАТ та БKM при значних ураженнях шин до СРТПШ доцільно включити пристрій для аварійного від'єднання ураженої шини від єдиної магістралі. Така схема побудови СРТПШ дозволить підтримувати тиск в решті шин зразка (не уражених або з незначним ураженням) без зниження тиску в системі забезпечення стисненим повітрям.

Обґрунтування параметрів пристрою для аварійного від'єднання ураженої шини доцільно проводити в залежності від мінімально допустимого тиску повітря в шині та конструктивних особливостей системи забезпечення стисненим повітрям в цілому та СРТПШ конкретного зразка.

**Кав'юк Вадим Володимирович,**

*Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба*

**Васильєв Борис Георгійович,** к.т.н., доцент,

*Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба*

**Груньов Євгеній Ігорович,**

*Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба*

## **ІННОВАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ ДВОХЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА ДЛЯ ПОДАЧІ ЗАДНІМ ХОДОМ БУКСИРОВАНОГО ПОЗАДУ ОДНОВІСНОГО ПРИЧЕПА**

При подачі заднім ходом буксированого позаду одновісного причепа з неповоротними колесами завжди спостерігається явище нестійкого некерованого руху – причеп не прогнозовано відхиляється праворуч або ліворуч від необхідного напрямку руху. Задача керування вирішується методами неголономної механіки. Кожне колесо автопоїзда являє собою неголономний зв'язок з дорожнім покриттям і в рамках свого існування направляє рух цієї точки у напрямку вектора швидкості. Диференціальні рівняння, які описують це явище у загальному вигляді не інтегруються у кінцевих функціях. Розроблений метод базується на переході від існуючої конфігурації неголономної системи автопоїзда до еквівалентної, з точки зору руху при повороті, віртуальної неголономної системи, яка дозволяє отримати необхідний закон керування поворотом для забезпечення стійкості і керованості технологічного процесу.

Перераховуються дії та умови виконання дій створеної інноваційної технології керування, на яку отриманий патент (№ 101444 від 10.09.2015 року).

Шляхом повороту кермового колеса тягача повертають його колеса, визначають напрямок та величину відносного кута повороту коліс, напрямок та величину кута складання ланок автопоїзда, відносного кута повороту вектора швидкості точки стеження причепа та відображують отриманий кут вектора щодо можливості нагляду за його змінами, який відрізняється тим, що стеження виконують у будь-якій точки причепа, яка розташована попереду або позаду від його коліс, та режими повороту кермового колеса пов'язують з режимами необхідних змін радіусів повороту причепа: для руху з постійними радіусами повороту точок причепа корегують поворотом кермового колеса виникаючі відхилення кута вектора щодо його повернення у початковий стан, для зменшення радіусів повороту точок причепа корегують поворотом кермового колеса відносний поворот вектора швидкості щодо збільшення його кута, а для збільшення радіусів повороту – корегують поворот вектора для зменшення його кута, причому в усіх випадках поворот кермового колеса здійснюють у тому ж напрямку, у якому корегують поворот вектора швидкості, якщо стеження здійснюють у точці, яка розташована попереду від коліс причепа, та у протилежному – якщо у точці, яка розташована позаду від коліс.



**Кишун Володимир Андрійович**, к.е.н., доцент,  
**Грицюк Олександр Юрійович**, магістрант,  
*Луцький національний технічний університет*

## **ЯК КЛАСИФІКУЮТЬСЯ ЛЕГКОВІ АВТОМОБІЛІ**

Так склалося, що сучасне автомобілебудування сконцентроване, загалом, у трьох регіонах – Західній Європі, Північній Америці та Південно-Східній Азії, де виробляється понад 80% світової продукції і кожний з яких має свої критерії поділу величезної кількості моделей та їх модифікацій на класи. Причому цей поділ може носити як офіційний, так і неофіційний характер.

Міжнародна класифікація, заснована на рекомендаціях Європейської економічної комісії ООН проводить розподіл механічних транспортних засобів на чотири основні категорії L, M, N і O до однієї з яких, а саме категорії M входять легкові автомобілі.

Класифікація, передбачена Європейською Конвенцією про дорожній рух (1968 р.), застосовується для позначення транспортних засобів, на які видається посвідчення водія, також включає в себе окрему категорію В – автомобілі, дозволена максимальна маса яких не перевищує 3500 кг (7700 фунтів) і число сидячих місць яких, крім сидіння водія, не перевищує восьми.

Незалежна міжнародна організація EuroNCAP (European New Car Assessment Programme) застосовує для проведення креш-тестів моделей власну класифікацію з метою розмежування категорій автомобілів, які порівнюються між собою за актуальними для пасивної безпеки параметрами – розмірами, масою і типом кузова: суперміні, малий сімейний автомобіль, великий сімейний автомобіль, бізнес-автомобіль, родстер, малий мінівен (MPV), мінівен, малий позадорожник (off road), позадорожник і пікап.

Очевидно, що наведені класифікації призначені до застосування у певних ситуаціях. Вони не можуть охопити того різноманіття автотранспортних засобів, а особливо легковиків, які представлені на автомобільному ринку. Однак, у Європі дотепер не існує офіційно затверджених класифікаційних параметрів, які ділили б легкові автомобілі на споріднені класи. Натомість автовиробниками, маркетологами, спеціалізованими засобами масової інформації визнається класифікація легковиків, яка враховує габаритні розміри і частково призначення автомобілів.

В якості головного класифікатора використовуються габаритні довжина і, менше, ширина кузова. Додаткові показники – тип кузова авто, призначення – пов'язані вже з його функціональними ознаками.

Таким чином, усі легковики, які продаються на європейському ринку, діляться умовно на десять основних груп, шість з яких означають розмірні класи, а чотири – поділяють авто за типом кузова і призначенням. Класи встановлені для звичайних автомобілів масового попиту (седан, хетчбек, універсал) і позначаються літерами латиського алфавіту: А – «особливо малий», В – «малий», С – «нижній середній», D – «середній», Е – «верхній середній» або «бізнес-клас» і

F – «вищий» або «люкс-клас», а їх габаритна довжина лежить у діапазоні від 2,695 м (Smart Fortwo) до 5,842 м (Rolls-Royce Phantom). Інші легковики – спортивні купе, кабриолети, позадорожники і мінівени – розрізняються між собою типом кузова, а особливо специфікою експлуатації, тому об'єднані у чотири групи, яким також присвоєні латинські літери, відповідно, G, H, I і K.

На противагу від Західної Європи, для легкових автомобілів США існує офіційна класифікація, прийнята Агентством по захисту навколишнього середовища – EPA (United States Environmental Protection Agency). Її суть полягає у тому, що автомобілі поділяються на п'ять класів за такою конструкційною ознакою, як корисна місткість пасажирського салону і багажного відсіку. Вона визначається за спеціальною методикою, і враховує внутрішні розміри пасажирського салону з двома рядами сидінь та об'єм багажника від 2,40 м<sup>3</sup> (міні-компактний клас) до 3,40 м<sup>3</sup> і більше (повнорозмірний клас).

Класифікація в Канаді трохи схожа на американську, відмінність полягає лише у тому, що в Канаді обсяг салону розраховується в літрах.

В Японії, згідно із законом про дорожній транспорт, всі легкові автомобілі поділяються на три групи («міні», «малі» і «стандартні») залежно від габаритних розмірів і робочого об'єму циліндрів двигуна. Автомобілі «міні» (Mini) повинні мати габарити (довжина×ширина×висота) не більше ніж 3,4×1,48×2,0 м і двигуни робочим об'ємом не вище 660см<sup>3</sup>. До стандартних (Standart) моделей відносяться легковики з габаритами, які перевищують розміри 4,7×1,7×2,0 м і моторами з робочим об'ємом більше 2000 см<sup>3</sup>. Малі (Small) авто за своїми класифікаційними ознаками знаходяться між Mini і Standart.

Китайська класифікація автомобілів майже ідентична японській, але за специфікою поділу категорій, ближча до європейської системи.

Державна програма розвитку автомобілебудування України затверджена Кабінетом Міністрів у вересні 1993 року передбачала, у тому числі, і класифікацію легкових автомобілів в основу якої поклали, як це прийнято в Європі, передовсім загальну довжину легковика. Але класів чомусь було затверджено лише чотири: «особливо малий», «малий», «середній» і «вищий», а діапазон габаритної довжини – від 3,40 м до 4,55 м і більше.

Запропонована класифікація не знайшла застосування у технічній документації, науковій, навчальній, довідковій літературі і сьогодні вже зрозуміло, що подібний поділ легкових автомобілів на класи незадовільний з багатьох причин. Покращити ситуацію могла б універсальна класифікація, яка охоплювала б максимально можливу кількість моделей, що виробляє світова індустрія, і яка об'єктивно здатна влаштувати усіх – від автовиробників до автомобільних дилерів, споживачів, журналістів тощо.

Зміни, які відбулися протягом останніх 24 років вимагають ґрунтовних наукових досліджень у царині встановлення класифікаційних ознак легкових автомобілів і розподілу їх на групи і класи з подальшою метою формування офіційної вітчизняної класифікації та інших супутніх нормативних документів, що діють на автотранспорті.

**Клименко Віктор Володимирович**, к.т.н., с.н.с, доцент  
кафедри «Автомобільна техніка»,  
*Військова академія (м. Одеса), klimenko120@ukr.net*

## **АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ СТВОРЕННЯ ТА ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО ЗОРУ БЕЗПІЛОТНОГО АВТОМОБІЛЯ**

Системи технічного зору (СТЗ) на даний час є одним з головних засобів розвитку автоматизованих систем управління рухом в умовах, коли обсяг апріорної інформації не достатній і для вирішення завдань управління необхідний аналіз зовнішньої обстановки в режимі реального часу. СТЗ знаходять своє застосування в сучасних зразках автомобільної техніки. Завдяки дальності дії і досить високому рівню роздільної здатності сучасних лінійних матричних приймачів оптичного випромінювання СТЗ можуть служити незамінними джерелами інформації при автоматичному (роботизованому) вирішенні задач розпізнавання, навігації, наведення тощо.

Інформаційне забезпечення процесів управління засобами технічного зору передбачає автономну навігацію і орієнтацію в навколишньому середовищі, автоматичне виявлення, розпізнавання та супроводження об'єктів в реальному часі, маневрування на основі візуальної інформації.

Разом з тим слід визнати наявність технічних труднощів впровадження зорового інформаційного каналу в контурі систем управління мобільними об'єктами. Зазначені труднощі пов'язані з проблемами перетворення зорової інформації в дані результатів розпізнавання, навігаційної прив'язки або визначення параметрів руху цих об'єктів в режимі реального часу.

Важливу групу проблем становлять питання взаємодії систем технічного зору з системами управління, насамперед, у контурах управління рухом. Насамперед, необхідно забезпечити стійкість управління при збоях в системах технічного зору, дослідити вплив динаміки руху безпілотних автомобільних системна якість функціонування технічної системи зору автомобіля. Актуальними вважаються питання отримання, моделювання і використання тривимірних даних в задачах управління, комплексування відеоінформації з інформацією від інших джерел формування матриці прийняття рішення. Особливе коло питань пов'язане з технічним зором в системах автономного штучного інтелекту мобільних об'єктів.

Вимога скорочення часу перетворень зорових сигналів при високих швидкостях руху мобільних об'єктів досить складна в реалізації, але вона – не єдина перешкода для розширення використання СТЗ.

Не менш складні проблеми пов'язані з синтезом алгоритмів необхідних перетворень. Відсутні універсальні алгоритми рішення задач зорового спостереження, навігації, розпізнавання і ведення в загальному випадку руху апарату або об'єкту зорового спостереження. Для кожної задачі СТЗ, і в кожній конкретній ситуації фотометричних і траєкторних умов оптимальний лише

якийсь конкретний алгоритм, причому навіть слабка зміна оброблювальної зорової сцени може потребувати зміни використовуваного алгоритму перетворення фотометричного сигналу. Це викликає необхідність забезпечення алгоритмічної повноти і структурної стійкості вирішення завдань технічного зору на множині можливих фотометричних ситуацій і траєкторій руху. Не менш складна проблема алгоритмічного забезпечення СТЗ пов'язана з конструктивними недоліками їх технічної реалізації – обмеженнями динамічних діапазонів передачі світла і кольору, питаннями дискретності фотоприймачів, деформацією оптичного каналу, помилками калібрувальних характеристик і тимчасових прив'язок потоку відеоданих.

Тому боротьба з перешкодами в відеоданих є головним є головним алгоритмічним завданням при впровадженні зорового зворотного зв'язку в контур системи управління. Це вимагає серйозного розвитку математичних методів і алгоритмів обробки візуальної інформації у процесі розв'язування конкретних завдань управління мобільними об'єктами.

Поєднання європейських передових технологій дасть найбільшу загальноєвропейську практичну вигоду у таких сферах, як: а) екологічно чисті, безпечні та тихі транспортні засоби для всіх різних видів транспорту (включаючи нові матеріали, нові силові установки та інструменти ІТ та контролю для управління та інтеграції комплексних транспортних систем); б) технології для підвищення технічної та громадської безпеки транспорту; в) потенційно нові або нетрадиційні транспортні системи та засоби, наприклад, безпілотні системи автомобілів, нетрадиційні системи для доставки товарів; г) стратегія екологічно чистих, альтернативних видів палива, включаючи також і відповідну інфраструктуру; в) інновації для екологічно сталої міської мобільності, відповідно до програми Civitas та ініціатив ціноутворення за використання міських автошляхів та схем обмеження доступу.

### Література

1. Техническое зрение в системах управления мобильными объектами-2010: Труды научно-технической конференции-семинара. Вып. 4 / Под ред. Р. Р. Назирова. – М. : КДУ, 2011. – 328 с. : табл., ил., цв. ил.
2. Братченко Г.Д. Классификация дестабилизирующих воздействий в процессе радиолокационного распознавания / Братченко Г.Д., Скачков В.В. // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – Харків : ХУПС, 2010. – № 4 (26). – С. 64-66.
3. Клименко В.В. Проблема обробки дискретних зображень в умовах апіорної невизначеності в безпілотних автомобільних системах / Клименко В.В., Мельник К.А., Пьострий І.О. // Збірник тез доповідей Третьої Всеукраїнської науково-практичної конференції «Спеціальні дії військових формувань і правоохоронних органів держави: проблеми та перспективи» – Одеса : ВА (м. Одеса), 2016. – С. 144.

**Ковальов Олександр Олександрович**, к.т.н.  
Національний університет цивільного захисту України  
**Васильєв Сергій Вікторович**, к.т.н., доцент,  
Національний університет цивільного захисту України

## ГІБРИДНИЙ СИЛОВИЙ ПРИВІД ПОЖЕЖНОГО НАСОСА

В пожежній техніці відцентрові насоси розповсюджені досить широко, майже кожна пожежна автоцистерна містить даний насос. На цей час промисловістю випускається наступні типи відцентрових насосів ПН-40, ПН-40УВ, ПН-60, ПН-110, НЦП 40/100 з тиском до 100 метрів водного стовпа, ПНК-40/3 та НЦПК-40/100-4/400 які дозволяють створювати тиск до 400 м.в.ст. В переважній більшості конструкцій пожежних автоцистерн, привід пожежного насоса здійснюється від коробки відбору потужності.

Гасіння пожеж здійснюється в різних умовах, при цьому насосу пожежного автомобіля, для створення необхідного тиску, доводиться працювати з різним навантаженням, що викликає збільшення або зменшення частоти обертів двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ). Для забезпечення мінімальної витрати палива потрібна підтримка найбільш економічних оборотів ДВЗ, причому найбільш економічні обороти ДВЗ, як правило, не відповідають необхідним оборотам пожежного насоса.

Для підтримки необхідних обертів пожежного насоса при збереженні економічних оборотів ДВЗ, в механізм коробки відбору потужності пожежного автомобіля пропонується включити безступінчасту електромеханічну трансмісію (ЕМТ) з електронним управлінням, основними деталями якої є механічний дільник потужності, електромашина типу «мотор-генератор», а також блок високовольтної акумуляторної батареї з повітроводами і вентилятором повітряної системи охолодження. Загальне управління гібридною установкою пожежного насоса здійснює електронна система управління (рис. 1).

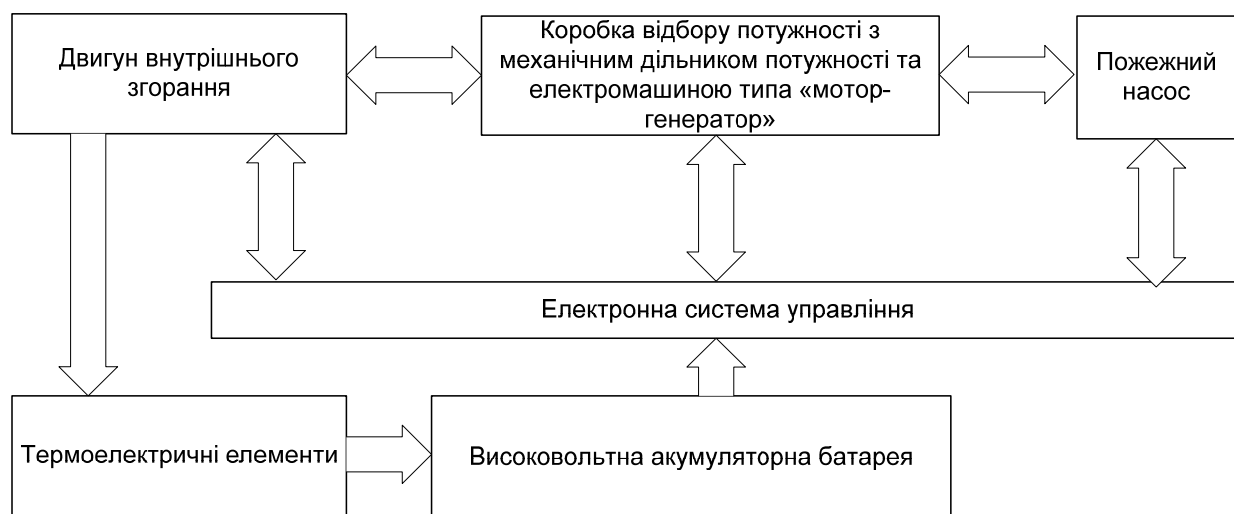


Рис. 1 Загальна схема гібридної силової установки пожежного насоса

Для підтримки необхідного електроенергетичного балансу в системі передбачається встановлення термоелектричних елементів «Пельтьє» з водяним охолодженням на випускний тракт ДВЗ.

Механічний дільник потужності являє собою планетарний механізм, тому має фіксоване передавальне співвідношення. Не маючи можливість змінювати передавальне співвідношення при зміні необхідних обертів пожежного насоса, ЕМТ перерозподіляє навантаження між електричним двигуном і двигуном внутрішнього згорання, що дозволяє ефективно використовувати характеристики електродвигуна і двигуна внутрішнього згорання. Таким чином, ЕМТ змінює потік потужності між ДВЗ і пожежним насосом, в залежності від необхідних обертів пожежного насоса.

При використанні ЕМТ швидкість обертання двигуна може бути обрана з умов забезпечення необхідної потужності, але при цьому не обмежується збільшення оборотів двигуна для підтримки необхідної паливної економічності. Технічні характеристики електродвигуна і двигуна внутрішнього згорання сильно відрізняються (Рис. 2), електричний двигун має максимальний крутний момент при дуже низьких, навіть нульових оборотах, в той час як ДВЗ має великий крутний момент і потужність тільки на високих, майже максимальних, оборотах. Завдання електронної системи управління правильно розподілити навантаження між електричним двигуном і двигуном внутрішнього згорання.

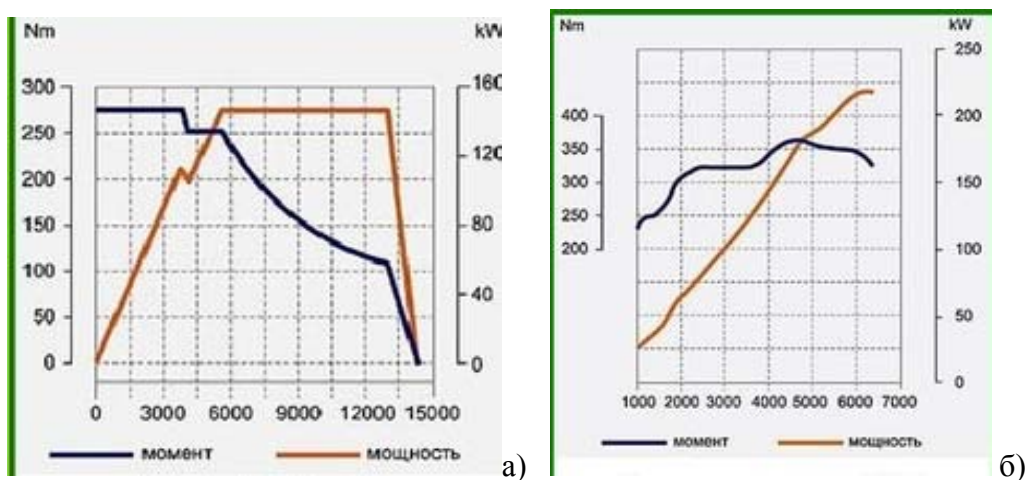


Рис. 2 Характеристики електродвигуна (а) і двигуна внутрішнього згорання (б)

## Література

1. Воячек А. И. Основы проектирования и конструирования машин Учебное пособие / А. И. Воячек, В. В. Сенькин – Пензенский государственный университет, 2008 – 228с.
2. Гибридные автомобили с силовой установкой последовательно-параллельного типа [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://autology.jimdo.com/>
3. Устройство распределения мощности [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.hybrids.ru/>
4. Как устроены гибридные автомобили [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.drive.ru/>

**Литовченко В. В.**, викладач,  
**Підгорний М. В.**, к.т.н., доцент,  
*Черкаський державний технологічний університет*

## **УМОВИ ВИНИКНЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ САМОРЕГУЛЯЦІЇ БЕЗСТУПЕНЕВОЇ МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ**

Транспортний засіб (ТЗ) може бути представлений за допомогою множини властивостей викладених в [1]. Ці властивості включають: властивості будови, функціонування, розвитку й адаптації. Функціонування ТЗ характеризується такими показниками як надійність (технічна готовність, безвідмовність, довговічність); системна ефективність; економічність; екологічність; продуктивність; трудомісткість тощо.

Адаптація ТЗ характеризується властивістю задовольняти вимоги багатоцільового, багаторежимного використання, а також пристосованістю конструкції до середовища й умов експлуатації.

Сучасні системи перемикання передач (СПП) мають тимчасові втрати потоку потужності від двигуна до ведучих коліс. Вказаний недолік вагомо впливає на питання автоматизації трансмісій транспортного засобу. В статті розглянута умова уникнення втрат потужності за допомогою механічної саморегуляції безступеневої трансмісії.

З позицій кібернетики всі процеси які відбуваються в СПП є керованими процесами; з точки зору теорії обслуговування – багаторівневі (ієрархічні) процеси; з точки зору алгоритмічної теорії – багатопланові процеси.

За останнє десятиріччя широко застосовуються автоматизовані гідравлічні та гідрооб'ємні, роботизовані коробки передач та варіатори.

Автоматизовані гідравлічні СПП мають досить низький ККД, надскладні гідравлічні системи, дорогі робочі та керуючі органи. Тому попит на системи з застосуванням гідравліки зменшується, а на механічні системи збільшується.

Принципи роботизованих коробок передач зводиться фактично до одного – створити з мануальної СПП, автоматизований механізм, який аналізуючи механічні процеси, самостійно приймає рішення на зміну передаточного відношення трансмісії [2]. Це досягається за рахунок складної технічної системи: сервоприводи, датчики Холла, блок керування, гідравлічні насоси та магістралі. Для вирішення питання зменшення часу втрати потужності, компанії-виробники транспортних засобів застосовують подвійне зчеплення СПП. Це забезпечує згладжену характеристику передачі обертового моменту, тому що при зачепленні одної пари колесо-шестерня, вмикається інша пара з більшим передаточним відношенням. Але при цьому є великий недолік – зчеплення працює фактично постійно, воно досить швидко нагрівається та зношується.

Автоматизація процесу керування ТЗ досягається застосуванням безступневих СПП. Задача оптимального керування СПП ставиться як задача пошуку законів керування системою з багатьма зв'язками у вигляді диференційного рівняння, аргументами яких є програмні змінні бажаного режиму. При

формуванні програмних змінних використовуються ідеї функціонального керування [3]. Подальший структурний опис функціонування системи перемикачів передач при його реалізації у загальному випадку потребує опису базисних елементів, визначення векторів вхідних і вихідних змінних для кожного із його елементів, їх сукупності для системи в цілому. Така система характеризується наступними елементами: елементами входу системи  $y_1 \dots y_m$  (структура передачі вхідних впливів системи на сукупності елементів); елементами керування підсистемами  $u_1 \dots u_m$  (власне структура СПП); елементами збурення  $\lambda_1 \dots \lambda_e$ ; елементами виходу системи  $x_1 \dots x_n$ , які реалізують закон керування.

Клинопасові передачі легко піддаються автоматизації [4], але не за рахунок аналітичної системи датчиків та блоків керування, а за допомогою відцентрової сили ведучої ланки та навантаження веденої ланки безступеневої трансмісії. Як відомо, потужність обертових систем, це добуток частоти обертання  $\omega$  і обертового моменту  $M$ :

$$N = \omega \cdot M \quad (1)$$

Для умов саморегуляції та безрозривного потоку потужності автори вважають, що необхідно щоб виконувались умови:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad \text{або} \quad \omega_1 \cdot M_1 = \omega_2 \cdot M_2 \quad (2)$$

Основними механічними параметрами керування безступневих трансмісій є відцентрова сила важелів або тягарців ведучої ланки та навантаженість ведучих коліс. Вказані параметри можна інтерпретувати до умов саморегуляції, застосувавши умови тотожності вихідної частоти обертання валу двигуна та моменту колових зусиль на ведучих колесах:

$$\omega_1 = M_2 \quad (3)$$

Механічна саморегуляція запропонована авторами полягає саме в зазначеній тотожності (3). Змінюючи частоту обертання валу двигуна, механізми керують вихідним обертовим моментом. Механізми трансмісії адаптуються до керуючих сигналів водія по вказаній залежності, обираючи автоматично передаточне відношення.

### Література

1. Системна ефективність на транспорті / Левковець П.Р., Гедз Ю.М., Канарчук О.В. та ін. – К.: НТУ, ІЕБТ, 2002. – 216 с.
2. Роботизированные коробки передач Sequentronic и Speedshift: <http://rvsmaster.ru/articles-magazine/robotizirovannaja-korobka-peredach-sequentronic-i-speedshift-dlja-mercedes-benz/> - Електронний ресурс.
3. Пухов Г.Е., Жук К.Д. Синтез многосвязных систем управления по методу обратных операторов: Институт кибернетики АН УССР, – К.:1966. – 219с.
4. W1860BE.book: Page 82-107 Tuesday, January 28, 2003: TRANSMISSION CONTROL MODULE (TCM).



**Никонов Вадим Олегович**, к.т.н., доцент

*ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г. Ф. Морозова, e-mail: 8888nike8888@mail.ru*

**Посметьев Валерий Иванович**, д.т.н., профессор,

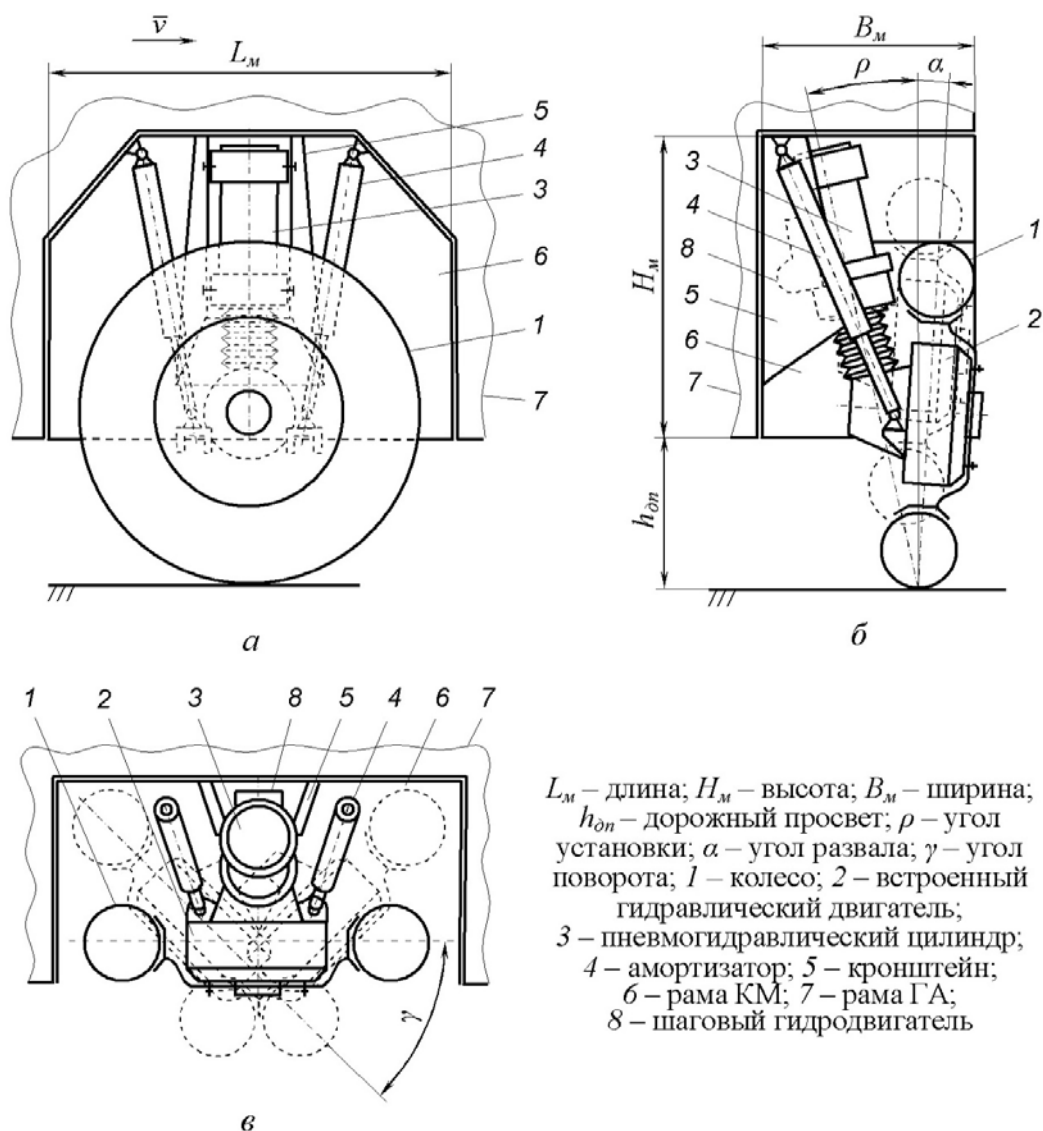
*ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г. Ф. Морозова, e-mail: posmetyev@mail.ru*

## **ПЕРСПЕКТИВНАЯ КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСНОГО МОДУЛЯ С ГИДРОПРИВОДОМ**

Современный парк грузовых автомобилей (ГА), используемых в настоящее время, представлен достаточно широкой номенклатурой как отечественных, так и зарубежных их образцов. В тоже время широко используемые традиционные конструкции зависимых подвесок неоправданно снижают эксплуатационные свойства таких ГА. К основным недостаткам зависимых подвесок относятся следующие: невозможность рационального использования межколесного подрамного пространства; недостаточный дорожный просвет и невозможность его регулирования в широких пределах; выступающие детали и узлы ходовой части, снижающие проходимость ГА; повышенная металлоемкость автомобиля; сложность компонования в несущих системах ГА; увеличенные размеры и трудность исполнения конструкции в виде автономного модуля; невозможность вывешивания колес при холостом пробеге ГА без специальных сложных устройств; недостаточные углы поворота управляемых колес [1].

С целью устранения отмеченных недостатков авторами были проанализированы многочисленные традиционные и оригинальные конструкции подвесок ГА из доступных литературных источников и патентных материалов. Это позволило предложить конструкцию независимой подвески с гидравлическим приводом, выполненную в виде колесного модуля (КМ), схема устройства которого представлена на рисунке 1. Использование предлагаемой конструкции КМ позволяет по сравнению с традиционными схемами повысить эффективность ГА за счет следующих основных полученных преимуществ: возможности с помощью КМ комплектовать ГА различной грузоподъемности и конфигурации и сокращения, таким образом, номенклатуры парка машин; изменения дорожного просвета в широких пределах, что обеспечивает повышение проходимости, поперечной устойчивости и плавности хода при движении ГА на грунтовых дорогах и дорогах с твердым покрытием; увеличенных углов поворота, а также возможности управления всеми колесами, что улучшает маневренность ГА в стесненных условиях, как при движении по дорогам, так и на погрузочных и разгрузочных площадках; компактности конструкции КМ, сочетающей в себе независимую подвеску, гидропривод, тормоз и механизм поворота колеса, что позволяет полезно использовать межколесное пространство, понизить центр тяжести груженого ГА и таким образом повысить его поперечную устойчивость; за счет рекуперации энергии в ходовой части гидропривод обеспечивает снижение расхода топлива не менее чем на четверть; повышения надежности ГА благодаря автономности и взаимозаменяемости КМ, демпфирующим свойствам пневмогидропривода, а также исключению по-

ломок от «заякоривания» плоского днища рамы ГА о насыщенные препятствия дорог; снижения металлоемкости и массы ГА благодаря совмещению функций рамы и кузова.



$L_m$  – длина;  $H_m$  – высота;  $B_m$  – ширина;  
 $h_{дон}$  – дорожный просвет;  $\rho$  – угол установки;  $\alpha$  – угол развала;  $\gamma$  – угол поворота; 1 – колесо; 2 – встроенный гидравлический двигатель; 3 – пневмогидравлический цилиндр; 4 – амортизатор; 5 – кронштейн; 6 – рама КМ; 7 – рама ГА; 8 – шаговый гидродвигатель

Рис. 1. Схема устройства колесного модуля

Предлагаемая конструкция КМ является начальным этапом разработки технологии создания автомобилей-трансформеров, что позволяет в перспективе полноценно реализовывать модульный способ комплектования ГА и других подобных транспортных машинах с необходимыми эксплуатационными характеристиками.

### Литература

1. Посметьев В.И. Повышение эффективности лесовозного автомобиля с помощью рекуперативного гидропривода / Посметьев В.И., Никонов В.О. // Политехнический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2017. – №07(131). – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2017/07/pdf/10.pdf>, 0,875 у.п.л. – IDA [articleID]: 1311707010.

**Пилипенко Олександр Михайлович**, д.т.н., професор,  
**Батраченко Олександр Вікторович**, к.т.н., доцент,  
*Черкаський державний технологічний університет*

## **ЗМЕНШЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ СІДЕЛЬНИХ АВТОПОТЯГІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ В ЇХ КОНСТРУКЦІЇ АЕРОДИНАМІЧНИХ ТУНЕЛІВ**

Ефективним шляхом підвищення паливної економичності сідельних автопотягів є зменшення їх аеродинамічного опору. Найбільшу частку (30–35%) аеродинамічного опору автопотягу складає зона розрідження (ЗР) позаду напівпричепа. На теперішній час відомо такі шляхи зменшення шкідливого впливу ЗР позаду напівпричепа [1, 2], як застосування задніх спойлерів та використання напівпричепів обтічної (каплеподібної) форми. Задні спойлери виготовляються такими виробниками, як «TrailerTail», «Aerorevolution», «STEMCO Aerodynamics», Mercedes-Benz Aerodynamics Trucks «Aero trailer» тощо. Але вони володіють низькою ефективністю [2] і їх застосування в країнах Європейського союзу є неможливим через діючі стандарти, які жорстко обмежують довжину автопотягу. Відомі напівпричепа обтічної форми «Teardrop» фірми «Don-Bur» та «Krone AeroLiner» фірми «MAN Truck & Bus». Однак суттєвого зменшення аеродинамічного опору можна досягти лише при яскраво вираженій обтічній формі напівпричепа, що призводить до неможливості перевезення габаритних вантажів, зменшення використовуваного корисного об'єму та неможливості завантаження і розвантаження автонавантажувачем крізь двері, що є необхідним при роботі з рампи.

Авторами розроблено (рис. 1) новий спосіб зменшення аеродинамічного опору сідельних автопотягів, який полягає у пропусканні потоку повітря, що набігає на лобову частину автопотягу, крізь аеродинамічні тунелі, які розташовані у верхній та у задній нижній частинах напівпричепу [3].

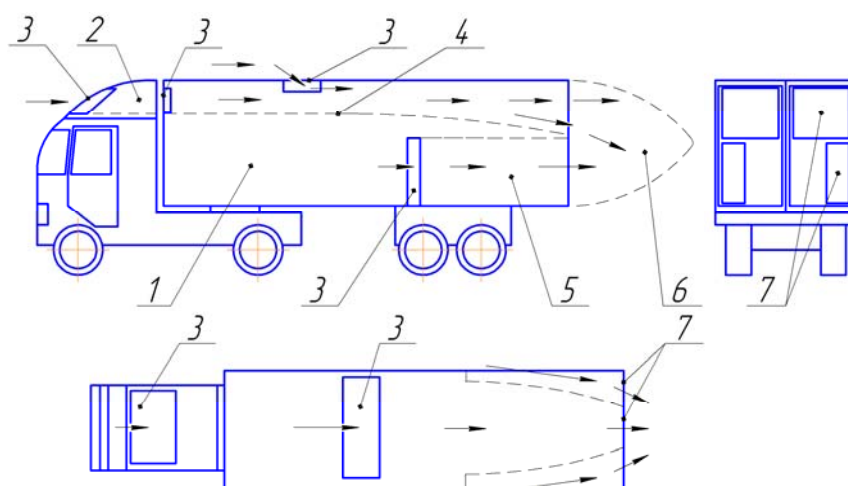


Рис. 1. Принципова схема реалізації розробленого способу зменшення аеродинамічного опору сідельного автопотягу: 1 – напівпричіп; 2 – передній спойлер; 3 – люки; 4 – верхній аеродинамічний тунель; 5 – бокові аеродинамічні тунелі; 6 – зона розрідження ЗР; 7 – вихідні вікна

Аеродинамічні тунелі при цьому виконуються гнучкими з можливістю згортання та розгортання – вони розкладаються в робоче положення при наявності вільного об'єму в напівпричепі (у більшості випадків вантажних перевезень) задля зменшення його аеродинамічного опору і складаються в неробоче положення при перевезенні великогабаритних вантажів.

Результати чисельного моделювання аеродинаміки автопотягу з аеродинамічними тунелями представлено на рис. 2. Застосування аеродинамічних тунелів призводить до суттєвого зменшення турбулентної дисипації повітряного потоку у верхній частині зони розрідження 1. В нижній частині 2 зони розрідження спостерігається підвищена дисипація, оскільки в даній частині відсутній аеродинамічний тунель. Отримані дані вказують на ефективність застосування аеродинамічних тунелів у складі автопотягів [1–3]. На розроблені рішення подано 2 заявки на винахід.

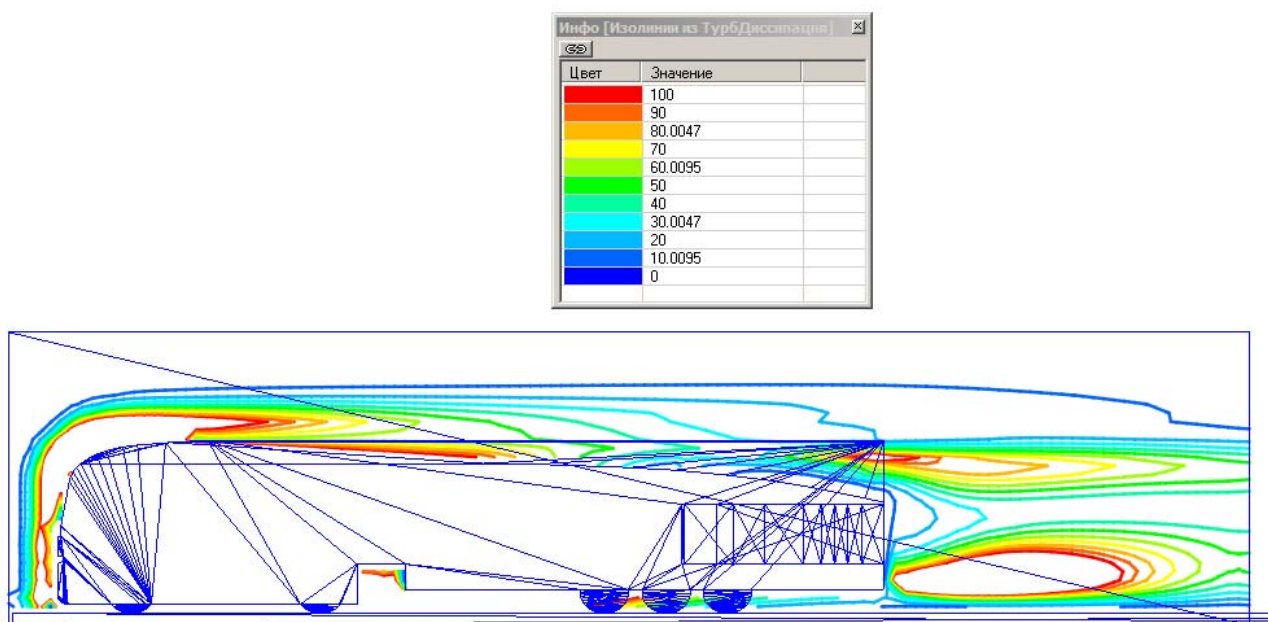


Рис. 2. Розподілення турбулентної дисипації повітряного потоку при обтіканні автопотягу IVECO New Stralis XP, м/с (у вигляді ізоліній).

## Література

1. Пилипенко, О. М. Моделювання аеродинаміки сидельного автопотягу / О. М. Пилипенко, О. В. Батраченко, І. М. Литовченко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ, 2017. – №2. – С. 27-34.
2. Пилипенко, О. М. Дослідження аеродинамічних властивостей задніх спойлерів сидельних автопотягів / О. М. Пилипенко, О. В. Батраченко, І. М. Литовченко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ, 2017. – №3. – С. 60–66.
3. Пилипенко, О. М. Обґрунтування нового способу зниження аеродинамічного опору сидельних автопотягів / О. М. Пилипенко, О. В. Батраченко, І. М. Литовченко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ, 2017. – №4.

**Поляков Віктор Михайлович**, к.т.н., доцент, професор кафедри «Автомобілі»,  
*Національний транспортний університет, poljakov\_2006@ukr.net.*

**Разбойніков Олександр Олександрович**, інженер кафедри «Автомобілі»,  
*Національний транспортний університет, razboyn1k@ukr.net*

## **ВРАХУВАННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОТИ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ЙОГО РУХУ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ**

Врахування всіх особливостей конструкції автомобіля та процесів, що супроводжують його рух, ускладнює, а інколи унеможлиблює розрахунки. Тому в математичному моделюванні приймають ряд спрощень та припущень. Зазвичай при дослідженні експлуатаційних властивостей автомобіля (навіть таких як: плавність ходу, стійкість та керованість) реальні конструкції пружних та дисипативних пристроїв підвіски замінюють приведеними параметрами їх елементів, а робота напрямного пристрою взагалі не розглядається.

В свою чергу, приведені параметрами пружного та гасильного пристроїв визначаються з урахуванням геометричних особливостей механізму напрямного пристрою підвіски (передаточної функції підвіски). При цьому їх приймають постійними, які відповідають номінальному положенню підвіски. Проте, з ходом підвіски змінюються геометричні параметри роботи напрямного пристрою і, відповідно, параметри її приведених елементів. Тому, в задачах дослідження руху автомобіля, як динамічної системи, та його взаємодії з навколишнім середовищем (особливо при русі по нерівній дорозі) доцільно враховувати особливості роботи підвіски.

В роботі розглянуто рух автомобіля по нерівній дорозі. Розрахункова схема п'ятимасової просторової моделі враховує: сили та моменти інерції підресореної та непідресорених мас; зміну передаточної функції напрямного пристрою підвіски та приведених параметрів її пружного і дисипативного пристроїв; зміну коефіцієнта опору демпфера на ході стискання та відбою; роботу буферів обмеження ходу підвіски; роботу диференціала; зміну кутів встановлення автомобільних коліс, а також їх еластичність, ковзання та відрив від опорної поверхні.

Складена система диференціальних рівнянь описує курсовий рух автомобіля, вертикальні та кутові коливання його кузова і коліс, робочі процеси підвіски автомобіля, а також визначає сили взаємодії його коліс з опорною поверхнею.

Запропонований підхід може бути корисним при дослідженні стійкості руху автомобіля, його керованості, плавності ходу та паливної економічності, особливо – в умовах руху автомобіля, за яких вертикальне переміщення колеса по відношенню до несучої системи, змінюється в широких межах.

## **ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ЛОГІСТИЧНІ ПРОЦЕСИ**

Вступ. Постановка проблеми. Інтеграція транспортної системи України в світову спільноту висуває ряд організаційних, соціальних, технологічних та екологічних вимог до функціонування та розвитку її транспортного комплексу.

Це передбачає розв'язання однієї із проблем невідповідності технічного та технологічного рівня вітчизняного транспорту європейським вимогам. Для її вирішення використовуються новітні інформаційні технології, що реалізують, формування й переробку інформації в різних областях виробничої діяльності логістичних підприємств.

Об'єктом дослідження в роботі є процеси логістичного сервісу та надання транспортних послуг як окремим користувачам, так і організаціям.

Предметом дослідження є розвиток основ системного аналізу, методологічних і теоретичних основ формалізації процесів обслуговування з позицій системного підходу, вдосконалення методів формалізації системних задач, розробка алгоритмів та процедур в сфері науково-технічної та соціальної діяльності людини.

Метою роботи є розробка методологічних основ створення оптимізаційних методів логістичних процесів в умовах автотранспортного підприємства. Побудова оптимальної структури логістичного сервісу є центральною задачею програмування, а апарат її підготовки і розв'язання створені на основі банку моделей інформаційної бази і методів моделювання та оптимізації.

Методи інформатизації процесів на автомобільному транспорті, виробничі процеси й інформаційне середовище інфраструктури АТ тісно взаємозалежні. З розвитком інфраструктури транспорту зростає нагромадження інформаційного середовища, що вимагає розвитку досягнень науково-технічного прогресу (НТП) в галузі комп'ютерної техніки, засобів передачі й відображення даних, реалізації нових інформаційних технологій для розв'язку завдань прогнозування, оптимального планування й керування. Інформатизація процесів які відбуваються в автотранспортній галузі забезпечують розкриття нових можливостей підвищення ефективності і якості їх функціонування на базі постановки й розв'язку нових задач.

Основні завдання інформатизації АТП, як процеси, що забезпечують орієнтацію логістичних компаній на високі кінцеві результати діяльності були розглянуті в [1]. Причому, якщо логістичні задачі АТ можуть бути сформульовані у вигляді деякого дерева цілей  $\chi \{ \chi_j \}$ , то розв'язання задач управління є потужним засобом їх досягнення, наприклад у вигляді деяких функцій і про-

цедур. У цьому випадку реалізується пара системного підходу: <цілі>–<засоби їх досягнення>.

Розглянемо формування системної моделі для оптимізації логістичних процесів АТП, де ланцюг постачання – один з основних етапів ЖЦ АТП. Системна модель є сімейство підсистем, що інтерпретують різні рівні процесів ланцюга постачань. Кожна підсистема є сукупність великих множин і відображень між множинами, що визначають структуру рівня.

Розглянемо цільовий рівень, рівень процесів і організаційний рівень.

Позначимо  $N$  множину натуральних чисел,

$$IR_i = \{x \in IR / x \geq 0\} \quad (1)$$

де  $\beta(A)$  – множина усіх підмножин множини  $A$

Прямим добутком сімейства множин  $(A_i)_{i \in L}$  називається множина  $\prod_{i \in L} A_i$  сімейств елементів  $(x_i)_{i \in L}$ , де  $(x_i)_{i \in L}$ ,  $\forall i \in L$ . Прямою сумою сімейства множин  $(A_i)_{i \in L}$  будуюмо множину  $\bigcup_{i \in L} (A_i \times \{i\})$ . На цільовому рівні здійсню-

ється планування трудових, матеріальних і фінансових ресурсів (закупівля і поставка матеріалів, сировини і напівфабрикатів; зберігання продукції та сировини; розподіл (включаючи відправку товарів зі складу готової продукції) та ін.).

В цьому випадку організаційний рівень може бути представлений підсистемою

$$\Sigma_1 = \left\{ (\zeta_s, \alpha_s, t_s) / s \in S \right\}. \quad (2)$$

Рівень процесів характеризується варіантами технології виконуваних логістичних операцій, розподілом трудомісткості робіт. Позначимо  $P_s$  – множина постів і ділянок замовленням  $S$ ;  $Q_s, w(f), f$  – множина логістичних операцій  $f \in F_s$  при вибраному варіанті технологічного процесу  $w$ ;  $E_{s,w}$  – пряма сума сімейства  $(Q_s, w(f), f)$ ,  $f \in F_s$ .

Технологічний рівень можна описати підсистемою

$$\Sigma_2 = (E_{s,w}, V_{s,w}, F_{s1}, \sigma_{s,w}, \gamma_{s,w}, \tau_{s,w}, \chi_{s,w}). \quad (3)$$

Технологічний рівень характеризує формування бригад логістів, розподіл виконавців і логістів по ділянках, постах і за часом (змінам) виконання робіт.

Позначимо  $K$  множину бригад. Нехай  $F_{s0} = F(P_s \times J \times T, N)$  – множина функцій  $\varphi: F_{s0} = F(P_s \times J \times T \rightarrow N)$ , що визначають для будь-кого  $p \in P_s$ ,  $j \in J$ , і  $t \in T$  – кількість виконавців типу  $j$ , що працюють на посту, ділянці  $p$  у момент часу  $t \in T$ . Функції  $\varphi \in F_{s0}$  називатимемо розподілами виконавців.

Організаційний рівень для даного етапу ЖЦ АТ можна описати підсистемою

$$\Sigma_3 = (K_1, F_{s_0}, (Q_k) \ k \in K). \quad (4)$$

Основні висновки. Прогрес інформаційних технологій в транспортній інфраструктурі розглядається в створенні баз даних, необхідних для розв'язку задач, що включають: розробку інформаційної технології цільового використання об'єктів і логістичних процесів; забезпечення оптимального функціонування АТ; оптимізацію логістичних операцій.

### **Література**

1. Підгорний М.В. Інформатизація виробничих процесів транспортної інфраструктури «Вісник Черкаського державного-технологічного університету». – Черкаси. - 2014. - №1. – С.14-20.



**Редзюк А.М.**, к.т.н., доцент,  
**Клименко О.А.**, к.т.н., доцент,  
ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

## **ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ДОРОЖНІМИ ТРАНСПОРТНИМИ ЗАСОБАМИ В УКРАЇНІ**

Близько 3/4 спожитої енергії та, відповідно, сумарних викидів парникових газів  $\text{CO}_2$  (екв.) на території України серед всіх видів транспорту припадає саме на автомобільний транспорт. Позашляховий транспорт і сільськогосподарська техніка разом продукують 12,5 % викидів парникових газів, зведених до  $\text{CO}_2$  (екв.). Залізниця, авіаційний, морський та річковий транспорт разом є джерелом всього 1,75 % викидів  $\text{CO}_2$  (екв.), за які звітує Україна.

Дорожній транспорт в оглядовій перспективі має передумови для суттєвого збільшення викидів парникових газів в Україні та зростання його відносної частки у викидах у порівнянні з іншими секторами національної економіки з огляду на процеси деіндустріалізації та потенційну ємність ринку приватних легкових автомобілів (рівень автомобілізації України за показником кількості автомобілів на 1000 жителів у декілька разів є меншим ніж в країнах ЄС, наприклад, щонайменш у 3 рази є меншим, ніж у Польщі).

Частка легкових автомобілів у викидах  $\text{CO}_2$  дорожнім транспортом в Україні зросла з 15,3% у 1990 р. до 48,1% у 2014 р., та продовжує зростати.

Окрім міжнародних вимог до скорочень викидів парникових газів, питання підвищення ефективності використання енергії автомобільним транспортом є насамперед важливою складовою національної енергетичної безпеки України.

Україна має великий потенціал скорочення питомих викидів парникових газів на автомобільному транспорті, що має бути реалізований шляхом впровадження комплексу заходів, з яких пріоритетним визначено впровадження прямого технічного регулювання ефективності використання енергії.

Заходи регулювання викидів  $\text{CO}_2$  і паливної економічності автомобільного транспорту впроваджуються сьогодні багатьма країнами світу, але у досить різні способи і в різних умовах. Тому Україна має знайти свій шлях виходячи з національних інтересів, особливостей ринку і можливостей країни.

У роботі «Розробка національної транспортної політики щодо регулювання викидів  $\text{CO}_2$  та споживання енергії дорожнім транспортом в Україні», що здійснювалась на замовлення Міністерства інфраструктури України за проектом Clima East компанією Ricardo Energy & Environment (Великобританія) разом з ДП «ДержавтотрансНДІпроект», рекомендовано підхід до регулювання викидів  $\text{CO}_2$  та споживання енергії транспортними засобами (ТЗ) в Україні на першому етапі, що представлено в табл. 1.

Маркування автомобілів необхідно впровадити як на основі даних щодо ефективності використання енергії, так і даних щодо обсягів викидів  $\text{CO}_2$ .

Крім застосування нормованих показників, відповідно до циклів WLTP, WHVC, WMTC, є доцільним розроблення і впровадження в Україні національної програми проведення додаткових випробувань щодо визначення ефективності використання енергії (з одночасним обов'язковим контролем відповідності діючим екологічним нормам) у цілісній системі, що буде більш наближеною до реальних умов експлуатації. Вважається, що це зміцнить у перспективі довіру споживачів до «офіційних» показників споживання моторних палив, яку в країнах ЄС підірвали, зокрема, суттєві розбіжності між показниками економічності на етапі підтвердження відповідності продукції вимогам технічних регламентів та в реальному житті.

Відповідні дослідження в цьому напрямі сьогодні здійснює ДП «ДержавтотрансНДІпроект».

Таблиця 1 – Пропонований обсяг заходів регулювання в Україні на першому етапі, що розглядається

Категорія ТЗ	Підкатегорія ТЗ	Маркування за паливною економічністю <sup>1)</sup>	Вимоги до паливної економічності (норми) <sup>2)</sup>	Заходи фіскального характеру <sup>3)</sup>
Легкі транспортні засоби (LDV)	Пасажи́рські легкові автомобілі	Так	Так	Так (Висока прогресивна шкала. Висока інтенсивність)
	Легкі комерційні транспортні засоби	Так	Так	Так (Середня прогресивна шкала. Середня інтенсивність)
Важкі транспортні засоби (HDV)	Автотранспорт загального призначення для перевезення вантажів і пасажирів	Так	-	Так (Середня прогресивна шкала. Низька інтенсивність)
	Автотранспорт спеціального призначення (будівельна техніка тощо)	Так	-	Так (Низька прогресивна шкала. Низька інтенсивність)
	Військовий автотранспорт	Добровільно	-	-
Механічні двоколісні транспортні засоби		Так	-	Так (Висока прогресивна шкала. Низька інтенсивність)

Примітки: 1) Є обов'язковим як база для застосування фіскальних засобів, спрямованих на заохочення вибору на користь більш економічних транспортних засобів; 2) Залежно від маси транспортного засобу, поетапне впровадження; 3) Максимальний розмір податку, якщо показники економічності не визначено або на випадок недотримання нормативів економії палива.

**Рыжих Леонид Александрович**, к.т.н., доцент, профессор, кафедра автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета.

## **ОСОБЕННОСТИ УЧЕТА ВЛИЯНИЯ АБС НА ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Современные автомобильные транспортные средства АТС практически всех производителей оборудуются антиблокировочными системами (АБС). Основная задача этой системы обеспечить в процессе торможения АТС качение колес в любых сцепных, нагрузочных и скоростных условиях эксплуатации. Опыт эксплуатации более 20-ти лет этих систем показал высокую безотказность и работоспособность. При создании АБС производители в электронных блоках управления используют различные законы управления и различные алгоритмы их исполнения. Исходя из этого в соответствии с Правилами № 13 ООН (Приложения № 13) эффективность АБС оценивается коэффициентом использования реализуемой силы сцепления  $E$  в пятне контакта шины с опорной поверхностью. В соответствии с требованиями этих Правил этот коэффициент должен быть в пределах  $0,75 \leq E \leq 1,1$ . Нижняя граница коэффициента использования реализуемой силы сцепления характеризует минимальную эффективность, а верхняя граница этого коэффициента характеризует правильность определения грани блокирования автомобильных колес конкретного транспортного средства. Учитывая выше изложенное в эксплуатации при расследовании дорожно-транспортных происшествий (ДТП) объективное определение выходных параметров транспортных средств (тормозной путь, установившееся замедление, начальную скорость, время приведения тормозной педали в действие и т.д.) невозможно. На современном уровне развития автомобильных интеллектуальных систем самым доступным и объективным средством определения выходных параметров при торможении транспортного средства является запись, хранение и использование основных параметров характеризующих процесс торможения.

Это делается на основе электронного блока управления АБС. Самой передовой в этом отношении страной является США, которые на законодательном уровне узаконили такую систему для всех транспортных средств не зависимо от правообладателя. На кафедре автомобилей ХНАДУ разработана аналогичная система на основе электронного блока управления АБС, которая позволяет фиксировать, хранить и использовать основные выходные параметры процесса торможения: начальная скорость автомобиля, км/час; установившееся замедление, м/с; время приведения тормозной педали, с; время процесса торможения, с; тормозной путь; усилие на тормозной педали, н; угол поворота рулевого колеса, рад.

**Серіков Георгій Сергійович**, к.т.н. доцент,  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ**

У наступний час практично всі провідні компанії-виробники автомобілів впритул зайнялися проектами по виробництву електромобілів. а відповідно, уже дуже скором споживачів не залишиться іншого варіанта, як придбати електромобіль. Раніше електромобіль здавався фантастичним засобом пересування, а вже на сьогоднішній момент немає ні однієї автомобільної компанії, яка б не випускала екологічно безпечний транспортний засіб. Уже зараз по вулицях нашого міста роз'їжджають еко-таксі фірми Nissan Leaf, багато автомобілів Chevrolet Volt, широко розповсюджені маленькі автомобілі Smart Fortwo Electric і звичайно неможливо не виділити брендові автомобілі фірми Tesla.

Ще одним популярним концерном по виробництву електромобілів є концерн BMW, який обладнав усім відомий Mini Cooper електричним двигуном. При повній зарядці даний електромобіль здатний проїхати дистанцію у двісті сорок кілометрів, час, який потрібно для заряду становить близько двох з половиною годин.

Автомобільна компанія PSA Peugeot організувала найбільше виробництво електромобілів на території Європи. Партнером французької компанії став японський концерн Mitsubishi, який надав для спільної розробки платформу електрокара і Мієв, який користується популярністю на території Японії вже не перший рік. Італійська компанія Tazzari запустила серійне виробництво зручного й невеликого електромобіля Zero. Теж можна сказати й про Nissan, який представив на ринку свій електромобіль Cube EV.

Відомий світовий виробник дизельних двигунів Cummins випустила вантажівку з електроприводом за назвою AEOS (рис. 1).

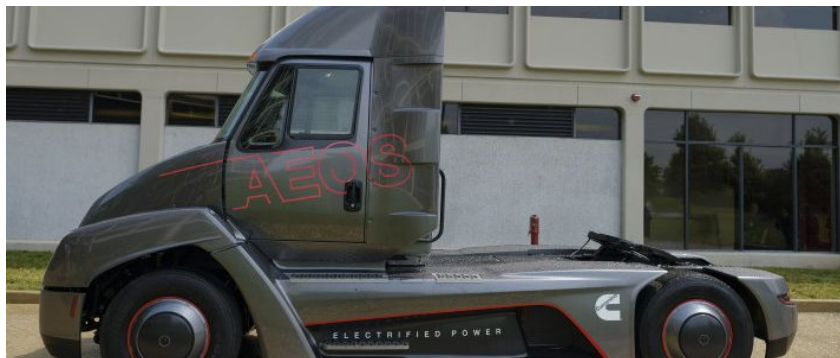


Рис. 1. Вантажівка AEOS з електроприводом фірми Cummins

Харківський національний автомобільно-дорожній університет бере активну участь у розробці й створенні гібридних і електромобілів. На кафедрі автомобільної електроніки зроблений електроквадроцикл (рис. 2).



Рис. 2. Електроквадроцикл, створений на кафедрі автомобільної електроніки ХНАДУ

Електроквадроцикл має наступні технічні характеристики: повна відсутність шкідливих викидів у атмосфері; максимальна швидкість: 40 км/годин; пробіг на одній зарядці до 50 км; тягова акумуляторна батарея, що не обслуговується, ємкість 60Ah 60В; електродвигун вентильного типу, потужність: номінальна 2,5кВт; пікова 6 кВт; ресурс акумуляторів 8 років. Час зарядки акумуляторів: 2 – 6годин в залежності від потужності мережі живлення. Маса електроквадроцикла 180 кг, маса причепа, що буксирується 350 кг.

Потреба в обслуговуванні мінімальна, рівень шуму 50 дБ. Можлива установка додаткового технологічного встаткування й дистанційного керування.

Висновок. Вітчизняні технології автомобілебудування помітно відстають від традиційних західних технологій. Повторення західних технологій не має перспективи. Удосконалювання традиційних технологій не приносить помітних успіхів. Гібридні технології дозволяють принципово розв'язати сучасні проблеми автомобілебудування. Застосування електропривода дозволяє принципово розв'язати екологічні й енергетичні проблеми сучасних транспортних систем. Найбільші автомобільні компанії миру ведуть розробку електромобілів.

Гідності паливних елементів спонукують численні компанії вкладати величезні кошти в їхню розробку. Численні переваги паливних елементів не можуть у цей час переважити їхній єдиний недолік - високу вартість.

Розвиток технології транспорту з електродвигуном дозволяє підвищити технічний рівень сучасного електромобіля.

У результаті виконаних досліджень створений електроквадроцикл, розраховані його технічні характеристики, розроблені критерії й параметри оцінки ефективності його експлуатації.

## ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ БОРТОВИХ ЗАРЯДНИХ СТАНЦІЙ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

Виробники автомобілів стурбовані екологічною ситуацією на планеті, однак для них виробництво електромобілів є в першу чергу вигідним бізнесом. На сьогоднішній момент електромобілі дуже затребувані споживачами. У зв'язку з постійними економічними кризами споживачі стали більш розумно вибирати товар і віддавати перевагу тим автомобілям, які є найменш витратними. Найвідомішою автомобільною компанією сучасності, яка робить легкові електромобілі, є північноамериканська компанія Tesla (рис. 1).



Рис. 1. Електромобіль фірми Tesla

Перевагами даного електромобіля є можливість пересування без зарядки чотириста вісімдесят кілометрів, а заряджається він усього за сорок п'ятьхвилин. Однак для такої швидкої зарядки необхідно застосовувати зарядні станції стандарту DC Level 2 (L3), що дозволяють заряджати електромобіль струмом до 200 А при напрузі 500 В. Ці зарядні станції в Україні не встановлені через велику споживану потужність ( до 100 кВт) і високої вартості.

Другою частиною зарядної станції є блок, установлений в електромобілі. Використання високих потужностей водіяма накладає на зарядні станції певні вимоги по проведенню процесу зарядки й контролю безпеки. Виробники зарядних станцій і електромобілів керуються міжнародним стандартом, що описує протокол зарядки J1772.

Для підвищення безпеки процесу зарядки в зарядних станціях електромобілів застосовують спеціалізовані рознімання із вбудованими датчиками перегріву контактів (рис. 2).

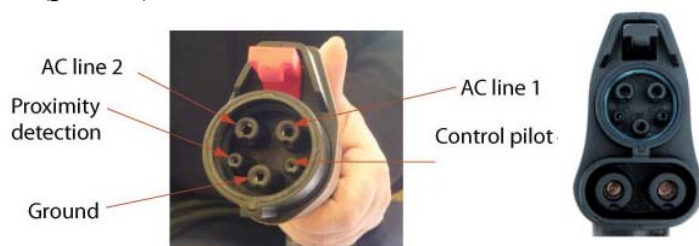


Рис. 2. Спеціалізовані рознімання зарядних станцій

Сам процес зарядки відбувається в автоматичному режимі, для того щоб максимально виключити людський фактор.

Відповідна частина рознімань у виробників різняться залежно від регіону, куди поставляється електромобіль (рис. 3).



Рис. 3. Рознімання електромобілів Tesla для євrorинку й США

Для сумісності рознімань електромобілю та зарядних станцій застосовуються перехідники (рис. 4).



Рис. 4. Перехідники, застосовувані для різних рознімань

На кафедрі автомобільної електроніки Харківського національного автомобільно-дорожнього університеті створюють гібридні та електромобілі, вирішують проблеми удосконалення зарядних станцій для електромобілів, підвищення ефективності їхньої роботи.

Була розроблена автоматична зарядна станція, що дозволяє заряджати електромобілі, що підтримують протокол зарядки J1772. До таких електромобілів відносяться електромобілі Nissan і Tesla.

### Література

1. <http://tesla-automobile.ru>
2. <https://ecotechnica.com.ua/stati/291-tesla-model-s-luchshij-elektrokar-v-mire-karakteristiki-foto-video.html>
3. Бажинов О.В. Конверсія легкового автомобіля в гібридний / О.В. Бажинов, В.Я. Двадненко, М. Хакім. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 200 с.

Сітовський Олег Пилипович, к.т.н., доцент, sitovsky@ukr.net  
Мазилюк Павло Вікторович, аспірант, mazylyuk@ukr.net  
Кришук Ярослав Леонідович, магістрант, yaruk1414@gmail.com  
Луцький національний технічний університет

## ОБГРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ «НАКАТУ» ДЛЯ РУХУ КТЗ

Сьогодні паливна економічність колісних транспортних засобів (КТЗ) залишається активно вираженою проблемою. Вартість палива становить значну частину витрат на експлуатацію КТЗ, і цей показник, продовжує зростати [1].

Аналіз режимів руху КТЗ за їздовими циклами та в реальній експлуатації показує значну нерівномірність їх руху.

Так під час експериментальних досліджень у Луцькому НТУ отримали графік руху автомобіля на двох однакових відрізках (рис. 1) [2]. Звідси можна побачити, що велика кількість прогнозованих і непрогнозованих перешкод підвищують частку розгону, сповільнення та простою, звідси зменшується суттєво час руху з постійною швидкістю. Це призводить до підвищеної витрати палива і збільшення шкідливих викидів.

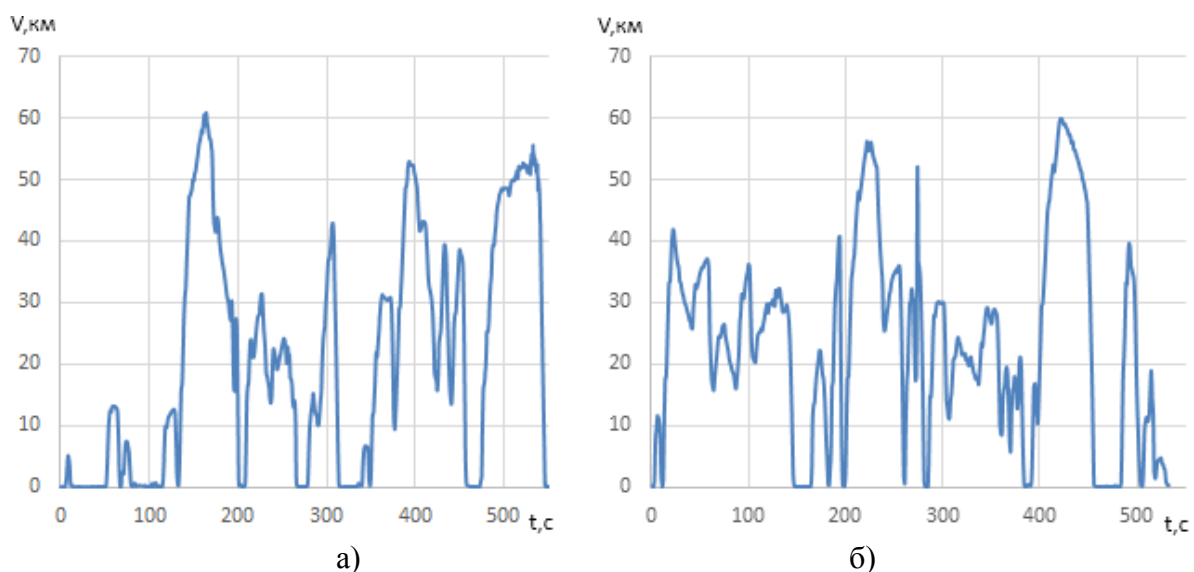


Рис. 1. Графік руху автомобіля по місту Луцьку: а – вул. Конякіна – пр. Перемоги;  
б – пр. Перемоги – вул. Конякіна

Фірма Kia Motors, враховуючи дані обставини, на свої автомобілі почала встановлювати запатентовану корейську систему «ISG Idle Stop & Go». Ця система автоматично глушить двигун під час стоянки і знову запускає його при натисканні на педаль управління дроселем [3]. У міському режимі роботи, в умовах дорожніх пробок і постійних зупинок автомобіля, система ISG істотно скорочує витрату палива і викидів  $\text{CO}_2$  (на 15%). При змішаному циклі руху, система ISG скорочує витрату палива і викидів  $\text{CO}_2$  на 6% [4].



Дослідження, проведені під час руху автомобілів в місті, а також аналіз міських їздових циклів показують, що режим встановленого або квазівстановленого руху становить до 30%, сповільнення до 20% від загального часу. Разом це становить майже половину часу поїздки.

Для покращення паливної економічності КТЗ необхідно вдосконалювати режим руху КТЗ на цих ділянках. Для цього можна запропонувати використовувати по режим руху - «накат». Під час руху накатом опір руху КТЗ є мінімальним, так як двигун від'єднаний від ведучих коліс і не гальмує, ДВЗ при цьому може працювати в режимі холостого ходу або може бути зовсім вимкненим. Відповідно це значно зменшує витрату палива.

Для зручного використання «накату», необхідно внести деякі зміни в конструкцію трансмісії КТЗ. Це може бути: зчеплення з автоматичним вмиканням-вимиканням; зчеплення з муфтою вільного ходу.

Застосування таких змін в конструкції трансмісії дасть можливість водієві без відволікання від керування КТЗ постійно застосовувати режим руху «накатом». Під час застосування даного режиму руху необхідно враховувати дорожню обстановку, стан дорожнього покриття та інші фактори, які впливають на безпеку руху. Для вмикання режиму «накату» може застосовуватись мікропроцесорна техніка.

**ВИСНОВОК.** Для подальшого покращення паливної економічності КТЗ може застосовуватись режим руху «накатом». Під час руху «накатом» найбільш ефективно буде використовуватись накопичена автомобілем кінетична енергія.

Особливо просто і зручно можна буде організувати використання режиму «накату» на КТЗ з гібридним або електричним приводом.

## Література

1. Паливна економічність автомобіля, питома витрата палива. [Електронний ресурс] // <http://ekopalyvo.com/palivna-ekonomichnist-avtomobilya-pitoma-vitrata-paliva/> (Дата звернення 11.09.2015).
2. Мазилук П. В. Дослідження режимів руху автомобілів в міських умовах / В. Л. Деркач, П. В. Мазилук // Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів: збірник тез доповідей науково-практичної конференції 8–11 вересня 2015 року. Одеса – Коблево. – Одеса: Військова академія, 2015. – С. 309-312.
3. ISG Idle Stop & Go. [Електронний ресурс] // <http://kia-website.spitfirecreative.net/about/technology/idle-stop-and-go.aspx> (Дата звернення 19.09.2017).
4. Паливна економічність автомобіля, питома витрата палива. [Електронний ресурс] // <http://autotime.in.ua/kia-seed-with-isg-stop-start/> (Дата звернення 12.10.2010).

## **Секція 2.**

# **ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС АВТОМОБІЛІВ**

**Gritsuk Igor**, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,  
*Kharkiv National Automobile and Highway University, gritsuk\_iv@ukr.net*

**Volkov Vladimir**, Doctor of Technical Sciences, Full Professor,  
*Kharkiv National Automobile and Highway University, volf-949@ukr.net*

**Mateichyk Vasyl**, Doctor of Technical Sciences, Full Professor,  
*National Transport University, Ukraine, wmate@ukr.net*

**Simonenko Roman**, Leading Researcher,  
*State Enterprise «State Road Transport Research Institute», rsymonenko@insat.org.ua*

**Volkov Jury**, graduate student,  
*Kharkiv National Automobile and Highway University, yura\_volkov\_88@mail.ua*

**Sadovnik Ivan**, graduate student,  
*National Transport University*

## **CYBER PHYSICAL MONITORING TRANSPORT TECHNICAL CONDITION**

The quality of transport services depends on the reliability and satisfactory operation of all its components. Therefore, remote online mode to obtain information about the condition and positioning of each car is one of the essential services for trouble-free operation of cyber physical transport system constructed by Internet of Things technologies.

The innovative idea of intelligent cyber physical transport system (ICTS) is not inform after the accident fact by using contents of the black boxes, but to prevent collision on the basis of continuous monitoring. In order to ensure the timeliness and accuracy of parametric information delivering it is necessary to diversify telecommunication channels of data from each vehicle to the control cloud.

It is necessary to use the channels of satellite and differential positioning GPS, GLONASS, mobile channels, telematics, including online Wi-Fi-car communication with each other and with the road infrastructure transponders (wireless protocol Wi-Fi, 802.15.4, BT, Lora, Cellular). Thus, ICTS allows remotely monitoring the car parameters and the transports route, performing diagnostics, simple repairs and emergency control of a vehicle in the critical situations.

For the implementation of the mentioned services within ICTS computing components are leveraged as on-board vehicle equipment, specialized applications, transceivers, electronic gadgets including mobile [1].

On the side of the cloud control and monitoring should be fog network of transponders mounted in the road infrastructure for telemetry data collection and transmission to the local and/or global big data centers. Services of traffic control clouds perform data analysis on each vehicle and local traffic situations with the subsequent sending actuation signals to drivers and traffic lights.

Cyber physical infrastructure of the exact transport monitoring and control contains each vehicle cloud office [2], interacting with telematics module satellite navigation and communications, driver, on-board monitoring system, storage and data transmission, automatic vehicle identification means.

Extremely important innovation is an anonymous delegate of his vehicle positioning and routing to the cloud service of monitoring and traffic control. This makes it possible to optimize traffic flows in the local and global scale by issuing recommendations for moving through the problem traffic area when booked route in advance. For the driver's knowledge of traffic conditions on the movement route would eliminate the emergency situation on the basis of accurate prediction of traffic signals and collision with the car driving out from the visually closed crossings. This vital information should be supplied to the vehicle screen from cloud service in order to warn the driver of a possible collision, while maintaining the same motion parameters.

Cloud micro services of the transport enterprise include functionality: protection, storage and analysis of data, vehicle identification, monitoring and diagnostics of technical condition, prediction of operational parameters of the vehicle components [3], the control operability of the vehicle park [4]; monitoring the impact of transport on the environment and decision-making to prevent its contamination; energy saving [5, 6, 7].

Thus, the positioning and monitoring of the vehicles positioning and movement in automobile companies and their subsequent cloud management enables to optimize the execution of orders for transportation of passengers and cargo, significantly reduce material and/or time-consuming. It should be noted that the monitoring parameters of the technical condition of vehicles in the framework of cloud services enables transport companies to eliminate accidents in the operation of road transport, and thus to significantly increase revenues.

### References

1. Vlasov V.M., Nikolaev A.B., Postolit A.V., Prihodko V.M. Information technologies in road transport. M.:Nauka, 2006. – 283 p.
2. Osipkov, V., Ksenevich, T., Belousov, B., Karasev, O. «Intelligent Transport Systems: Revolutionary Threats and Evolutionary Solutions,» SAE Technical Paper 2016-01-0157, 2016, doi:10.4271/2016-01-0157.
3. Volkov V.P., Gritsuk I.V. Technical Regulations and results of information software system «MonDiaFor HADI-15: monitoring, diagnosis, forecasting technical condition of the vehicle under ITS». Certificate of copyright number registration 64765 of 04/04/2016. Application of 10.02.2016№65240.
4. Volkov V.P., Komov P.B., Technical regulations software «virtual operator» NADI-12 during normal operation. Certificate of copyright number registration 47230 from 01.15.2013. Application from 15.11.2012 №47522.
5. Xiu-xing Yin, Yong-gang Lin, Wei Li, Hang-ye Ye, Ya-jing Gu, Hong-wei Liu. «Reproduction of five degree-of-freedom loads for wind turbine using equispaced electrohydraulic actuators», Renewable Energy 83 (2015): 626–637.
6. Ya-jing Gu, Xiu-xing Yin, Hong-wei Liu, Wei Li, Yong-gang Lin «Fuzzy terminal sliding mode control for extracting maximum marine current energy», Energy 90 (1) (2015): 258–265.
7. Hahanov, V., Gharibi, W., Litvinova, E., Chumachenko, S., Ziarmand A., Englesi I., Gritsuk I., Volkov V., Khakhanova A. «Cloud-Driven Traffic Monitoring and Control Based on Smart Virtual Infrastructure,» SAE Technical Paper 2017-01-0092, 2017, doi:10.4271/2017-01-0092.

**Gritsuk Igor**, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,  
*Kharkiv National Automobile and Highway University, gritsuk\_iv@ukr.net*  
**Aleksandrov Valery**, Doctor of Technical Sciences, Full Professor,  
*Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture, avd-crystal@mail.ru*  
**Sobol Oksana**, Candidate of Technical Sciences (PhD), Associate Professor,  
*Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture, cluck@mail.ru*  
**Sobolev Aleksandr**, Candidate of Technical Sciences (PhD), Associate Professor,  
*Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture, trashover@ukr.net*  
**Verbovskiy Valeriy**, Senior Research Fellow,  
*Institute of Gas of the National Academy of Sciences of Ukraine,*  
*vverbovskiy@teplosoyuz.com*  
**Krasnokutskaya Zoe**, Senior Research Fellow,  
*National Transport University, zoya.dvz@gmail.com*

## **JUSTIFICATION FOR THE APPLICATION OF HEAT-ACCUMULATING MATERIALS WHILE DESIGNING PHASE TRANSITION HEAT ACCUMULATORS OF ICE AND VEHICLE TAKING INTO ACCOUNT HYSTERESIS EFFECTS WHILE MELTING AND CRYSTALLIZING THEM**

The perspective trend to improve the indices of vehicle engine cooling systems is the introduction of modern recourse-saving environmentally friendly technologies into the processes of their operation. At the same time the structure of cooling system elements is being improved, its adaptation to the conditions of operation is being realized etc. One of the most efficient methods of safe utilization of engines and vehicles is the development and utilization of complex systems of combined warming-up on the basis of phase transition heat accumulators.

Thermal control of a vehicle engine operation is a key aspect of the development of a vehicle warming-up systems. The use of heat accumulators and phase transition heat-accumulating materials is perspective. The given article describes the ways of improving thermal properties of phase transition heat-accumulating materials in the processes of their designing, the effectient ways of heat transfer from phase transition heat-accumulating materials to heat carrying agent of heat accumulators and then to vehicles. To create reliable phase transition heat-accumulating materials, different ways of their realization are suggested. One of them is the construction of the corresponding phase diagrams to determine an optimal composition of phase transition heat-accumulating materials with higher thermal properties to operate in a given temperature range. Another way is to study thermal hysteresis phenomena in melting and crystallization in order to increase the efficiency of phase transition heat-accumulating materials. The application of a contact heat accumulator for long-term storage of a vehicle with disabled engine has been considered. Its feature is that the heat accumulator in this case utilizes the stored thermal energy of a vehicle engine radiation. The results of experimental studies of a phase transition contact heat accumulator of a vehicle engine with possible changes of the parameters under measurement taking into account hysteresis effects are presented. In general, the given results are recommended to justify the use of heat storage materials while designing vehicle engine heat accumulators. The features of the heat accumulator under study technology are selected depending on vehicle operational requirements and purposes.

**Аргун Щасяна Валіковна**, к.т.н., shasyana@gmail.com  
**Гнатов Андрій Вікторович**, д.т.н., проф., kalifus76@gmail.com  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **СОНЯЧНІ ЗАРЯДНІ СТАНЦІЇ ЯК НЕВІД'ЄМНА ЧАСТИНА ТРАНСПОРТНОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ**

**Вступ.** Різке погіршення екології призвело до потреби припиняти забруднювати оточуюче середовище. Одним з важливих кроків у цьому є переорієнтування автовиробників на виробництво електричних авто. Та для користування електрокарами важливо забезпечити транспортну інфраструктуру зарядними станціями.

Загально відомо, енергія, що споживається сучасними електричними машинами, виробляється на твердо- і рідино-паливних електростанціях, які також суттєво забруднюють навколишнє середовище. На допомогу у вирішенні цієї проблеми приходять поновлювані екологічні джерела енергії, тому у всьому світі йде їх активний пошук і розробка. Зокрема, для електромобілів найбільш придатним і перспективним є перетворювачі сонячної енергії в електричну.

**Аналіз публікацій.** Сонячна енергетика поступово стає частиною нашого життя [1–9]. Цей напрямок має обмежений потенціал, але збільшення споживання електроенергії за рахунок розвитку електромобілебудування змушує використовувати всі існуючі можливості.

Сонячні панелі можуть застосовуватися як на самому електромобілі для зниження навантаження на акумулятори, так і в якості основного джерела енергії на станціях зарядки [1-9].

**Метою роботи** є огляд розвитку існуючих сонячних зарядних станцій для електричного транспорту у всьому світі, задля подальшого поширення такого досвіду в Україні.

### **Сонячні зарядні станції**

Цікавим прикладом сонячної електростанції є Evergreen Solar Fuel Station (ESFS) (Франкфурт) [1]. У спекотний сонячний літній день вона виробляє близько 21 кВт·год, забезпечуючи безкоштовну зарядку акумуляторів для невеликих електричних транспортних засобів, включаючи велотаксі, сігвеї, електричні велосипеди і скутери. ESFS складається з шести завантажувальних портів, кожен з яких отримує енергію від сонячних панелей, розташованих на даху будівлі. ESFS знаходиться у великому торговельному районі, що дозволяє водіям заряджати свої транспортні засоби під час того, поки вони ходять по крамницях.

Beautiful Earth Group solar EV Charger (BEG) – перша в Нью-Йорку сонячна зарядна станція. Вона має фотогальванічні ґрати (5,6 кВт), що встановлені поверх морських контейнерів. Енергія виробляється фотоелектричними панелями Sharp потужністю 235 Вт [2].

На заводі General Motors в Детройті побудовано одну з найбільших наземних зарядних станцій – Hire Electric, потужністю 126 кВт [3]. Вона складається з 528 модулів SolarWorld SW240 і з 12 зарядних станцій.

E-Move Charging Station – один з різновидів компактних стоянок-зарядок для електричних скутерів і електромобілів. Енергію постачають вісім монокристалічних фотогальванічних елементів номінальною потужністю 1,8 кВт [2].

Цікавий приклад – станції Evoasis Solar Charging Station, бо за основу взяті занедбані бензоколонки Лондона. Всередині розташовано невелике кафе [2].

Geotecturas Green Gasoline Station – це приклад ефективного використання простору. Слід зазначити, що поруч побудовані вітрогенератори на той випадок, якщо сонячної енергії буде недостатньо [2].

Envision Solars Solar Groves (Сонячний Гай) це автостоянка і електрозаправка одночасно. За словами виробників, енергії, що виробляється фотоелементами, вистачить на нічне освітлення і зарядку цілого парку електромобілів [2].

Energy Forest (Енергетичний ліс) – поєднує в собі виробництво енергії з сонця і вітру. Зарядка відбувається від електричних «дерев», панелі яких, як живі рослини, самі повертаються до сонця [2].

І, нарешті, українська компанії. Smart-Eco – виробник домашніх сонячних зарядних станцій для електрокарів. Вона цілком може конкурувати з аналогічними американськими розробками, бо коштує в 5 разів дешевше [4].

Неможна не сказати про зарядні станції української фірми e-line. CH-150, призначені для швидкісного режиму зарядки електротранспорту (від 15 до 30 хв) по стандартам CHAdeMO і CCS. Конструкція станції поєднує в собі високі функціональні вимоги (зарядна станція, джерело електроенергії на сонячних панелях і навіс) [5]. Завдяки сонячним панелям, станція може працювати в черговому режимі, при відключеному зовнішнього електропостачання.

**Висновки.** Нажаль, обмежений об'єм тез не дозволяє більш широко показати розвиток сонячних зарядних станцій у світі, але навіть з цього огляду можна чітко побачити тенденції в цій сфері, які підтверджують необхідність в Україні поширювати сонячну енергетику в транспортну інфраструктуру задля покращення екологічного стану країни і енергетичної незалежності.

## Література

1. Evergreen Solar Gas Stations Come To Germany // Матеріали сайту – 2009. – Режим доступу: <http://www.solarfeeds.com/evergreen-solar-gas-stations-come-to-germany>.
2. Солнечная энергия для электромобиля // Матеріали сайту – 2011. – Режим доступу: <http://ecocconceptcars.ru/2011/02/solnechnaja-jenergija-dlja.html>.
3. Hire Electric устанавливает самую большую в мире солнечную зарядную станцию Germany // Матеріали сайту – 2010. – Режим доступу: <http://autogreenmag.com/2010/12/02/hire-electric-installs-washingtons-largest-solar-powered-charging-station/>.
4. Український виробник пропонує домашні сонячні зарядні станції для електромобілів від 24000 грн // Матеріали сайту – 2015. – Режим доступу: <http://ecotown.com.ua/news/Ukrayinskyu-vyrobnyk-proponuye-domashni-sonyachni-zaryadni-stantsiyi-dlya-elektromobiliv-vid-24-000-/>.
5. Солнечная станция // Матеріали сайту – 2017. – Режим доступу: <http://e-line.ua/ru/shop/solar-station/>.

Аулін В.В., д.т.н., проф., AulinVV@gmail.com  
Гриньків А.В., аспірант,  
Голуб Д.В., к.т.н, доц.,  
ЦНТУ

## **КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ В ОРГАНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ**

Основним видом контролю технічного стану засобів транспорту (ЗТ), при їх використанні в сільськогосподарському виробництві (СГВ) за призначенням, є діагностика, яка проводиться з метою отримання інформації про фактичний стан ЗТ і їх складових одиниць на момент перевірки. Це дозволяє визначити обсяг робіт технічного обслуговування (ТО) для підтримки ЗТ в справному або працездатному стані. Отримання інформації про фактичний технічний стан на момент контролю [1] відіграє значну роль не тільки в забезпеченні та підтримці встановленого рівня надійності систем, агрегатів і ЗТ в цілому, але й дає можливість дотримання вимог по безпеці виконання сільськогосподарських робіт та підвищення ефективності використання ЗТ в СГВ.

Через те, що об'єм діагностичних операцій для ЗТ складає порядку 30% від загального об'єму операцій ТО і ремонту [1], то важливим є підвищення контролепридатності та необхідність вдосконалення методів технічної діагностики. Це підтверджується і динамікою підвищення питомої трудомісткості діагностичних операцій, яка безперервно зростає [2]. Врахування цієї тенденції контролю, для визначення технічного стану ЗТ, дає змогу подальшого розвитку та використання системи технічної діагностики (рис. 1).

Основними складовими системи технічної діагностики є: об'єкти діагностування; засоби діагностування; персонал; технічна документація. Система технічної діагностики повинна враховувати ряд особливостей, характерних для ЗТ у СГВ, як об'єкта діагностування. В основному це специфіка умов експлуатації ЗТ, багатоелементність структури та різноманітність фізичних робочих процесів ЗТ, як об'єкт діагностування, в певний момент часу, має свої значення діагностичних параметрів, які визначають базу даних його технічного стану. У цьому напрямку основним завданням є вибір раціональної номенклатури діагностичних параметрів, які точно і достовірно оцінюють технічний стан систем і агрегатів ЗТ [3].

Відомо, що достовірність постановки діагнозу визначається повнотою оцінки технічного стану систем та агрегатів ЗТ, яка залежить від сутності і числа його параметрів. У найпростішому випадку вимірюють один з найбільш важливих параметрів. Повний опис стану об'єкта діагностування [4] визначають за множиною незалежних між собою параметрів, що характеризують відмінність структури або функцій систем і агрегатів ЗТ від їх прототипів з ідеальним технічним станом. На практиці доцільно здійснювати вибір раціональної сукупності діагностичних параметрів, яка дозволяє дати об'єктивну оцінку про технічний стан об'єкта діагностування. В такому випадку вирішення проблеми відбору інформативних діагностичних параметрів значно зменшить розрахунковий обсяг діагностичної бази даних, на основі якої встановлюється фактичний технічний стан та розробляються подальші стратегії технічної експлуатації.



Рис. 1. Узагальнена схема критеріїв оцінки системи технічної діагностики

Вирішення цього питання дасть обґрунтовану науково-технічну відповідь щодо забезпеченості необхідним діагностичним обладнанням для підтримання високого рівня технічного стану ЗТ.

### Література

1. Узгодження зміни технічного стану з раціональним вибором об'єкту діагностування / М.І. Черновол, А.В. Аулін, А.В. Гриньків // Вісник Інженерної академії України – 2015. – №.2. – С. 182-189
2. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану транспортних засобів на основі теорії сенситивів / В.В. Аулін, А.В. Гриньків // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів», ХНТУСГ ім. П.Василенка. – 2016. – №5. – С. 109-117
3. Использование теоретико-информационного подхода для анализа технического состояния топливной системы автомобиля / В.В. Аулин, А.В. Гриньков // «MOTROL» journal according of the Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, CULS/- 2016/- Vol/18, №2 – P.63-69
4. Використання діагностичної інформації про технічний стан транспортних засобів при прогнозуванні рівня їх експлуатаційної надійності / В.В. Аулін, А.В. Гриньків // Збірник тез доповідей ІХ Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та аспірантів «Підвищення надійності машин і обладнання», 15-17 квітня 2015 року, м. Кіровоград. – Кіровоград: КНТУ, 2015. – С.9-13



## ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ НА ІНТЕНСИВНІСТЬ ЗНОШУВАННЯ ШИН

Від клімату та пори року залежать температура навколишнього повітря і дорожні умови експлуатації автомобільних шин. Приміром у зимовий період знос шин зменшується на 30...40 % у порівнянні з літнім за рахунок кращого температурного режиму роботи. Водночас температура протектора є одним з основних факторів, що визначає інтенсивність зношування: погіршення міцнісних властивостей гуми і зменшення коефіцієнта зчеплення шини з дорогою.

За реальних умов експлуатації стирання протекторних гум відбувається за змішаним механізмом зношування. Сумарна інтенсивність зношування визначається співвідношенням окремих його видів, але при зміні умов експлуатації співвідношення та сумарна інтенсивність зношування можуть суттєво мінятися [1]. Стосовно великогабаритних шин позашляхового типу, що встановлюються на машинах з транспортною швидкістю руху до 60 км/год і експлуатуються на ґрунтових поверхнях та дорогах групи В, реалізується абразивний вид зносу.

Абразивний знос протектора доволі високий за низьких температур  $-40... -50\text{ }^{\circ}\text{C}$  внаслідок значної жорсткості гуми, а при підвищенні температури інтенсивність зношування спадає, проходячи мінімум  $-20...-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  [1], і зростає далі з підвищенням температури. При підвищенні температури навколишнього повітря від 8 до  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  інтенсивність витрати ресурсу шини збільшується майже втричі (рис. 1). Вплив температури поверхні дороги на інтенсивність зношування шин у діапазоні температур нижче  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  на сьогодні недостатньо досліджений. Тому в таких умовах на зміну інтенсивності зношування шин впливає залежність коефіцієнта зчеплення їх з поверхнею дороги від температури (рис. 2).



Рис. 1. Вплив температури повітря на інтенсивність витрати ресурсу шин

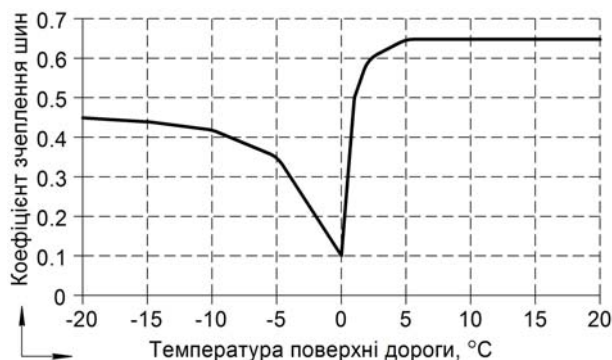


Рис. 2. Вплив температури поверхні дороги на коефіцієнт зчеплення шин

### Література

1. 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 : ТюмГНГУ, 2013. – Т. 4. – С. 14–16.

**Бодак Володимир Іванович**, к.т.н., доцент, maksim-bodak@meta.ua  
**Місан Сергій Іванович**, магістр,  
*Луцький національний технічний університет*

## **ВПЛИВ СТИЛЮ ВОДІННЯ НА ВИТРАТИ ПАЛИВА АВТОПОЇЗДОМ**

Однією з вагомих складових собівартості перевезень є витрати на паливо. Щоб звести ці витрати до економічно обґрунтованих, тобто до рівня витрат палива, що прописані заводом-виготовлювачем, окрім інших заходів, необхідно також навчити водія правильному стилю водіння.

Розгін автопоїзда не повинен бути затяжним в часі, його необхідно здійснювати динамічно. Оберти двигуна, при цьому, повинні бути в межах зеленого сектора тахометра. Не варто допускати роботу двигуна на низьких обертах, або на дуже високих. На високих обертах працює турбокомпресор і двигун починає споживати значно більше палива. Якщо дорожні умови дозволяють, автопоїзд необхідно вести плавно, без різкого прискорення або гальмування. Оцінити якість водіння на автомагістралях можна по діаграмному диску тахографа. Якщо лінія руху майже рівна, з незначними зубчиками – це правильний, економічний стиль водіння. Якщо на діаграмі різкі збільшення або зменшення швидкості з частими зупинками – це неправильний та неекономічний стиль водіння. При русі автомагістралями з якісним покриттям та неінтенсивним трафіком водій повинен користуватись основною системою гальмування тільки в екстрених випадках. Швидкість автопоїзда на автобанах необхідно знижувати моторним гальмом уповільнювачем, ретардером. Перехід з вищих передач на нижчі є також дуже ефективним способом зниження швидкості, особливо на слизькій дорозі. Використання моторного гальма уповільнювача на слизькій дорозі заборонено. Використання цього типу гальмування не тільки дає змогу економити паливо при русі в гірській місцевості але й швидко нормалізує температурний режим двигуна. Гальмівні системи деяких моделей тягачів передбачають при включенні моторного гальма легке пригальмовування напівпричепом. В горах для зменшення швидкості автопоїзда необхідно комбіновано користуватись моторним гальмом, ретардером, передачами, робочими гальмами.

Рух автопоїзда накатом заборонено. Економія палива таким способом неприпустима не тільки з міркувань безпеки. При русі накатом не відбувається подача масла в коробку переключення передач, або масло подається в недостатній кількості. Рух автопоїзда накатом може привести до поломки КПП.

До зменшення витрати палива веде зменшення аеродинамічного опору автопоїзда. Водію необхідно слідкувати за щільним шнуруванням причепа. При відсутності спойлера над кабіною необхідно його встановити.

При правильному водінні вдається значно зменшити витрати на паливо і таким чином зменшити собівартість перевезень.

## **УПРАВЛІННЯ ВАНТАЖООБІГОМ ТА УДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНСПОРТНОГО ПРОЦЕСУ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ МОЛОКА**

Одне із особливих місць у транспортному процесі доставки вантажів є такий швидкопсувний продукт як молоко і термін доставки якого досить обмежений. Для переробки молока необхідно виконувати ряд технологічних операцій, які також є тривалими. Як для транспортування, так і для зберігання молока існують відповідні вимоги і норми, дотримання яких може бути лише за умови високого технологічного оснащення. Нами досліджений на реальному прикладі вантажообіг молока у межах одного району та зробивши аналіз витратної частини, запропонували реорганізаційні механізми з удосконалення як транспортного обслуговування підприємств-виробників молока, так і зменшення частки загального вантажообігу при перевезенні молока за рахунок раціонального розміщення об'єктів переробки.

Досягнення поставленої мети дозволило зменшити частку транспортної складової в одиниці продукції та забезпечити доставку охолодженого молока без втрат його якісних властивостей.

Внаслідок довготривалого транспортування молока до переробних підприємств відбувається псування молока. Отже, у багатьох районах доцільно створювати середні за величиною пункти переробки молока - орієнтовані на переробку продукції великих господарств і прилеглих до нього менших з метою виготовлення якісних молочних продуктів та зменшення транспортної складової ціни одиниці цієї ж продукції.

Виходячи з потреб у сировині переробних підприємств, наявних запасів молока у господарствах регіону та відстані між об'єктами, нами складено оптимальний план-розподіл обсягів перевезення молока, який мінімізував вантажообіг перевезень (табл. 1).

За даними, представленими у табл. 1, визначено раціональні підприємства для організації переробних потужностей на їх базі. Для розміщення переробних потужностей у господарствах вибрані найбільш потужні і фінансово-стабільні. Такими господарствами є: СТОВ «АФ «Оржицька», ПСП «Лазірки», СТОВ «АФ «Куйбишево» та СТОВ «Зоря».

Проектовані переробні підприємства повинні забезпечити повний обсяг переробки молока, виробленого за рік – це 26296 тон і бути при цьому рівномірно завантаженими (в середньому 6500 тон на кожне підприємство). Таким чином, визначено оптимальний розподіл обсягів перевезення молока для проєктованих переробних підприємств району при повному задоволенні їхніх потреб (табл. 2).

Таким чином, визначено оптимальний розподіл обсягів перевезення молока для проєктованих переробних підприємств району при повному задоволенні їхніх потреб (табл. 2).

Таблиця 1 – Обсяг виробництва молока у господарствах району та відстані між ними і переробними підприємствами (Полтавська область)

Назви господарств	Обсяг виробництва молока, т/рік	Відстані між господарствами, км			
		СТОВ «АФ «Оржицька»	ПСП «Лазірки»	СТОВ «АФ»Куйбишево»	СТОВ «Зоря»
ПП»Воронинці»	275	22	9	8	30
ПСП «Лазірки»	3790	30	4	16	34
СТОВ «Україна»	1144	24	48	43	34
СТОВ «Селецька»	649	18	38	28	32
СТОВ «Лукім»я»	540	25	46	36	40
СТОВ «Дружба»	1599	15	26	20	10
СТОВ «Зоря»	3418	20	35	29	-2
ТОВ «Денисівське»	2063	6	29	21	9
СТОВ «Савинці»	2537	12	22	16	11
СТОВ «АФ»Куйбишево»	3713	21	14	3	26
СТОВ «АФ «Оржицька»	4870	2	27	20	16
СГВК «Плехів»	206	22	44	34	29
СФГ «Світанок»	15	20	42	31	23
СФГ «Каміла»	903	22	18	13	27
ТОВ «Пирятинська ПТФ»	574	21	45	34	30
Всього, т/рік	26296				

Таблиця 2 – Результати рішення транспортної задачі

Назви господарств	Обсяги виробництва, т/рік	СТОВ «АФ «Оржицька»	ПСП «Лазірки»	СТОВ «АФ» Куйбишево»	СТОВ «Зоря»
		Обсяги постачань, т/рік			
ПП»Воронинці»	275	0	275	0	0
ПСП «Лазірки»	3790	0	3790	0	0
СТОВ «Україна»	1144	1144	0	0	0
СТОВ «Селецька»	649	0	0	649	0
СТОВ «Лукім»я»	540	0	0	540	0
СТОВ «Дружба»	1599	0	506	0	1093
СТОВ «Зоря»	3418	0	0	0	3418
ТОВ «Денисівське»	2063	0	0	0	2063
СТОВ «Савинці»	2537	0	1100	1437	0
СТОВ «АФ»Куйбишево»	3713	0	0	3713	0
СТОВ «АФ «Оржицька»	4870	4870	0	0	0
СГВК «Плехів»	206	0	0	206	0
СФГ «Світанок»	15	0	0	15	0
СФГ «Каміла»	903	0	903	0	0
ТОВ «Пирятинська ПТФ»	574	560	0	14	0
<b>Вантажообіг, т·км</b>	<b>196174</b>	<b>35808</b>	<b>58869</b>	<b>65688</b>	<b>35809</b>

Даний розподіл забезпечує мінімальний вантажообіг перевезень і становить 196174 т·км.

## **ЕФЕКТИВНІСТЬ ПАКЕТУВАННЯ ТОВАРНОЇ ПРОДУКЦІЇ АПК ДЛЯ ЇЇ ЯКІСНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ**

Вартість транспортної складової процесу постачання, виробництва і розподілу може досягати третини ціни кінцевого продукту. Транспортні витрати в АПК України досягають понад 30% витрат на виробництво і реалізацію продукції. Одним з шляхів підвищення ефективності транспортного процесу в АПК є розширення його операцій пакуванням.

Варто зазначити, що витрати на упаковку і пакування вантажів складають в межах одного відсотку вартості доставки вантажів. В той же час, від якості цих операцій залежить не лише збереження продукції, але і витрати на виконання транспортного процесу. Раціональне пакування дозволяє використовувати дешевшу тару, зменшити трудомісткість вантажних робіт, скоротити втрати продукції, особливо сипких вантажів, істотно зменшити простої рухомого складу під навантаженням і розвантаженням, підвищити продуктивність навантаження на одиницю площі складських приміщень, зберегти товарний вид продукції, що є досить важливим фактором. У АПК доцільно пакувати продукцію рослинництва (крупни, борошно, овочі, оливу тощо), продукцію тваринництва (сир, яйця, молочні продукти, мед, консерви), добрива, пиломатеріали, будівельні матеріали, мастильні матеріали, запасні частини до машин і устаткування та інші вантажі. Однією з причин, які гальмують широке впровадження у виробництво інноваційних технологій пакування вантажів у АПК є відсутність порівняльної оцінки певних аспектів ефективності різноманітних переваг пакування. Отже, вирішення основних аспектів цієї проблеми є актуальні.

При застосуванні пакування продукції певні складові економічного ефекту постачальника визначають як за допомогою наступних напрямків реалізації останнього:

1. Перехід на дешевшу тару (наприклад, з дерев'яної тари на картонні ящики чи термоусадочну плівку);
2. Скорочення робочих, зайнятих на вантажних роботах;
3. Скорочення втрат продукції, а саме сипких вантажів в мішках (цемент, мінеральні добрива, цукор, борошно та ін.).
4. Скорочення потреби в складських площах в результаті підвищення продуктивності навантаження на одиницю площі при однаковій кількості продукції. Ефективність можна збільшити за рахунок висоти штабелювання пакованих вантажів;
5. Збереження товарного виду продукції;

6. Скорочення часу простоїв транспортних засобів при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт;

7. Скорочення часу простою транспортних засобів в очікуванні виконання вантажних робіт;

8. Розробка заходів з підвищення ціни на продукцію, яка поставляється в пакетах;

9. Реалізації пакетованої продукції за кордоном, обумовленої різницею між світовими і внутрішніми цінами:

Для широкого впровадження у виробництво технологій пакування необхідно розробити і реалізувати низку заходів, які пов'язані з наступними витратами: на розробку проекту пакування продукції АПК; на придбання піддонів для пакування; на придбання термоусадочної плівки для скріплення вантажів, сформованих в одному піддоні; на придбання засобів механізації навантажувально-розвантажувальних робіт і устаткування для формування і скріплення плівки; на виконання монтажних і пускових налагоджувальних робіт; на зарплату з нарахуваннями робітникам, які виконують скріплення вантажів на піддонах плівкою;

Отже, нами обґрунтовані основні напрямки для застосування пакування вантажів у АПК.

**Борисюк Дмитро Вікторович**, інженер,  
*Вінницький національний технічний університет, bddv@ukr.net.*

## **ФОРМУВАННЯ СЛОВНИКА ДІАГНОСТИЧНИХ ОЗНАК ПРИ ВІБРОАКУСТИЧНОМУ ДІАГНОСТУВАННІ**

Широке застосування систем діагностування, що забезпечують можливості пошуку несправностей механізмів і систем без їх розбирання, перехід від не ефективного планово-попереджувального ремонту до ремонту за фактичною необхідністю, оптимальне регулювання механізмів і прогнозування їх стану є важливим напрямком підвищення ефективності використання тракторів і автомобілів та інших технічних систем [1].

В даний час розробка процедур діагностування з метою визначення та прогнозування стану технічної системи найчастіше базується на інженерній інтуїції розробників продукції або практичному досвіді фахівців, що займаються її експлуатацією. Це не завжди дозволяє отримати оптимальні результати. Науковий підхід до розробки методів та систем діагностування більш опрацьований для виробів радіоелектронної промисловості, а проблемам діагностування механічних систем приділено менше уваги [2, 6].

При побудові систем діагностування виникає питання про розміри алфавіта класів станів діагностування  $W_i$  і словника діагностичних ознак  $u_j$ . Якщо зафіксувати розміри словника ознак, то розширення алфавіту класів приводить до зменшення достовірності діагностування. Розширення словника ознак, хоч і приводить до збільшення достовірності розпізнавання, але потребує збільшення затрат ресурсів на реалізацію системи.

Перелік класів розпізнавання станів визначається насамперед необхідною глибиною діагностування. Існує маса об'єктів, які потребують оцінки якості функціонування за принципом «добре-погано» («придатний-непридатний», «працездатний-непрацездатний», «справний-несправний» і т.п.). В цьому випадку добре працює метод дихотомії (поділ на два класи). Якщо ж необхідна глибина діагностування така, що потрібно виявити не тільки вихід з ладу кількох вузлів машини, але і вид, а також ступінь пошкодження кожного з них, завдання діагностування різко ускладнюється.

Завдання формування алфавіту класів розпізнавання станів, робочого словника діагностичних ознак і вирішальних правил класифікації взаємопов'язані, тому при виборі діагностичних ознак необхідно враховувати ряд вимог, що впливають із завдання оптимізації системи діагностування.

Раціональний вибір діагностичних ознак, тобто відповідним чином представлених характеристик коливальних процесів, чутливих до змін технічного стану об'єкта, значною мірою визначає успіх діагностування. Перш за все ознаки повинні бути однозначно пов'язані зі станом об'єкта і утворювати достатню систему для забезпечення достовірного діагнозу. Слід надавати перевагу ознакам з підвищеною чутливістю до розпізнавання дефектів, які дозволяють виявляти пошкодження машин на ранній стадії. Таким чином, ознаки повинні відповідати вимогам чутливості, інформативності, інваріантності до факторів,

що заважають забезпечувати необхідну глибину і достовірність діагностування, не ускладнюючи її процедуру і не збільшуючи вартість засобів діагностування. Така загальна постановка задачі [3, 4, 5, 7].

Очевидно, що найбільш корисними ознаками є ті, які інваріантні (нечутливі) до зміни всередині класу і різко змінюються при переході від одного класу до іншого.

У віброакустичному діагностуванні найбільш інформативними є такі характеристики, які мало змінюються від експерименту до експерименту при моделюванні одних і тих же параметрів технічного стану, тобто мають найменшу дисперсію за умови, що середні значення цих ознак для різних дефектних станів значно відрізняються один від одного.

Для виділення ознак, що володіють мінімальною дисперсією, будується кореляційна матриця ознак:

$$K = \begin{vmatrix} k_{11} & \dots & k_{1n} \\ \dots & \dots & \dots \\ k_{n1} & \dots & k_{nn} \end{vmatrix}, \quad (1)$$

в якій ступінь корелювання ознак визначається за формулою:

$$k_{ij} = \frac{\sum_{I=1}^q (u_{iI} - MU_i)(u_{jI} - MU_j)}{q-1}, \quad (2)$$

де  $MU_i$  – оцінка математичного очікування ознаки  $u_{iI}$ ;

$MU_j$  – оцінка математичного очікування ознаки  $u_{jI}$ ;

$q$  – число повторних експериментів.

Якщо ознаки незалежні, тобто  $k_{ij} = k_{ji} = 0$  і їх кореляційна матриця діагональна, легко встановити, які ознаки мають максимальну дисперсією і отже, більшу інформативність. Корельовані ознаки і ознаки, котрі володіють великою дисперсією, можуть бути виключені, що спрощує діагностичне обладнання і знижує його вартість.

При використанні діагностичних ознак отриманих шляхом розкладання віброакустичного сигналу по системі ортогональних функцій, кореляційна матриця завідомо є діагональною.

Відносно інформативності ознак можна помітити наступне: якщо під інформативністю ознаки розуміти кількість інформації, яке система розпізнавання отримує при вимірюванні цієї ознаки:

$$J(u_j) = H_0 - H(u_j), \quad (3)$$

то послідовна оцінка інформативності  $J(u_1)$ ,  $J(u_2)$ , ...,  $J(u_n)$  дозволила б ранжувати ознаки за величиною інформативності, а потім виключити ті з них інформативність яких низька, і тим самим скласти робочий словник ознак,



тобто мінімізувати опис об'єкта діагностування. У виразі (3) початкова ентропія системи:

$$H_0 = -\sum_{i=1}^m P(W_i) \ln P(W_i), \quad (4)$$

де  $m$  – кількість структурних параметрів;

$P(W_i)$  – апіорна ймовірність стану.

Ентропія після вимірювання ознаки  $u_j$ :

$$H(u_j) = -\sum_{i=1}^m P(W_i / u_j) \ln P(W_i / u_j), \quad (5)$$

$$P(W_i / u_j) = \frac{P(W_i) p_i(u_j)}{\sum_{i=1}^m P(W_i) p_i(u_j)}, \quad (6)$$

де  $P(W_i / u_j)$  – апостеріорна ймовірність віднесення стану розпізнавання об'єкта до класу  $W_i$ ;

$p_i(u_j)$  – умовна щільність розподілу ознаки  $u_j$  в  $W_i$ -му класі.

Одна з основних вимог до діагностичної ознаки - висока чутливість до зміни даного структурного параметра, тобто велика відносна швидкість його зміни від нормального стану механізму до дефектного:

$$J_j = (u_j^H - u_j^P) / u_j^P, \quad (7)$$

де  $u_j^H$  і  $u_j^P$  - значення діагностичних ознак при несправному і робочому станах механізму.

### Література

1. Малкин В.С. Техническая диагностика / В.С. Малкин. – СПб: Издательство «Лань», 2013. – 272 с.
2. Ананьин А.Д. Диагностика и техническое обслуживание машин / А.Д. Ананьин, В.М. Михлин, И.И. Габитов. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.
3. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
4. Балицкий Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, Н.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.М. Хомяков. - М: Наука, 1984. –120 с.
5. Костюков В.Н. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин / В.Н. Костюков, А.П. Науменко. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. – 360 с.
6. Зелінська О. В. Актуальні проблеми підвищення надійності та ефективності діагностування сільськогосподарської техніки / О. В. Зелінська, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська // Збірник наукових праць, серія «Галузеве машинобудування, будівництво» – Полтава. – 2009. – Випуск 3(25), Том 2. – С. 91–94.
7. Абрамов И.Л. Вибродиагностика энергетического оборудования / И.Л. Абрамов. – Кемерово, 2011. – 80 с.

## **КОНТРОЛЬ ХАРАКТЕРИСТИК АКТИВНИХ ПІДВІСОК АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЛІНІЇ ЕКСПРЕС-ДІАГНОСТИКИ**

Контроль і діагностика технічного стану рухомого складу автотранспорту з погляду безпеки руху є однією з найважливіших проблем, спричиненою швидким зростанням числа автомобілів у дорожньому русі й збільшенням швидкостей руху. Особливо важливий цей контроль для систем, технічний стан яких впливає на безпеку руху: гальмівна система, рульове керування, ходова частина, система освітлення й сигналізації. При державному технічному огляді основною задачею є перевірка відповідності технічного стану і устаткування транспортних засобів вимогам нормативних правових актів, правил, стандартів та технічних норм в області забезпечення безпеки дорожнього руху. Проведення планового техогляду транспортних засобів дозволяє виключити ймовірність аварійної ситуації на дорозі внаслідок наявності технічних несправностей.

В конструкції сучасних автомобілів використовуються адаптивні підвіски, які маю суттєві переваги перед підвісками, параметри яких не регулюються. У зв'язку з цим, набуває *актуальності* включення операцій контролю керованих підвісок нового типу до регламенту технічного огляду. Однак на підприємствах авто-сервісу не передбачено устаткування, яке дозволяє перевірити нормовані характеристики керованих підвісок. До того ж, не існує ніяких нормативних актів, що регулюють ці питання.

За типом керуючого елемента та видом параметра, що контролюється, активні підвіски можна поділити на три групи. В першій групі, для підвісок з керованими амортизаторами, контролюється процес демпфірування, в другій (керовані пружні елементи) – посадка кузова, в третій (керовані стабілізатор поперечної стійкості і важелі підвіски задніх коліс) – кути виставлення коліс. Слід розуміти, що кожна послідовна група активної підвіски виконує активні функції усіх попередніх груп керування [1].

Технологія інструментального контролю стану керованих підвісок зводиться до послідовного вимірювання параметрів: демпфуючих характеристик; положення кузова; кутового положення задніх коліс. При цьому, забезпечується варіація цих параметрів у межах діапазонів керування. Для вирішення першої задачі використовуються методи засновані на вимірюванні параметрів коливань кузова (амплітудний, «шок-тест», гальмування) чи колеса (BOGE/MAXA, EUSAMA) [2], а для аналізу положення кузова автомобіля розроблені електронні вимірювачі висоти посадки типу Hunter 20-1885-1. Щоб контролювати кутове положенням задніх коліс (підвіски третьої групи) використовуються стенди розвал/сходження. На сучасних станціях технічного обслуговування та сервісних послуг використовуються стенди розвал/сходження різного принципу побудування (лазерні, комп'ютерні за CCD-технологією, комп'ютерні за технологією 2D, 3D и 4D).

Організація системи контролю підвісок в обсязі періодичного технічного огляду є доцільним для відомчих вантажних автомобілів та рухомого складу пасажирських перевезень. Для технічної реалізації цієї задачі треба синтезувати вимірювальну систему, яка забезпечить контроль параметрів адаптивних підвісок будь-якого принципу побудування. Синтез системи полягає у: підборі устаткування під заданий клас автомобіля, його розміщенні на дільниці контролю під визначені умови проведення випробувань, компіляції програмного забезпечення окремих приладів в суцільну програму тестування. При цьому, слід враховувати додаткові обмеження пов'язані з апаратною сумісністю (фірми виробників), габаритами та вартістю устаткування.

Існують декілька методів контролю параметрів будь якої мехатронної системи автомобіля, в тому числі і адаптивної підвіски: тест-драйв на полігоні і у стаціонарних умовах; інтегрована самодіагностика; вимірювання структурних параметрів або вихідних параметрів. Найбільш об'єктивний контроль характеристик підвіски здійснюється на підставі аналізу її вихідних параметрів: вібраційної характеристики амортизаторів кожної стойки; висоти посадки кузова під кожним колесом; кутів встановлення кожного заднього колеса. Щоб реалізувати ці параметри в межах керування, треба активізувати відповідні виконавчі пристрої системи. Для цього використовується функція діагностичного сканера «активізація виконавчих пристроїв» [2].

До складу діагностичних ліній Європейського зразка входить тестер підвіски, цілком придатний для контролю керованих підвісок першої групи. Щоб забезпечити контроль вихідних параметрів активних підвісок другої та третьої групи керування можна використовувати 3D-стенди розвал/сходження, які мають потужну професійну програму та забезпечують оперативний контроль, як кутового положення коліс, так і посадки кузова відносно їх осей. Враховуючи необхідність прохідного контролю на лінії потрібен варіант стенду з кріпленням вимірювальної балки на стелі. Цим вимогам задовольняє стенд марки Hunter WA110/20LE02-421WM3. Програмне забезпечення Hunter 3D містить цілий перелік програмних модулів різного призначення, серед яких можна зазначити: дані для регулювання задньої осі (Shim Select II®); контроль переміщення важелів підвіски (СААМ®); «Вимірювання висоти посадки». Для використання сканера на постах діагностики широкого парку моделей автомобілів, доцільним є застосування програмних версій мульти-марочних системних сканерів. З метою мінімізації витрат на апаратну частину комплексу, *пропонується* компілювати програмне забезпечення комп'ютерних кабінетів окремих стендів і сканера в єдину програму тестування. Для зручності проведення контрольно-діагностичних робіт, доцільним буде використовувати безпроводний радіозв'язок між бортовим комп'ютером системи підвіски і кабінетом оператора.

### Література

1. Современные адаптивные подвески [Электронный ресурс]. – [2014]. – Режим доступа: <http://avtocrat.at.ua>.
2. Борошенко Ю.М. Діагностика мехатронних систем автомобіля / Ю.М. Борошенко, О.А. Дзюбенко, О.М. Биков: підручник. – Харків: ХНАДУ, 2015. – 330 с.

**Веснін Артем Вячеславович**, к.т.н., доц.  
**Почужевський Олег Дмитрович**, к.т.н.,  
**Градова Євгенія Олександрівна**, аспірант, eugeniyag@yandex.ua  
ДВНЗ «КНУ»

## **ПИТАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОСАМОСКИДІВ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ В УМОВАХ КАР'ЄРІВ КРИВОРІЗЬКОГО РЕГІОНУ**

Завдяки своїм перевагам у порівнянні з іншими видами транспорту, на відкритих гірничих розробках широко використовується автомобільний технологічний транспорт незважаючи на те, що це один із найбільш затратних способів транспортування, як з урахуванням капітальних вкладень, так і в плані експлуатаційних затрат.

Сучасний стан кар'єрів Криворізького регіону характеризується глибинами в 300...400 м, досягненням середнього ухилу технологічних трас величини 7%, постійним збільшенням відстаней транспортування гірничої маси та загальним ускладненням умов руху [1, 2, 3]. Зазначені фактори призводять до погіршення експлуатаційних показників роботи кар'єрних самоскидів, які виражаються в збільшенні витрат дизельного пального, а також зниженні середньотехнічної швидкості руху, збільшенні навантажень на вузли і агрегати трансмісії, ускладненні процесів маневрування при завантаженні – розвантаженні, що спричиняє збільшення тривалості транспортного циклу.

У транспортуванні гірничої маси, в переважній більшості, задіяні кар'єрні самоскиди виробництва «БЕЛАЗ–ХОЛДИНГ» серії 7513 вантажопідйомністю 130...160 т, що обладнуються електромеханічною трансмісією. Враховуючи те, що самоскиди зазначеної серії мають 7 модифікацій і крім того, для замовника можуть бути доступні 33 варіанти компоновки системи «дизельний двигун – тяговий електропривод», що безпосередньо впливає на тягово-швидкісні властивості машини в певних умовах експлуатації, тому вибір необхідної комплектації стає досить складним завданням.

Багаторічний досвід дозволяє відокремити декілька головних напрямків підвищення ефективності експлуатації великовантажних самоскидів, які активно експлуатуються на залізорудних кар'єрах. З позиції економії та заощадження [4]: удосконалення технології гірничих робіт; періодичне вдосконалення схеми розкриття родовища й транспортної системи; покращення навантажувально-розвантажувальних робіт за рахунок скорочення простоїв обладнання; оновлення парку технологічного транспорту шляхом заміни застарілих транспортних засобів новими; створення досконалої ремонтної бази та впровадження інноваційних рішень для діагностики, технічного обслуговування та ремонту рухомого складу; покращення стану технологічних трас, що дозволить максимально повно використати тягово-динамічні властивості машини. Найбільш суттєвий вплив мають гірничотехнічні умови експлуатації, а саме величина позовжніх ухилів, середня відстань перевезень та технічна швидкість, до того ж, аналіз

досліджень по витратах дизельного пального свідчить, що збільшення ухилу технологічних трас негативно відображається на експлуатаційних показниках.

Безпосередньо, ефективність експлуатації великовантажних кар'єрних самоскидів визначається дією комплексу організаційних, технічних та технологічних факторів, аналіз яких дозволяє встановити характер безпосереднього впливу кожного на ступінь використання рухомого складу. Виявивши закономірність впливу факторів на продуктивність роботи кар'єрних самоскидів виникає можливість максимально повно використовувати закладений в них потенціал.

З аналізу сучасних наукових джерел, а також журналів реєстрації потрапляння машин у зону поточного ремонту експлуатуючих підприємств, встановлено, що за останній час спостерігається інтенсифікація кількості відмов складових елементів електромеханічної трансмісії. При цьому значна частка відмов припадає на електричну частину трансмісії, а саме 62 % – тягові електричні машини, 9 % – на систему управління тяговим електроприводом [5].

Вірогідно що такий розподіл пов'язаний із складністю умов експлуатації техніки, а саме взаємодією параметрів і характеристик системи «дизельний двигун – тяговий електропривод».

Таким чином, з ускладненням гірничотехнічних умов експлуатації, а також, чіткою тенденцією до збільшення парку самоскидів із електромеханічною трансмісією, актуальною задачею стає пошук ефективних рішень направлених на зниження собівартості експлуатації шляхом створення дієвої методики вибору певної комплектації машини у відповідності до умов експлуатації. Саме це дозволить забезпечити оптимальні навантаження на окремі вузли і агрегати машини та відповідно отримати ефективні показники роботи і витрат пального. Тому, подальші дослідження направлені на встановлення залежностей ефективності показників роботи електромотор-коліс в різних гірничотехнічних та дорожньо-транспортних умовах.

## Література

1. Норми технологічного проектування гірничодобувних підприємств із відкритим способом розробки родовищ корисних копалин. – К.: Міністерство промислової політики України, 2007. – 224 с.
2. План развития сырьевой базы Северного горно-обогатительного комбината до 2015 года. – Кривой Рог: ОАО «Укргипроруда», 2010 – 108 с.
3. Сістук В.О. Підвищення показників маневреності кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією: дис. на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук : спец. 05.12.22 / Володимир Олександрович Сістук. – Кривий Ріг, 2014 – 171 с.
4. Казаріз О.А. Експлуатація кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією / О. А. Казаріз, А. О. Кулешов – М.: Недра, 1988.– 267с.
5. Веснін А.В. Порівняльний аналіз залізорудного і вугільного пилу у контексті їх впливу на наробіток компонентів електромеханічної трансмісії кар'єрних самоскидів / А. В. Веснін, В. О. Сістук, А. О. Богачевський // Вісник Криворізького технічного університету: Кривий Ріг. – КНУ, 2014. – Вип. 38. – С. 112–119.

**Волков Володимир Петрович**, д.т.н., професор, volf949@mail.ru

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

**Грицук Ігор Валерійович**, д.т.н., доцент, gritsuk\_iv@ukr.net.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

**Грицук Юрій Валерійович**, к.т.н., доцент, yurii.gritsuk@gmail.com.

*Донбаська національна академія будівництва і архітектури, м. Краматорськ*

**В.А. Кашканов**

**Волков Юрій Володимирович**, аспірант кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, yura\_volkov\_88@mail.ua.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАСОБАМИ ITS УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В ПРОЦЕСАХ МОНІТОРИНГУ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Для дослідження і оцінки умов експлуатації в процесах моніторингу параметрів технічного стану транспортного засобу (ТЗ) використовуються засоби моніторингу інфраструктури автомобільного транспорту і автомобільних доріг.

На рис. 1–3 показано робоче вікно для визначення транспортних і дорожніх умов експлуатації ТЗ на основі мережевих даних і програмного модуля (програми, електронного інформаційного модуля) Torque, Yandex.maps і (або), Google.maps. При наближенні до об'єкту дослідження можливо визначити особливості дорожнього покриття або дорожніх умов транспортних засобів в умовах експлуатації.



Рис. 1. Робоче вікно для визначення дорожніх умов експлуатації ТЗ на основі мережевих даних і програмного модуля Torque

На основі комерційної системи моніторингу транспорту Torque, Yandex.maps і (або), Google.maps на базовій платформі і робочому вікні (рис. 1–3)

надаються послуги супутникового спостереження і контролю через Web-інтерфейс за транспортними і дорожніми умовами експлуатації ТЗ, оснащеним бортовим інформаційним комплексом (БІНК) або будь-якими іншими комунікаторами з модулем GSM [1, 2].

Для визначення транспортних і дорожніх умов експлуатації ТЗ на основі мережевих даних і програмного модуля (програми, електронного інформаційного модуля) з урахуванням геолокації використовуються мережеві дані Yandex.maps і (або) Google.maps.

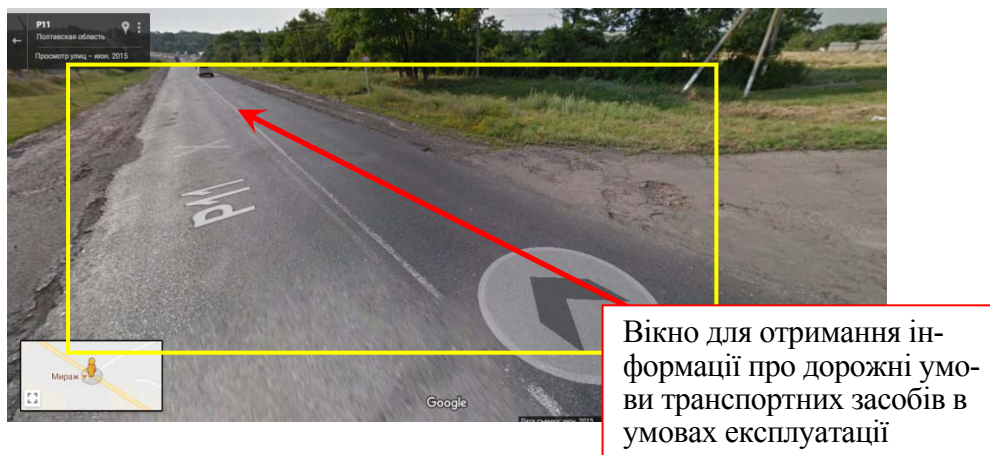


Рис. 2. Робоче вікно для визначення дорожніх умов експлуатації ТЗ на основі мережевих даних і програмного модуля Torque

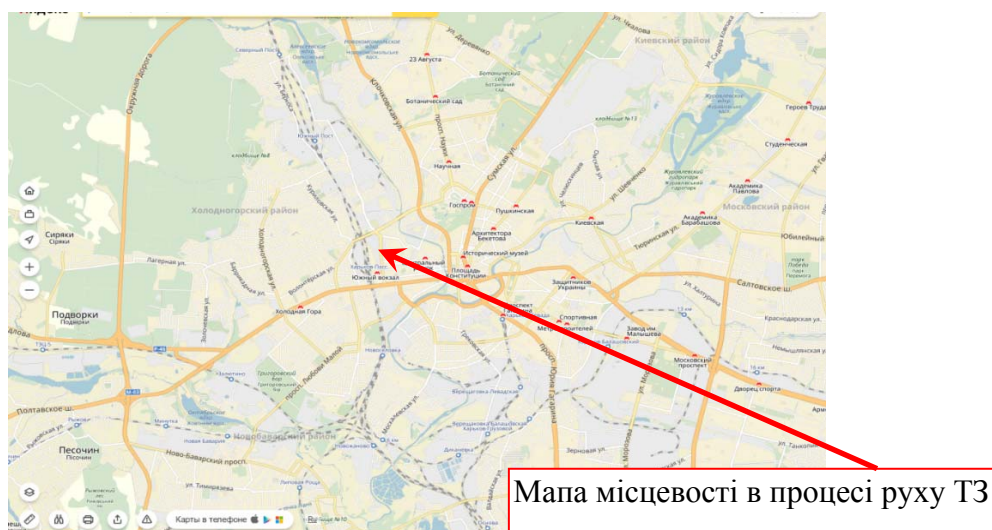


Рис. 3. Робоче вікно для визначення транспортних і дорожніх умов експлуатації ТЗ на основі мережевих даних і програмного модуля (програми, електронного інформаційного модуля) Yandex.maps і (або), Google.maps.

Yandex.Пробки або Google.Пробки – веб-сервіси компанії «Yandex» або «Google», що дозволяють отримати інформацію про дорожні пробки. Yandex.maps або Google.maps являє собою розширення функціональності, мають елементи соціальної мережі, є лідерами ринку «пробкових» сервісів [3–7].

Одним з основних джерел даних для Yandex.Пробки або Google.Пробки є дані, що передаються користувачами сервісів, на мобільних телефонах у яких запущені мобільні Yandex.maps або Google.maps. Крім того, для передачі даних

про пробки потрібен GPS приймач, або вже вбудований в телефон, або зовнішній, підключений через Bluetooth. Коли користувач пересувається на машині по дорозі, мобільні Yandex.Пробки або Google.Пробки передають його координати, напрямок руху і середню швидкість, розраховану GPS приймачем. Дані від користувачів передаються або раз в 30 секунд, або, при безперервному русі, по переміщенні на 200 метрів. Кожен пакет даних, що приходить від користувача, можна зобразити на карті у вигляді точки з напрямком і швидкістю. У процесі попередньої обробки точок визначаються вулиці, по яким проїхав користувач, і відновлюється маршрут, з урахуванням правил дорожнього руху. Для відновлення маршруту пересування використовуються мапи, до яких включено дані про типи доріг, дозволених поворотах, і пропускної здатності доріг. Після того, як відновлений маршрут, ще раз розраховується середня швидкість, з якою користувач проїхав ділянку дороги. Це потрібно для додаткової перевірки і уточнення швидкості, розрахованої GPS приймачем. Швидкість обчислюється за всіма відомій формулі  $\text{швидкість} = \text{відстань} / \text{час}$ . На наступному етапі аналізу маршрути користувачів, що проїхали за однією дорогою об'єднуються між собою, і обчислюється середня швидкість руху на пересічних ділянках маршрутів. В результаті цього отримуємо карту доріг міста з розставленими швидкостями руху. Обчислені дані про швидкості на дорогах оцінюються з урахуванням пропускної здатності доріг – наприклад, 40 км/год на МКАД це складне становище, а на вузькій вулиці в центрі – це вільний рух. Після всіх цих дій приймається фінальне рішення про те, вільна або завантажена вулиця, і на ній малюється зелена, червона або жовта стрілка. Коли запущені Yandex.Пробки або Google.Пробки, інтервал, за який враховуються зібрані дані, було встановлено в 30 хвилин. «Час життя» даних про вільні дороги – до 10 хвилин, даних про труднощі – до 20 хвилин, час життя даних про пробки залишився поки 30 хвилин - адже розсмоктуються пробки, на жаль, повільніше, ніж утворюються. Тому, обробка даних дозволяє отримати підсумкову картинку, максимально відповідну дорожній обстановці [3–7].

GPS-приймачі допускають похибки при визначенні координат, що ускладнюють побудову треку. Похибка може «змістити» автомобіль на кілька метрів в будь-яку сторону, наприклад, на тротуар або дах поруч розташованої будівлі. Координати, що надходять від користувачів, потрапляють на електронну схему міста, на якій якраз відображені всі будівлі, парки, вулиці з дорожньою розміткою та інші міські об'єкти. Завдяки цій деталізації програма розуміє, як насправді рухався автомобіль. Наприклад, в тому чи іншому місці машина не могла виїхати на зустрічну смугу або поворот був здійснений по дорожньої розмітки, не «зрізуючи» кут [8].

На рис. 4. показано робоче вікно для визначення атмосферно-кліматичних умов експлуатації ТЗ на основі мережевих даних і програмного модуля (програми, електронного інформаційного модуля) Meteoco, ready.arl.noaa.gov/READYsmet і (або) meteorprog.lv/ru/weather. На основі комерційної системи моніторингу транспорту з урахуванням атмосферно-кліматичних умов експлуатації ТЗ на основі мережевих даних Meteoco, ready.arl.noaa.gov/READYsmet і (або) meteorprog.lv/ru/weather на базовій платформі і робочому вікні надаються послуги супутникового спостереження і контролю через Web-



інтерфейс за транспортними і дорожніми умовами експлуатації ТЗ, оснащеним БІНК або будь-якими іншими комунікаторами з модулем GSM [9].

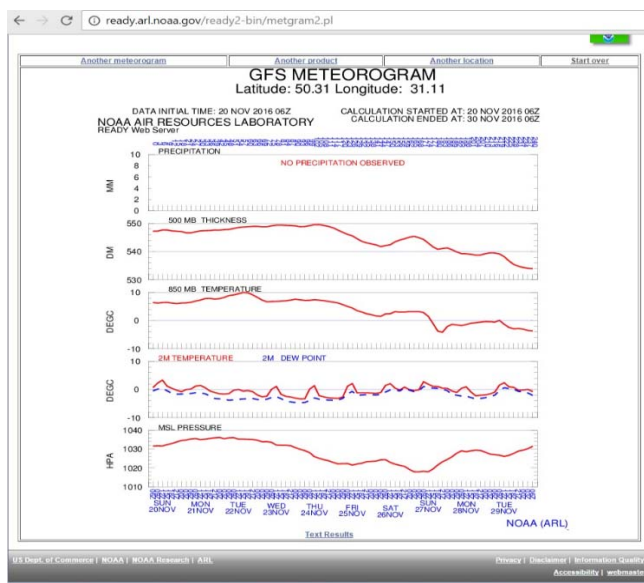


Рис. 4. Робоче вікно для визначення атмосферно-кліматичних умов експлуатації ТЗ на основі мережевих даних і програмного модуля (програми, електронного інформаційного модуля) Meteoco

## Література

1. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуре и прогрессу интеллектуальной транспортной системы: монография / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Никонов [и др.]; Под. ред. В.П. Волкова – Донецк: Изд-во «Ноудмедж» (Донецкое отделение), 2013 – 398 с.
2. Data mining [Электронный ресурс] – Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Data\\_mining](https://ru.wikipedia.org/wiki/Data_mining)
3. Яндекс.Пробки [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%AF%D0%BD%D0%B4%D0%B5%D0%BA%D1%81.%D0%9F%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BA%D0%B8> – 12.08.2017 г.
4. Как создаются Пробки 2.0 [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://yandex.ru/blog/company/12695> – 12.08.2017 г.
5. Как работают Яндекс.Пробки [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://yandex.ru/company/technologies/yaprobki/> – 12.08.2017 г.
6. Бренды. Яндекс Пробки [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http://www.top20brands.ru/ru/brand/brand\\_yandex\\_probki.html](http://www.top20brands.ru/ru/brand/brand_yandex_probki.html) – 14.08.2017 г.
7. Пробки [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://yandex.ru/support/maps/concept/stoppers.html> – 14.08.2017 г.
8. Технічний регламент програмного продукту «Service Fuel Eco «NTU-HADI-12»» при звичайній роботі (Твір науково-практичного характеру) / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук, Л.О. Македонська, З.І. Краснокутська, С.В. Коломієць, А.П. Комов, Є.О. Комов, О.В. Предко // Заявник і патентовласник Волков В. П і ХНАДУ. Свідectво про реєстрацію авторського права на твір № 53292от 24.01.2014. Заявка від 22.11.2013 №53604.
9. Zavod za hidrometeorologiju i seizmologiju [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.meteo.co.me/> – 14.08.2017 г.

**Володарец Никита Витальевич**, к.т.н., ст. преподаватель, volodarets.nikita@ukr.net  
*Украинский государственный университет железнодорожного транспорта,*  
**Волков Владимир Петрович**, д.т.н., профессор, volf-949@ukr.net  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,*  
**Грицук Игорь Валерьевич**, д.т.н., профессор, gritsuk\_iv@ukr.net  
*Херсонская государственная морская академия,*

## **ХАРАКТЕРИСТИКА И ТРЕБОВАНИЯ К ОБЕСПЕЧЕНИЮ ОПТИМАЛЬНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО МЕСТА ВОДИТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА**

Тепловая подготовка транспортных средств (ТС) в условиях холодного периода эксплуатации оказывает существенное влияние для обеспечения своевременного выпуска ТС на линию, работоспособности энергетических установок и силовых агрегатов в пусковой период и создания соответствующих комфортных условий для водителя в период перехода от хранения до ввода ТС в эксплуатацию. Поэтому, важным условием поддержания комфортных условий водителя в холодный период эксплуатации ТС является создание оптимального микроклимата салона (кабины).

Микроклимат на рабочем месте водителя транспортного средства является одной из важнейших составляющих единой задачи получения высокой производительности ТС. Наиболее важным параметром микроклимата является температура воздуха [1] в салоне ТС. В отличие от температуры влажность воздуха имеет косвенное влияние на самочувствие людей. Проблема нормирования микроклимата кабин весьма специфична в связи с тем, что водитель ТС постоянно находится в сидячем положении – в кресле вблизи ограждений кабины (салона), из-за чего уменьшается его теплоотдача и изменяется рациональный обмен тепла. Водитель подвергается воздействию перепадов температур при выходе из салона. Поскольку микроклиматические условия на рабочем месте водителя в значительной мере зависят от наружных метеорологических условий, большое значение имеют время года, климатическая зона, рельеф местности, категория дороги, качество организации движения и многие другие факторы [2, 3].

Влияние неблагоприятного микроклимата на работоспособность водителя достаточно полно представлено в [2]. К ним относят: нагревающий микроклимат в кабине, тяжесть и напряженность труда, повышенный уровень шума и психоэмоциональное напряжение приводят к развитию астеновегетативного синдрома и снижению профессиональной работоспособности у водителей; при понижении температуры воздуха в кабине менее 10 °С повышается количество ошибок при вождении, снижаются скорость перцептивно-моторных реакций и функция внимания; неблагоприятный температурный режим в кабинах автомобилей как в теплое, так и в холодное время года приводит к снижению функции внимания у водителей: нагревающий микроклимат в кабине приводит к нарушению процесса терморегуляции организма водителя; в холодное время года часто наступает переохлаждение, преимущественно в начале смены.

Комфортные значения температуры и влажности воздуха, рекомендуемые разными исследователями различны. Исследованиями [3] установлено, что для водителей автомобилей комфортными температурами являются:  $-15...18\text{ }^{\circ}\text{C}$  зимой;  $20...24\text{ }^{\circ}\text{C}$  переходный период;  $24...28\text{ }^{\circ}\text{C}$  летом.

В требованиях к продукции, которая подлежит обязательной сертификации в Украине [4] отсутствуют единые требования к микроклимату салонов (кабин) дорожных ТС. Это, в первую очередь потому, что в Украине отсутствуют стандарты, в которых регламентированы данные требования. Однако, среди действующих стандартов в Украине [5], касающихся микроклимата рабочего места, необходимые требования приведены в соответствующих межгосударственных стандартах. Требования к кабинам и рабочим местам операторов тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин приведены в [5]. Согласно [5] кабины должны быть оборудованными устройствами нормализации микроклимата и системой, которая обеспечивает и устраняет отпотевания и обледенения стекол в зонах, которые очищаются стеклоочистителями.

Анализируя приведенные значения температур, можно уверенно говорить, что оценка средств нормализации микроклимата в холодный период года осложняется специфическими требованиями к температуре в кабине (салоне) при определенных ее значениях для наружного воздуха. Подобные исследования для отрицательных температур проводятся либо в зимнее (холодное) время, или с использованием специальных климатических камер [4].

Анализ требований нормативных документов к микроклимату рабочего места водителя транспортного средства дает возможность сделать однозначный вывод, что единых требований в различных странах мира по этому вопросу не существует. Поэтому при использовании комплексных систем комбинированного прогрева с тепловыми аккумуляторами необходимо учитывать все нормативные требования зарубежных стандартов и для импортной техники – требования изготовителя страны изготовителя.

### Литература

1. Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Долінський А.А. та ін. Теплотехніка: Підручник. 2-е вид., перероб. і доп. - К.: Фірма «ІНКООС». - 2005. - 400 с.
2. Башкирёва А.С. Профилактика ускоренного старения работающих во вредных производственных условиях / А. С.Башкирёва, С. С. Коновалов. - СПб.: Издательство «Прайм-Еврознак», 2004- 224 с.
3. Михайлов М.В. Микроклимат в кабинах мобильных машин/ Михайлов М.В., Гусева С.В. – М: Машиностроение, 1977- 230 с.
4. <http://gost.at.ua/>
5. ГОСТ 12.2.120-88 ССБТ. Кабины и рабочие места операторов тракторов, самоходных строительного-дорожных машин, одноосных тягачей, карьерных самосвалов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования к безопасности

## **ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБiЛЯ**

Робота автомобiльного двигуна внутрiшнього згорання (ДВЗ) заснована на процесах перетворення хiмiчної енергiї палива в механiчну роботу. Вiд якостi протiкання цих процесiв залежать такi експлуатацiйнi властивостi двигуна як економiчнiсть i токсичнiсть вiдпрацьованих газiв. Мiкропроцесорнi системи керування (МПСК), якi широко застосовують на автомобiльному транспортi, дозволяють iстотно полiпшити зазначенi експлуатацiйнi властивостi ДВЗ, забезпечуючи оптимiзацiю процесу паливоподачi з урахуванням навантажувальних режимiв i зовнiшнiх факторiв.

У бiльшостi сучасних двигунiв подача рiдкого або газоподiбного палива в цилiндри здiйснюється механiчним способом пiд керуванням мiкропроцесорних систем переважно шляхом розпилення за допомогою клапанних форсунок. До роботи форсунки пред'являються винятково високi вимоги, як по швидкодiї, так i по точностi дозування заданої кiлькостi палива. Для бензинових двигунiв електромагнiт форсунки повинен вiдкривати й закрити клапан за 1 мiлi секунду. При діагностуваннi автомобiля на паливну економiчнiсть або для рiшення завдань нормування палива можна знаючи характеристики форсунок застосовуваних на даному типi двигуна й вимiрявши, тривалiсть iхнього вiдкриття ми з достатньою точнiстю можемо вимiрювати миттєву витрату палива при русi автомобiля iз заданою швидкiстю на дорозi або на стендi з бiговими барабанами.

Основнi принципи оцiнки паливної економiчностi й нормування витрати палива закладенi в роботi [1], де з позицiї системотехнiки й енергетичного пiдходу розглянутi конструктивнi й експлуатацiйнi параметри ефективностi роботи транспортних засобiв. У роботi [2] пропонується використовувати новий метод розрахунку витрати палива в процесi діагностування на стендi з бiговими барабанами.

Метою роботи є подальше вдосконалювання методики й розробка алгоритму діагностування технiчного стану автомобiля по змiнi витрати палива.

У реальних системах в основу алгоритму керування форсунками покладена спрощена модель визначення циклової подачi по статичнiй продуктивностi форсунки й тривалостi керуючого iмпульсу. У цiй моделi приймається постiйний ефективний прохiдний перетин розпилювача форсунки, а тривалiсть вiдкритого стану клапана форсунки приймається рiвною тривалостi керуючого iмпульсу, що визначають за принципом базової й коригувальної матриць [3].

При підготовці проведення експериментів для підвищення точності вимірів кількості палива проводиться оцінка статичної продуктивності форсунок автомобіля на стенді ASNU-01.

За результатами статичного й динамічного пролиття визначаємо величину невідповідності  $\Delta\tau_n$  для кожної форсунки:

$$\Delta\tau_n = \tau_k - \frac{G_{nd}}{G_n} \cdot \frac{\tau_g}{j}. \quad (1)$$

На практиці зручніше користуватися поправочним коефіцієнтом  $k_\tau$ , що враховує запізнювання спрацьовування форсунок.

Його визначаємо за формулою:

$$k_\tau = 1 - \frac{\Delta\tau_n}{\tau_k}. \quad (2)$$

Циклова подача палива через розпилюючий отвір форсунки з постійним перепадом тиску палива  $\Delta P_n$  буде визначатися за формулою:

$$G_{цил} = g_{cm} \cdot \tau_k \cdot k_\tau = \mu f_{con} \cdot \sqrt{2\rho_n \cdot \Delta P_n} \cdot \tau_k \cdot k_\tau. \quad (3)$$

Експериментальні дослідження проводилися з використанням передньоприводного автомобіля Skoda Octavia із силовим агрегатом AGU 1,8 20V Turbo з використанням системи збору даних, побудованої на основі персонального комп'ютера, модуля введення аналогових сигналів і програмного додатка PowerGraf Professional. Для ідентифікації режимів роботи двигуна використовуються сигнали датчиків частоти обертання, температури охолодної рідини, положення дросельної заслінки, складу відпрацьованих газів і включення стартера.

Для нашого випадку для визначення витрати палива автомобілем на стенді з біговими барабанами при заданій швидкості ми за допомогою системи збору даних знімали наступні сигнали: частоту обертання барабанів (величину напруги на тахогенераторах), швидкість автомобіля, тривалість упорскування першої форсунки, сигнал положення розпредвалу.

Потім використовуючи математичні моделі можна з достатньою точністю визначити витрату палива при заданій швидкості руху на стенді й заданому навантаженні. Питому шляхову витрату палива в л/100 км можна визначити за формулою:

$$Q_{л/100км} = \frac{100 \cdot Q_n}{V_a}. \quad (4)$$

де  $Q_n$  – об'ємна годинна витрата палива, л/год.;  $V_a$  – швидкість автомобіля.

Об'ємну годинну витрату палива визначаємо за формулою:

$$Q_n = g_{cm} \cdot (\tau_k - \Delta\tau_n) \cdot 1,2 \cdot n \cdot 10^{-4} = 0,0005 \cdot n \cdot (\tau_k - \Delta\tau_n). \quad (5)$$

Описаний метод визначення енергетичних показників автомобіля можна застосовувати для робіт з визначення витрати палива на автомобілях обладнаних системами розподіленого упорскування палива, а також для визначення або уточнення базових норм витрати на транспортну роботу з урахуванням умов експлуатації.

Попередня перевірка форсунок, їх статична й динамічна проливка на стенді виключає погрішності вимірів пов'язані з технічним станом цих елементів системи упорскування палива.

### Література

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Изд. 2-е, перераб. и долн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
2. Говорущенко Н.Я. Методы системного расчетно-аналитического и стендового диагностирования легковых автомобилей / Н.Я. Говорущенко, Ю.В. Горбик // Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – № 25. – С. 58-61.
3. Гирявец А.К. Теория управления автомобильным бензиновым двигателем. М.: «Русский сервис», 1997. – 190 с.

**Горобченко Олександр Миколайович**, д.т.н., доцент, gorobchenko.a.n@gmail.com  
*Державний університет інфраструктури та технологій, м. Київ*  
**Грицук Ігор Валерійович**, д.т.н., професор, gritsuk\_iv@ukr.net  
*Херсонська державна морська академія*  
**Гатченко Вікторія Олександрівна**, к.т.н., доцент,  
*Державний університет інфраструктури та технологій, м. Київ*

## **БАЗА ЗНАНЬ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЯГОВИМ РУХОМИМ СКЛАДОМ**

В теперішній час інтелектуальні технології набули широкого розвитку в техніці. Вони дозволяють найбільш повно використовувати переваги класичних систем автоматичного керування та керування людиною-оператором, Машиніст локомотива знаходиться в достатньо складних умовах при виконанні своїх обов'язків [1]. Інтелектуальні системи виключають або мінімізують шкідливий вплив людського фактору. Одним з основних елементів інтелектуальних систем керування є база знань. Існує декілька методів представлення знань у вигляді моделей – логічних, мережевих, фреймових, продукційних [2]. Для завдання керування рухомим складом прийнята продукційна модель, де використовуються деякі елементи логічних і мережевих. Із логічних моделей запозичена ідея правил висновку, які тут називаються продукціями, а з мережевих моделей – опис знань у вигляді семантичної мережі.

База знань, що розробляється, повинна бути відкритою до придбання нових правил, причому бажано в автоматичному режимі. В такому випадку база буде відповідати поточним завданням і відображати принципи керування рухомим складом в теперішній час, а не на момент, коли база проектувалась в минулому.

Визначено джерела здобуття знань для СППР локомотивних бригад, якими є машиніст, система спостереження і контролю, математична модель руху, архів даних [3].

Розроблено математичну модель динамічної бази знань. База знань може працювати в двох режимах: «Накопичення» (відбувається поповнення і уточнення продукцій) та «Використання» (інтелектуальна система постійно контролює поточну поїзну обстановку та порівнює її з існуючими продукціями. При математичному описанні роботи бази знань використовуються поточні значення умов ведення поїзду та положення органів керування, множина всіх продукцій, що занесені до бази знань, поточні керуючі дії локомотивної бригади.

Для організації роботи бази створено комп'ютерну програму на мові програмування Visual Basic. База знань представляється в табличній формі, де стовбцями є перелік сигналів, що отримуються системою під час руху поїзда, а саме маса складу, кількість осей, поточний ухил, наступний ухил, швидкість, відстань до кінця поточного ухилу, відстань до світлофора, сигнал світлофора,

відстань до ділянки з обмеженням швидкості, величина обмеження швидкості, сигнал буксування, розгін або гальмування, складність поточної нештатної ситуації, положення контролера та кранів машиніста, тиск в гальмівній магістралі та інше. Через визначений проміжок часу система опитує стан всіх датчиків та заносить до бази поточну поїзну ситуацію. Автоматично відбувається підрахунок тотожних ситуацій. Якщо до моменту спостереження подібної ситуації не було зафіксовано, то програма створює новий рядок в базі знань з новим правилом (продукцією). Після завершення поїздки в основну базу знань, що може знаходитись на віддаленому сервері, вносяться корегування. Таким чином файл на сервері є своєрідною пам'яттю, в якій зберігаються усереднені дані всіх поїздок всіх локомотивів, обладнаних системою інтелектуального керування.

При створенні достатнього об'єму знань, ця база буде використовуватись вже як джерело знань для систем інтелектуального керування локомотивами.

### **Література**

1. Горобченко О.М., Антонович А.О. Формалізація параметра напруженості діяльності машиніста локомотива на основі ергономічної моделі // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – 2017. – № 1 (67). – С.70-79.

2. Олкконен, Е.А. Модели представления знаний в языковых интеллектуальных обучающих системах / Е. А. Олкконен // Прикладная математика и информатика: труды Петрозаводского государственного университета. – 1997. – №6. – С. 168–182.

3. Бабанін, О.Б. Синтез енергозберігаючої структури системи підтримки прийняття рішень для локомотивних бригад / О.Б. Бабанін, Д.В. Ломотько, О.М. Горобченко // Збірник наукових праць Українського державного університету. – Харків: УкрДУЗТ, 2015. – Вип.153. – С. 226 – 232.



**Густелєв Олександр Олександрович**, магістр,  
**Осипов Валентин Олександрович**, магістр,  
*Комунальна корпорація «Київавтодор»*

## **ОГЛЯД ІНЖЕНЕРНИХ РІШЕНЬ, ЯКІ СПРОМОЖНІ МІНІМІЗУВАТИ АВАРІЙНІСТЬ ЗА УЧАСТЮ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ**

Однією з принципових причин високого рівня аварійності та недостатнього управління процесами створення умов безпечного руху є той фактор, що не в достатній мірі проводяться дослідження і не вивчаються причини виникнення дорожньо-транспортних пригод (ДТП), причинно-наслідковий зв'язок умов і наслідків, що передували, були супутниками і діяли безпосередньо в період ДТП. Практично не досліджувалася поведінка учасників руху у різних її фазах, їх реакція на технічні засоби регулювання дорожнього руху (ТЗ РДД). Не з'ясовувалися наслідки впровадження нових законодавчих актів, правил, норм, стандартів, а також змін в організації управління безпекою та організацією руху. Недосконалою є нормативно - правова база [1].

Ефективним заходом по зниженню аварійності на автомобільному транспорті визнано впровадження сучасного інженерного обладнання та ТЗ РДД, як альтернативу великовартісним капітальним вкладенням за умови недостатнього фінансування дорожньої галузі.

Дорожні знаки потребують удосконалення шляхом підвищення їх експлуатаційних якостей за рахунок впровадження світлоповертальної плівки нового зразку, захисту знаків від налипання мокрого снігу взимку тощо. Необхідні внесення змін до існуючих ПДР (введення нового дорожнього знаку «Зміна покриття») [2].

За відсутності коштів на капітальні вкладення при забезпеченні безпеки руху можливо використовувати фрезеровані шумові смуги для боротьби з монотонією у водіїв транспортних засобів. Доказано, що у разі використання нових світлоповертаючих елементів на бар'єрній огорожі зменшується вірогідність зіткнення транспорту з бар'єрною огорожею. Проведені теоретичні розрахунки та практичні впровадження протизасліплювальних екранів дають попередні висновки щодо їх ефективності при застосуванні на автомобільних дорогах Іб категорії для зниження аварійності транспорту у темний час.

Проведені теоретичні порівняння та практичне застосування гнучких сигнальних стовпчиків дають змогу говорити про підвищення експлуатаційних якостей автодороги та економію державних коштів на експлуатаційне утримання автодоріг.

Використання в Україні підвищених наземних пішохідних переходів дасть можливість знизити аварійність на пішохідних переходах через наявність штучної перешкоди для водіїв; одночасно проведені розрахунки доводять безпечність перетинання транспортними засобами підвищеного переходу на невеликій швидкості (через запропонований кут наїзду на перешкоду виклю-

чена можливість втрати водіями керування транспортним засобом). Перспективним виглядає використання підвищених пішохідних переходів у місцях, де дорогу перетинають люди з обмеженими фізичними властивостями (відсутність зору) через надання їм правильної траєкторії перетину дороги [3].

На сьогодні не достатньо уваги приділяється обладнанню нерегульованих пішохідних переходів. Запропоновані комплексні заходи по облаштуванню переходів сучасними ТЗ РДД дають змогу водіям заздалегідь виявити в одноманітному ландшафті позаміської дороги або навпаки, у завантаженому інформацією місті обладнаний яскравими кольорами нерегульований перехід. Необхідно розробка типової схеми для обладнання переходів, щоб нетипова організація руху не відволікала водія від керування та не відбирала додаткові секунди на роздум, ідентифікацію, та аналіз дорожньої ситуації [4].

Виходячи з отриманих результатів, можливо зробити висновок, що при відсутності коштів на капітальні вкладення при забезпеченні безпеки дорожнього руху необхідно впроваджувати комплекси заходів використовуючи при цьому менш вартісне, але ефективне сучасне інженерне обладнання автодоріг та ТЗ РДД. Удосконалення системи заходів з впровадження сучасних ТЗ РДД можна розглядати як один з найважливіших напрямків підвищення безпеки руху засобами дорожньої служби. Що ж стосується збільшення впливу незадовільних дорожніх умов на аварійність, то можна зазначити, що воно відповідає погіршенню стану дорожньої мережі. Разом з тим це свідчить, що в наш час один з головних напрямків боротьби з аварійністю пов'язаний саме з діяльністю дорожньої служби щодо покращення дорожніх умов.

### Література

1. Осипов В.О. Щодо вдосконалення методики оцінки ефективності заходів з підвищення безпеки руху / В.О. Осипов // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2012. – № 3. – С. 41 - 48.
2. Кравченко О.П. Щодо зміни нормативної бази у сфері дорожнього руху / О.П. Кравченко, В.О. Осипов // LXVIII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету / [редкол.: М.М. Дмитрієв (голова оргкомітету) та ін.]. – К.: НТУ, 2012. – С. 234.
3. Густелєв О.О. Вивчення впливу підвищених пішохідних переходів на курсову стійкість автомобілів / О.О. Густелєв, В.О. Осипов // Наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю з Дня народження А.Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» 20-21 жовтня 2016р. – Харків, ХНАДУ, 2016. – С. 76.
4. Осипов В.А. К вопросу снижения аварийности на наземных нерегулируемых пешеходных переходах / В.А. Осипов // Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху: матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції, 16–17 квітня 2013 р. / Міністерство освіти та науки України, Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків: ХНАДУ, 2013. – С. 194 - 196.

## **ІДЕНТИФІКАЦІЯ ВІДМОВ АВТОМОБІЛЯ ЯК СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЙОГО НАДІЙНОСТІ**

Проблема підвищення та забезпечення надійності автомобілів завжди є актуальною, особливо в час вдосконалення та ускладнення їх конструкції. Надійність – це властивість автомобіля зберігати в часі або за пробігом у потрібних межах значення всіх параметрів, які дають змогу йому виконувати транспортну роботу в заданих режимах та умовах використання, технічного обслуговування, зберігання і транспортування [1, 2]. Виходячи з наведеного визначення вчасне та якісне проведення технічного обслуговування і ремонту, дотримання заданих режимів експлуатації є важливими складовими елементами надійності. Як відомо, в процесі експлуатації автомобіля можуть виникати конструктивні, технологічні, експлуатаційні відмови та відмови від спрацювання [1].

В умовах експлуатаційного підприємства, з метою підвищення експлуатаційної надійності автомобіля, важливим є саме класифікація відмов за джерелом виникнення. Під час ремонту автомобіля в більшості випадків можна ідентифікувати причину відмови, і в подальшому вжити заходів для її уникнення. На сьогоднішній день на більшості сучасних підприємств впроваджуються системи менеджменту якості, з метою підвищення ефективності діяльності. З точки зору системи менеджменту якості, враховуючи постійне її поліпшення, необхідно виявити проблемні ділянки експлуатаційної надійності та спрямувати відповідні зусилля на її підвищення. Під час експлуатації автомобіля підприємством можуть виникати відмови зумовлені:

- неякісним проведенням ТО та ремонту;
- внаслідок застосування неякісних експлуатаційних матеріалів та запасних частин;
- через важкі умови експлуатації;
- через недостатню кваліфікацію водія;
- недосконалими конструкцією автомобіля або технологією його виготовлення.

Варто зазначити, що даний перелік не є вичерпним і може розширюватися, залежно від поставленої мети, реальних проблем і т.п.

Окрім того в процесі експлуатації може виникати ряд відмов нез'ясованого походження, які важко ідентифікувати або неможливо віднести до жодного виду.

З метою дослідження впливу кожного характеру відмов на надійність автомобіля пропонується скористатися коефіцієнтом, отриманим на основі коефіцієнта відмов  $k$ , наведеним у [1], який уданому випадку визначатиметься

відношенням кількості відмов кожного виду за прийнятий період до загальної кількості відмов усіх видів за цей період.

Таким чином, отримавши інформацію щодо внеску кожної групи відмов, можна виокремити найбільш проблемні з них, в межах дослідної партії транспортних засобів. За максимальними значеннями коефіцієнтів відмов, в подальшому, доцільно впроваджувати відповідні заходи щодо підвищення рівня надійності транспортних засобів.

Окремо варто зупинитися на відмовах нез'ясованого походження, оскільки вони можуть мати значний внесок у результуючий коефіцієнт, тому під час класифікації відмов слід детально проаналізувати кожен з них, щоб мінімізувати вагу коефіцієнта відмов нез'ясованого характеру. Разом з тим, до цієї групи варто відносити відмови, які за результатами аналізу можна класифікувати за кількома групами. Дане твердження зумовлене тим, що усунення причини відмови зменшить її внесок у результуючий коефіцієнт, в іншому випадку запропоновані коефіцієнти будуть спотворені.

Як висновок, варто відмітити, що застосування запропонованого способу підвищення надійності транспортного засобу сприятиме полегшенню експлуатаційним підприємствам автомобільного транспорту, в яких впроваджена система менеджменту якості, виконання вимог пункту 10 ДСТУ ISO 9001[3], а саме «... постійно поліпшувати придатність, адекватність і результативність системи управління якістю». Також вищевикладений спосіб ідентифікації відмов ефективно може бути застосований виробниками транспортних засобів, під час підконтрольно-експлуатаційних випробувань. Під час підконтрольної експлуатації автомобілів необхідно розширити перелік відмов з тим, щоб виокремити відмови, які виникли з вини виробника та відмови, які виникли з вини експлуатаційного підприємства. Негативною особливістю запропонованого коефіцієнта є його недостатня інформативність, однак ця проблема може бути вирішена приведенням його в якості вагового коефіцієнта до інтегрального індексу якості продукції, або інтегрального індексу надійності автомобіля, як запропоновано у [4].

### Література

1. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: Підручник / О. А. Лудченко. – К.: Вища школа, 2007. – 527 с.
2. Коваленко Н.А. Техническая эксплуатация автомобилей: учебное пособие / Н.А. Коваленко, В.П. Лобах, Н.В. Вепринцев. – Минск: Новое знание, 2008. – 352 с.
3. ДСТУ ISO 9001:2015 Системи управління якістю. Вимоги. (ISO 9001:2015, IDT) – К.: Держспоживстандарт України, 2015. – 31 с.
4. Магомедов, Ш.Ш. Управление качеством продукции [Электронный ресурс]: учебник / Ш.Ш. Магомедов, Г.Е. Беспалова. – М.: Дашков и К, 2012. – 336 с.

**Дитятьев Александр Васильевич**, к.т.н., доцент, alex-dit@ukr.net  
**Белов Валентин Иванович**, ст. преподаватель, belov.valentin45@gmail.com  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,*

## ЭКОЛОГИЧЕСКИЙ СТАНДАРТ EURO 5 В УКРАИНЕ

С 1 января 2016 г. Украина перешла на новый экологический стандарт по выбросу токсичных компонентов отработавших газов автомобилями. Экономика страны встретится с вызовами, адекватно отреагировать на которые будет непросто. Со времени принятия первого экологического стандарта - Евро 2 в 1995 г., стандарты повышались три раза – в 1999, 2005 и в 2016 годах. За эти годы (21 год) требования по ограничению содержания некоторых компонентов для грузовых автомобилей, например, сажи, возросли в два раза, а по сумме углеводородов и оксидов азота – почти в 4 раза, причём нормы для некоторых автомобилей достигли технического предела снижения.

История внедрения экологических стандартов для лёгких грузовых автомобилей с дизелями в ЕС и в Украине.

Таблица 1

Компонент	EU2	EU3	EU4	EU5	EU6
C, мг/м <sup>3</sup>	0,10	0,05	0,025	0,005	0,005
HC+NO <sub>x</sub> , мг/м <sup>3</sup>	0,90	0,56	0,30	0,23	0,17
NO <sub>x</sub> , мг/м <sup>3</sup>	-	0,50	0,25	0,18	0,08
CO, мг/м <sup>3</sup>	1,0	0,64	0,50	0,50	0,50
Год внедрения в ЕС	1996	2000	2005	2009	2015
Год внедрения в Украине	2006	2013	2014	2016	2018*
Запаздывание от ЕС, год	10	13	9	17	3*

\* – Планируемое внедрение.

Данные таблицы свидетельствуют о нарастании запаздывания внедрения стандартов в Украине. Необходимо отметить, что это общая тенденция, поскольку переход на более высокие стандарты требует от государства напряжения материальных, финансовых, трудовых ресурсов. Эта ситуация знакома всем странам СНГ и даже ЕС, который с его возможностями, например, не уложился в планируемый срок перехода к EU6 в конце 2013 г. и вынужден был перенести его на середину 2015 г. В Украине была похожая ситуация, когда при переходе со стандарта ДСТУ 3868 на ДСТУ 4840 : 2007 (EU3), из-за неготовности НПЗ, наряду с введённым 1.01.2008 г. стандартом параллельно действовал и старый стандарт. При этом первоначально параллельное действие распространялось до 2011 г, однако на самом деле оно продолжалось до введения в действие стандарта ДСТУ 7688:2015 (EU5), в котором так же предусматривается параллельное использование топлив разных стандартов, соответствующих EU3, EU4, EU5.

Основные затраты по переходу ложатся на нефтеперерабатывающую и автомобильную промышленность. Нефтепереработка должна решить, в основном, задачи снижения концентрации в дизтопливе серы, снижения граничных температур фильтруемости, а для арктического топлива – снижения температуры помутнения в комплексе с ограничением содержания марганца.

Как следует из таблицы, серьёзные задачи предстоит решить и автомобильной промышленности для приведения в соответствие выпускаемой продукции требованиям новых стандартов. К примеру, для лёгких грузовых автомобилей с дизелями при переходе на EU5 в наибольшей степени – в 5 раз ужесточены нормы эмиссии частиц (сажи). Производители автомобилей, ранее внедрившие стандарт EU5, используют для очистки отработавших газов от частиц технологии каталитического окисления и фильтрации, что влечёт за собой удорожание автомобиля в среднем на 150 у.е.

Требования стандартов EU4 - EU6 для тяжёлых грузовых автомобилей с дизелями представлены в таблице 2.

Таблица 2

Стандарт	CO, г/кВт*ч	HC, г/кВт*ч	NO <sub>x</sub> , г/кВт*ч	PM, г/кВт*ч	Дымность, м <sup>-1</sup>
EU4	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
EU5	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
EU6	1,5	0,13	0,4	0,01	

Для этой категории автомобилей переход со стандарта EU4 на EU5 предусматривает снижение эмиссии оксидов азота в 1,75 раз. Для обеспечения требований EU5 и, в перспективе EU6, применимы технологии каталитического окисления, фильтрации частиц, рециркуляции предварительно охлаждённых отработавших газов – EGR (Exhaust Gas Recirculation), выборочной каталитической очистки – SCR (Selective Catalytic Reduction) с использованием каталитического нейтрализатора DeNO<sub>x</sub> и жидкости AdBlue. Важным является требование надежности сохранения уровня токсичности отработавших газов при эксплуатации автомобилей. Установка соответствующих требованиям EU6 технических средств на автомобиль ведёт к его удорожанию в среднем на 4000 у.е.

В Украине подлежат модернизации автомобили КрАЗ (в 2015 г. произведено 1401 шт., в первом полугодии 2016 г. – 405 шт.), автобусы «Богдан» (в 2015 г. – 687 шт., в 2016 г. – 321 шт.). Однако при таких объёмах производства вряд ли будет выгодно разрабатывать или закупать за рубежом новые технологии. Потребности страны в грузовиках и автобусах придётся удовлетворять за счёт зарубежных закупок. Если предположить, что срок службы автомобиля равен 20 годам, то ежегодно парк даже при нулевом приросте должен обновляться на 5%. При суммарном количестве в стране грузовых автомобилей 1 млн. 300 тыс., ежегодному обновлению подлежит 65000 шт. (К примеру, в кризисном 2008 г. было закуплено 54,3 тыс., а в 2011г. – 303,7 тыс. грузовых автомобилей). Автобусов, по опыту 2012 г., необходимо закупать не менее 4000 шт. На всё на это потребуется денежных средств в размере до 75 млрд. у.е. в год.

**Захарчук Марія Іванівна**, аспірант, Zaharchukov205@gmail.com  
**Кримчук Михайло В'ячеславович**, магістрант,  
*Луцький національний технічний університет*

## **АНАЛІЗ ПЕРЕВАГ ВИКОРИСТАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

Основний енергоносіє при виробництві сільськогосподарської продукції – нафтове паливо, яке використовується для всіх тракторів, комбайнів та автомобілів. В той час, коли ціни на палива безперервно зростають, ціна на природний газ (ПГ) залишається приблизно в два рази меншою за ціну рідких моторних палив. Тому експлуатація мобільної техніки сільськогосподарських підприємств на ПГ є доцільною.

Основними перевагами використання ПГ на транспортних засобах є: економічний та екологічний ефекти, збільшення ресурсу двигуна та ін.

Як показав аналіз наукових досліджень, на сьогоднішній день проводилось багато досліджень щодо визначення умов, сфер та економічної ефективності використання ПГ на транспорті.

В роботі [1] отримано економічний ефект від заміщення бензину ПГ. Разом із зменшенням збитку від забруднення навколишнього середовища України зменшення витрат оцінюється у 17,2...60 %. Експлуатація газобалонних автомобілів дозволяє отримати зростання на 15 % прибутків (в порівнянні з використанням бензину) на кожний автомобіль.

В роботі [2] отриманий річний економічний та екологічний ефект від експлуатації вантажних автомобілів ЗИЛ з різними типами двигунів. Показано, що найкращу економічну та екологічну ефективність мають газові двигуни на базі дизелів. Термін окупності капіталовкладень становить 1 рік.

В роботі [3] виконувались дослідження економічної ефективності експлуатації трактора МТЗ-82 з газовим двигуном з іскровим запалюванням. Показано, що термін окупності інвестицій на переобладнання трактора становить 8 місяців. При коефіцієнті завантаження двигуна 75 та 50 % чистий дохід від експлуатації трактора з газовим двигуном вищий на 37 та 65 % в порівнянні з трактором з газодизельним двигуном.

Собівартість транспортної роботи вантажних та спеціалізованих автомобілів при використанні газових палив менша на 9–11 % в порівнянні з бензиновими модифікаціями. Питомі витрати на паливо при використанні газових палив менші в порівнянні з бензиновими модифікаціями на 35–55 % [4].

Проаналізовано екологічні показники переобладнаних газових двигунів, таких компаній та організацій: MAN, Nissan, Scania, Mercedes-Benz, CUMMINS, Iveco, ПМаш, ХНАДУ. Викиди шкідливих речовин переобладнаних газових двигунів знаходяться в межах норм Євро 2...Євро 5 [5, 6].

Міжремонтний пробіг газового двигуна в 1,5 рази вищий в порівнянні з рідкопаливними двигунами, так як двигун працює в більш сприятливих умовах.

Термін роботи свічок запалювання у газового двигуна на 40 % більший в порівнянні з бензиновим двигуном.

ПГ не змиває масляну плівку зі стінок гільзи циліндра. Це покращує умови мащення пар тертя гільзи – верхнього поршневого кільця. ПГ не дає лакових відкладень та нагароутворень в двигуні і системі живлення. Відсутність розрідження моторної оливи і зменшення його забруднення дозволяє в умовах експлуатації збільшити в 1,5–2 рази інтервали заміни моторної оливи і оливних фільтрів. Розхід моторної оливи в експлуатації зменшується на 10–12 % в порівнянні з рідкопаливними двигунами[4]. Тому моторесурс газового двигуна в перерахунку на пробіг до капітального ремонту на 17 % більший в порівнянні з двигунами, які працюють нафтових паливах.

Поряд з перевагами використання ПГ транспортними засобами є і ряд недоліків, які обмежують використання цього виду палива: проблеми заправки, зниження потужності двигуна, збільшення ваги та зменшення корисного простору в транспортному засобі, підвищені вимоги до пожежної безпеки.

Враховуючі всі переваги та недоліки, використання ПГ в транспортних засобах, можна зробити висновок, що на даний час цей вид палива є одним з найбільш перспективних альтернативних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві.

### Література

1. Клименко О.А. Визначення умов і сфер раціонального заміщення бензину стисненим природним газом при експлуатації рухомого складу автомобільного транспорту: автореферат дис. канд. техн. наук: 05.22.10 / О.А. Клименко. – К.: УТУ, 1998. – 17 с.
2. Базаров Б.И. Научные основы энерго-экологической эффективности использования альтернативных моторных топлив: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.04.02 / Б.И. Базаров. – Ташкент: ТАДИ, 2006. – 40 с.
3. Савельев Г.С. Технологии и технические средства адаптации автотракторной техники к работе на альтернативных видах топлива: автореферат дис. докт. техн. наук: 05.20.01 / Г.С. Савельев. – М.: ГНУ ВИМ Россельхозакадемии, 2011. – 43 с.
4. Морев А.И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей / А.И. Морев, В.И. Ерохов. – М.: Транспорт, 1988. – 184 с.
5. Матейчик В.П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: монографія / В.П. Матейчик. – К.: НТУ, 2006. – 216 с.
6. Абрамчук Ф.И. Опыт конвертации дизелей в газовые двигатели с искровым зажиганием / Ф. И. Абрамчук, А. М. Левтеров // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2008. – № 21. – С. 86–92.



**Захарчук Віктор Іванович**, д.т.н., професор, Zaharchukov205@gmail.com  
**Захарчук Марія Іванівна**, аспірант,  
**Слупко Юрій Олександрович**, магістрант,  
*Луцький національний технічний університет*

## **КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ГАЗОБАЛОННОГО ТРАКТОРА**

Переведення автотракторної техніки, яка знаходяться в експлуатації, на альтернативні палива призводить до зміни ряду її експлуатаційних якостей та в більшості випадків вимагає конструктивних змін технічних засобів. Це стосується і такого виду палива як природний газ. Але якщо використання природного газу на автомобілях вже набуло значного поширення, то його використання на тракторах до цього часу є обмеженим.

Значний обсяг досліджень колісних тракторів з дизелями, переобладнаними як в газодизель, так і в газовий двигун з іскровим запалюванням був виконаний у ВІМ РФ [1]. Відомо декілька способів оснащення газовою апаратурою газобалонного трактора. Зокрема, спосіб, який передбачає раму і підставку з розміщеними і закріпленими на ній газовими балонами [2]. Підставка з газовими балонами розміщена на даху трактора. Суттєвими недоліками такого способу розміщення газових балонів є велика ймовірність перекидання колісного трактора, так як при цій компоновці змінюється центр ваги. Таким чином, відомий газобалонний трактор має недостатню стійкість при закріпленні газових балонів на даху колісного трактора.

Найбільш близьким за технічною суттю до запропонованої нами конструкції є газобалонний трактор з шарнірно-зчленованою рамою та газовими балонами в задній частині на спеціальній рамі і підставці [3].

Для переобладнання колісного трактора для роботи на природному газі використовуються метало-пластикові полегшені балони об'ємом 50 л. Для кріплення балонів в передній частині трактора виготовляється спеціальна металева конструкція – касета. В касеті розміщуються три балони. Касета з газовими балонами кріпиться болтами до рами в передній частині колісного трактора перед радіатором. Таке компонування не змінює центр ваги і не збільшує габаритні розміри по висоті трактора.

Газобалонний трактор з розташованою касетою з газовими балонами показаний на схематичному зображенні (рис. 1).

Газобалонний трактор містить дизель, переобладнаний у газовий двигун 1 шляхом зниження ступеня стискання, газові балони 2, встановлені в касеті 3, прикріплені болтами 4 до рами 5 в передній частині трактора перед радіатором. Розміщення балонів 2 в передній частині трактора суттєво знижує центр ваги у порівнянні з їх розміщенням на даху кабіни трактора, що підвищує стійкість трактора в цілому. В підкапотному просторі трактора розміщується комплект газової паливної апаратури 6 та комплект системи запалювання 7. На

впускному колекторі встановлено газоповітряний змішувач з виконавчим механізмом обмежувача максимальних обертів та інше газове обладнання. На двигуні 1 встановлюється пристрій для відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача.

Газобалонний трактор працює наступним чином. Наповнені газові балони 2 встановлені в касету 3, після чого вона болтами 4 кріпиться до рами 5 в передній частині трактора перед радіатором. З газу, який зберігається в балонах 2, газова паливна апаратура 6 забезпечує утворення газоповітряної суміші та її подачу в циліндри двигуна 1. Іскрова система запалювання 7 в потрібний момент часу згідно з порядком роботи двигуна 1 запалює газоповітряну суміш. Після використання газу, який знаходився в балонах 2, можна здійснити заміну касети 3. Для цього відкручуються болти 4, якими касета 3 кріпиться до рами 5 трактора, касета з використаними балонами знімається і замість неї встановлюється касета з балонами 2, заповненими газом.

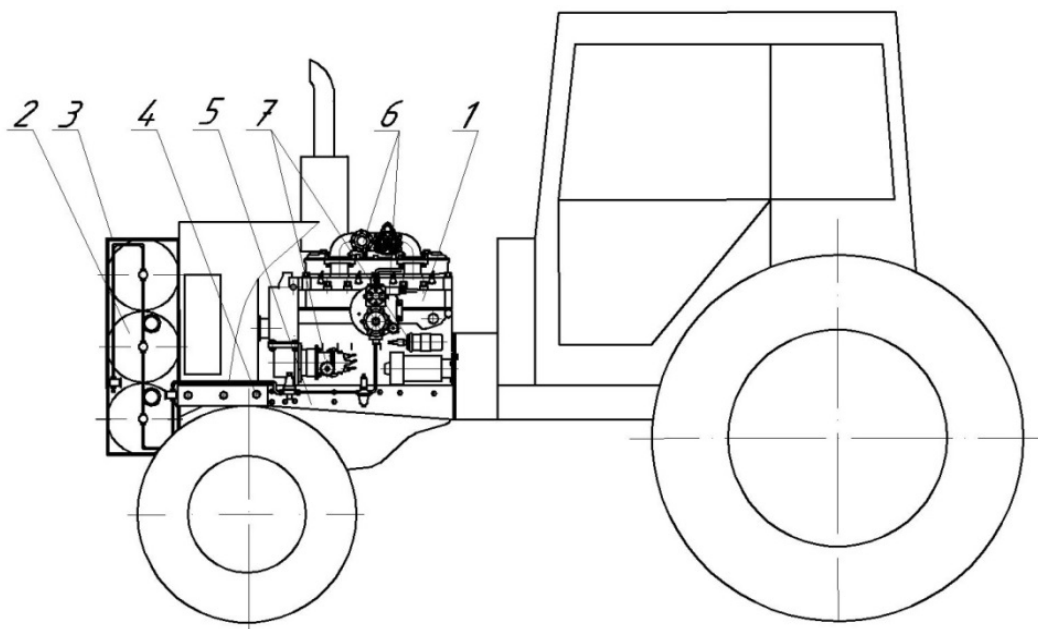


Рис. 1. Конструктивна схема газобалонного трактора

За рахунок конструктивного виконання висота трактора не збільшується, не погіршується його стійкість та розширюються можливості заправки газом.

### Література

1. Савельев Г.С. Технологии и технические средства адаптации автотракторной техники к работе на альтернативных видах топлива: автореф. дис. на соискание науч. степени докт. техн. наук / Г.С. Савельев. – М., 2011. – 42 с.
2. Протокол №13-28-97 (1010231) від 25 декабря 1997 г. Государственных испытаний газодизельного трактора ЛГЗ-55.
3. Патент РФ №12550, 20.01.2000.

**Зенкин Евгений Юрьевич**, к.т.н., доцент, crservice2008@yandex.ru  
*Харьковский национальный автомобильно дорожный университет*  
**Булгаков Николай Петрович**, к.т.н., доцент, nrbulgakov2@gmail.com  
*Херсонская государственная морская академия*

## **УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДАТЧИКОВ МАССОВОГО РАСХОДА ВОЗДУХА НА ПРИМЕРЕ SKODA OCTAVIA**

На автомобиле Škoda Octavia установлен датчик массового расхода воздуха. Соответственно для датчика массового расхода воздуха эксперименты нужно проводить оценивая состояние термоанемометрического элемента. Помимо проверки вышеупомянутых датчиков в статическом состоянии - при подаче питающего напряжения, их также необходимо было проверять в динамике, то есть на определенных режимах работы автомобиля. Как известно из теории двигателей внутреннего сгорания режимы работы автомобиля определяются двумя основными параметрами нагрузкой и частотой вращения коленчатого вала двигателя [1].

После того как автомобиль прогрет и подготовлен к испытаниям производятся следующие действия : включается вся измерительная аппаратура; включается зажигание без запуска двигателя, при этом производится фиксирование напряжение активации расходомера воздуха, затем производится запуск двигателя. При этом запись не останавливается а продолжается после чего автомобиль работает на холостом ходу при температуре 80 °С. Запись на холостом ходу ведется в течении одной минуты. После чего по команде оператора диагноста водитель плавно нажимает на педаль газа заслонка медленно открывается на протяжении 10 секунд при этом открытии заслонки должно быть полным. Но поскольку обороты возрастают намного быстрее без внешней нагрузки то по достижении 5500 мин<sup>-1</sup> частоты вращения автомобиль переходит в режим отсечки и двигатель начинает работать волнообразно – попеременно включая и выключая подачу топлива каждые две-три секунды не позволяя превысить заданный предел. Однако стоит отметить, что расход воздуха через датчик зависит не только от оборотов двигателя, но и от величины открытия дроссельной заслонки [2]. Соответственно обороты могут быть достигнуты максимальные, но из-за разрежения во впускном коллекторе расход воздуха будет меньше. Для того, чтобы оценить максимальный уровень сигнала и максимальный расход воздуха заслонку нужно продолжать открывать дальше вплоть до 90 градусов, после чего зафиксировать максимальное значение расхода воздуха при максимальных оборотах и полном открытии заслонки. Затем этапе водитель резко отпускает педаль газа заслонка мгновенно закрывается действием пружины. Что приводит к возникновению пневматического удара разогнавшегося потока воздуха о пластину дроссельной заслонки. Отражённый поток возвращается в корпус расходомера воздуха и оказывает влияние на его сигнал. На следующем этапе водитель удерживает двигатель на

холостом ходу, давая стабилизироваться оборотам в течение 1-2 минут и переходит к последнему этапу эксперимента. На последнем этапе замеров водитель с максимальной скоростью нажимает на педаль газа, быстро открывая дроссельную заслонку. При этом оценивается как резкое ускорение потока воздуха через датчик расхода под действием находившегося в коллекторе вакуума так и дальнейший спад и уменьшение расхода и снова увеличение по мере роста оборотов двигателя. Из-за высокой инерционности процессов во впускном коллекторе по отношению к скорости открытия заслонки, при использовании высокочастотного осциллографа можно довольно подробно записать быстрый переходной процесс для анализа его осциллограммы. После достижения максимального расхода воздуха при полностью открытой заслонке водитель также резко отпускает педаль газа и заслонка закрывается при этом записывается нисходящий фронт осциллограммы датчика массового расхода воздуха. После проведения испытаний необходимо произвести анализ полученных осциллограмм.

С сигналом исправного датчика на холостом ходу – можно хорошо отследить четыре (по числу цилиндров) характерных колебания воздуха во впускном коллекторе за период одного рабочего цикла. Как известно из теории двигателей внутреннего сгорания эти колебания вызваны работой цилиндропоршневой группы и газораспределительного механизма [3]. При одинаковой общей форме колебаний для всех четырехтактных двигателей внутреннего сгорания с клапанным распределением воздуха параметры самих колебаний будут различаться в зависимости от двигателя и чувствительного элемента датчика расхода воздуха. Однако на одном и том же автомобиле при отсутствии неисправностей форма и параметры колебаний искажаться не должны. Зная цену деления развертки осциллограммы и амплитуду сигнала датчика расхода воздуха можно записать эталонные значения для исправного датчика. В качестве эталонного критерия оценки чувствительности термоанемометрического элемента принимается относительный показатель реакции термической пластинки то есть скорость нарастания сигнала при изменении воздушного потока  $dU_{MAF}/dt$ . При загрязнении датчика массового расхода воздуха наблюдается снижение его сигнала при прежнем расходе. Эксперименты показали, что при загрязнении датчика расхода воздуха точка колебательного процесса смещается в зону более низких оборотов. Соответственно если померить на эталонном двигателе положение этой точки, то в дальнейшем или можно использовать как диагностический параметр.

### Литература

1. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей / Хрулёв А.Э. - М.: За рулем, 1999. – 440 с.
2. Системы управления бензиновыми двигателями Bosch. Узлы и агрегаты./ [Перевод с нем. Ю.Г.Грудский, А.Г.Иванов]. – М.: «КЖИ За рулём», 2005. – 432 с. – (Первое русское издание).
3. Райф Конрад. Датчики в автомобиле. – М.: «КЖИ За рулём», 2013. – 165 с.

**Калиновський Андрій Якович**, к.т.н., доцент,  
**Коваленко Роман Іванович**, ад'юнкт, kovalenko@nuczu.edu.ua  
*Національний університет цивільного захисту України,*

## **РОЗРОБКА ОРГАНІЗАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ПРОВЕДЕННЯ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СПЕЦІАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНИХ ФОРМУВАНЬ**

Провівши аналіз закордонного досвіду комплектування аварійно-рятувальних формувань (АРФ) транспортними засобами (ТЗ) [1–5] було встановлено, що з кожним роком все більше зростає тенденція оснащення їх багатофункціональними мобільними аварійно-рятувальними комплексами (БМАРК) контейнерного типу. Дані комплекси складаються з шасі-носія, який оснащений завантажувально-розвантажувальним механізмом типу мультиліфт та набору знімних кузовів-контейнерів в яких знаходяться засоби і обладнання для виконання певного переліку цільових завдань. В роботі [6] було запропоновано методику комплектування БМАРК контейнерного типу АРФ на прикладі м. Харкова. Згідно нормативних документів [7, 8] в АРФ повинен бути передбачений 100%-й резерв основних та 50% спеціальних ТЗ. За результатами проведених досліджень [9] було встановлено, що в розвинутих країнах, у тому числі в Європі і США, резерв ТЗ в АРФ не перевищує 15–20%, а утримання резерву автомобілів в підрозділах на рівні 100% визнано економічно недоцільним з причин, які пов'язані з невеликою інтенсивністю їх використання.

Метою роботи була розробка організаційної системи проведення технічного обслуговування (ТО) при оснащення АРФ БМАРК контейнерного типу на прикладі м. Харкова. Основними умовами при цьому було забезпечення регламентів проведення ТО і ремонтів ТЗ в АРФ у відповідності до нормативного документу [8].

З використанням методики [6] було встановлено, що для 19-ти АРФ м. Харкова необхідно 27 шасі-носіїв. Після цього, відповідно до регламентів проведення ТО і ремонтів [8], а також при врахуванні норм трудомісткості окремих видів робіт [10] (обиралися найбільш тривалі терміни) було встановлено, максимальну зайнятість 27-ми шасі-носіїв на проведенні профілактичних робіт. За отриманими даними було встановлено, що для проведення ТО і ремонтів всіх БМАРК контейнерного типу, яких рекомендовано розмістити у АРФ м. Харкова необхідно 5 резервних шасі-носіїв.

При такій обмеженій чисельності резерву шасі-носіїв і необхідності виконання підміни кожного з ТЗ, який знаходиться в оперативному розрахунку на момент проведення ТО-1, ТО-2 та ремонтів було запропоновано впровадити систему переїздів резервних автомобілів між підрозділами АРФ. Для цього було розраховано кільцевий маршрут об'їзду АРФ з урахування вулично-дорожньої мережі м. Харкова та виконано його поділ на окремі ділянки. Для кожного резервного шасі-носія була встановлена своя ділянка руху та

підрозділи АРФ в які необхідно буде виконувати заїзди. По прибуттю резервного шасі-носія в підрозділ він ставиться в оперативний розрахунок на момент проведення почергового ТО і ремонту всіх ТЗ, які знаходяться в АРФ. Після закінчення проведення ТО і ремонту всіх ТЗ резервний шасі-носії прямує до наступного АРФ.

За результатами даного дослідження було встановлено, що при впровадженні запропонованої системи проведення ТО і ремонтів спеціальної техніки можна досягти скорочення резерву ТЗ більш ніж на 80%.

### Література

1. Demountable Container Systems for Emergency Services [Електронний ресурс]. - Режим доступу : <http://www.fireapparatusmagazine.com/articles/print/volume-20/issue-4/features/demountable-container-systems-for-emergency-services.html>
2. Emergency Response [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.merseyfire.gov.uk/aspix/pages/IRMP/IRMP/emergency.htm>
3. Innovative Container-Lösungen von GREIS für den mobilen Einsatz im Katastrophen- und Bevölkerungsschutz [Електронний ресурс]. – Режим доступу - <https://press.lectura.de/de/article/innovative-container-loesungen-von-greis-fuer-den-mobilen-einsatz-im-katastrophen-und-bevoelkerungsschutz/13161>
4. New Dimension high volume pumping units [Електронний ресурс]. - Режим доступу : <http://www.romar.org.uk/page131.html>
5. Pod System for technical rescue trucks [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.fireengineering.com/articles/print/volume-156/issue-12/departments/technology-today/pod-system-for-technical-rescue-trucks.html>
6. Ларін О. М. Розробка методики визначення чисельності парку автомобілів в пожежно-рятувальних підрозділах / Ларін О. М., Калиновський А. Я., Коваленко Р. І. // Науково-технічний збірник «Комунальне господарство міст». Серія: технічні науки та архітектура. – Харків : ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2016. – №130. – С. 92-100.
7. ДБН 360-92\*\* «Містобудування. Планування і забудова міських і сільських поселень» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://dbn.at.ua/load/normativy/dbn/dbn\\_360\\_92\\_ua/1-1-0-116](http://dbn.at.ua/load/normativy/dbn/dbn_360_92_ua/1-1-0-116)
8. Наказ Державної служби України з надзвичайних ситуацій від 27.06.2013 року №432 «Настанова з експлуатації транспортних засобів в органах та підрозділах ДСНС України» [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [http://www.mns.gov.ua/files/2013/7/3/432\\_nast.pdf](http://www.mns.gov.ua/files/2013/7/3/432_nast.pdf)
9. Красавин А.В. Нормирование основных ресурсов подразделений муниципальной пожарно-спасательной службы: дис. на соискания уч. степени канд. тех. наук: 05.13.10 / Красавин Александр Вадимович. – М., 2005. – 220 с.
10. Наказ Міністерства транспорту України від 30.03.1998 року № 102 «Про затвердження Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту» [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98>

**Клименко Віктор Володимирович**, к.т.н., с.н.с,  
доцент кафедри «Автомобільна техніка», klimenko120@ukr.net  
*Військова академія (м. Одеса)*

## **АНАЛІЗ ЗАВДАНЬ СИСТЕМ ТЕХНІЧНОГО ЗОРУ БЕЗПІЛОТНИХ АВТОМОБІЛІВ**

Системи управління сучасними безпілотними автомобілями призначені для управління складними багатофункціональними об'єктами, діючими в складній навколишній обстановці. При цьому канал зорового сприйняття є одним з найбільш важливих джерел інформації як автоматичних, так і автоматизованих систем управління автомобілем. Внаслідок цього в останні роки на передній план все більшою мірою виходять завдання створення систем технічного зору (СТЗ) для різних типів безпілотних автомобілів подвійного призначення.

Ряд важливих завдань виникає при використанні в системах технічного зору різних типів двовимірних сенсорів. Це завдання кольорового зору, отримання і комплексного аналізу зображень різної фізичної природи (телевізійної, інфрачервоної, ультрафіолетової, радіолокаційної та ін), спільної обробки і комплексування прецизійних і багатоспектральних зображень, дальнометричного тривимірного зору, стерео і багатокамерного зору. До цієї групи можна віднести і проблеми побудови систем активного зору, що передбачає адаптивне управління зоровими сенсорами.

В останні роки все більшу роль відіграють завдання синтезованого та покращеного бачення в автономних системах управління технічних об'єктів. Вони застосовуються в умовах обмеженої видимості, неповної або неактуальної візуальної інформації, що надходить по звичайним візуальним каналах операторам, які приймають рішення щодо управління тими чи іншими мобільними апаратами, роботами, бойовою технікою або транспортними засобами.

Отже, одними з найбільш актуальних завдань, які вирішуються системами технічного зору (СТЗ), є:

- 1) поліпшення бачення в складних умовах спостереження, зокрема, при наявності різного роду шумів, вібрацій, в умовах слабкої освітленості;
- 2) виявлення і оцінка параметрів рухомих і нерухомих об'єктів (автомобілів, людей, будівель та ін.), що спостерігаються на фонах різних типів: від ясного неба до пересіченої місцевості;
- 3) високоточний супровід об'єктів, пов'язаний з організацією безперервного управління переміщенням датчика зображень в цілях підтримки постійного візуального контакту з об'єктом спостереження.

Таким чином синтез і вдосконалення систем обробки і аналізу зображень, отриманих з відеокамер СТЗ, є важливим напрямом підвищення тактико-технічних характеристик зразків автомобільної техніки.

**Корнійчик Ілля Іванович**, студент магістратури  
**Бондарєв Сергій Іванович**, к.т.н., доцент, [bondarevgall@meta.ua](mailto:bondarevgall@meta.ua)  
Національний університет біоресурсів і природокористування України

## ПЛАНУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ПРОЦЕСІВ ТА УЗГОДЖЕННЯ ТРИВАЛОСТІ РОБОТИ ВОДІЇВ 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 та 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 виконання якісного транспортного процесу надважливою задачею є складення оптимальних графіків подачі транспорту у визначений час. Проведені дослідження присвячені обґрунтуванню адекватної математичної моделі для узгодження ефективної роботи транспортних і вантажних засобів у заданих часових межах. Нами запропоновано основну залежність тривалості простоїв з технологічних причин для отримання математичної моделі для визначення часу при виконання міжнародного оборотного рейсу:

$$t_{об} = t_n + t_{розв.} + 2 \cdot n_{мит} \cdot t_{мит} + \frac{L_{об} \cdot (T_{зм} + (N_{пер} t_{пер} + t_{що}))}{V_m T_{зм}}, \quad (1)$$

де  $n_{мит}$  – кількість митниць;  $t_{мит}$  – час для проходження митного пункту;  $t_{пер.що}$  – 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.

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 Європейської угоди щодо роботи екіпажів транспортних засобів.



**Кравченко Олександр Петрович**, д.т.н. професор,  
завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, avtoap@ukr.net  
*Житомирський державний технологічний університет*;  
**Чуйко Сергій Петрович**, аспірант кафедри автомобілів і транспортних  
технологій, expertauto@ukr.net  
*Житомирський державний технологічний університет*

## **ФОРМУВАННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ КОМПЕТЕНЦІЇ МАЙБУТНІХ ФАХІВЦІВ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ**

Розвиток автомобільного транспорту супроводжується двома протиріччями: з одного боку підвищується рівень задоволення потреб населення в перевезеннях, а з іншого боку-збільшується негативний вплив на навколишнє середовище і таке явище найбільш відчутне у великих містах України, де викиди автотранспорту складають 90...95% загальної кількості викидів забруднюючих речовин у атмосферне повітря.

Європейська інтеграція і формування єдиного освітнього та інформаційного простору вимагають суттєвих змін у підготовці фахівців автомобільного транспорту, формування у них екологічної компетентності. Новітні підходи до якості професійної підготовки мають відрізнятися високим рівнем професійної та екологічної компетентності, раціонального використання і збереження навколишнього середовища. Тому назріла необхідність зміни структури професійної діяльності в напрямку професійної і екологічної компетентності фахівців автомобільної галузі і направленості змісту та технології підготовки майбутніх фахівців галузі.

Метою роботи являється визначення педагогічних аспектів формування екологічної компетентності майбутніх фахівців автомобільної галузі.

Одним з можливих шляхів підвищення екологічної безпеки автомобіля в період його життєвого циклу є вплив на систему знань майбутніх фахівців автомобільної галузі, а через неї на систему свідомості людини.

На сьогоднішній час світова автомобільна промисловість вже стрімко запроваджує нові розробки та технології виробництва автотранспортних засобів з поліпшеними екологічними характеристиками, з екологічними показниками Євро-6 і вище, модифікованими традиційними двигунами, трансмісіями, гібридними енергетичними установками, які працюють на альтернативному паливі чи джерелах енергії, в тому числі і електромобілів.

Сотні тисяч робочих місць напряму чи опосередковано пов'язані з виробництвом, обслуговуванням та експлуатацією автомобілів. Більшість з яких, на свій розсуд, можуть впливати на формування екологічної загрози від взаємодії з автомобільною галуззю, отже екологічної компетентності потребують фахівці автомобільної галузі, де особливе місце надається підготовці спеціалістів на новому рівні. Якщо головним стимулом для розвитку зусиль у галузі компетентнісного підходу в освіті стали вимоги бізнесу та підприємництва, то при стрімкому зростанні автотранспорту та дієвий вплив його на екологічну

загрозу, стають вимоги суспільства до формування екологічної компетенції фахівців при їх професійній підготовці, яка має своє продовження за межами навчального закладу.

Формування екологічної компетентності майбутніх фахівців автомобільного транспорту передбачає не тільки оволодіння знаннями щодо екології та інших сфер життєдіяльності людини, але й розвиток у них умінь безпечної експлуатації автотранспортних засобів, раціонального ставлення до обслуговування та ремонту механізмів і систем, які впливають на стан забруднення навколишнього середовища.

Екологічна компетентність, на нашу думку, є особистісною характеристикою студента відповідно вимог екологічної освіти та виявляється у певних знаннях, уміннях, сформованій екологічній свідомості, необхідних для загальної орієнтації в екологічних обставинах для усунення чи обмеження можливих екологічних ризиків. Відповідно до цього, екологічна компетентність – це володіння фахівцем системою знань, поглядів та переконань екологічної спрямованості, що репрезентуються в особистісному ставленні та відчутті моральної відповідальності щодо запобігання негативного впливу на оточуюче середовище.

Формування екологічної культури особистості студента, має здійснюватися за принципом неперервності і поетапності, куди входить організація навчання, виховання та розвиток майбутнього фахівця до оволодіння екологічною компетентністю. На нашу думку, формуванню екологічної компетенції майбутнього фахівця автомобільної галузі буде сприяти:

- насичення змісту всіх спеціальних дисциплін професійної підготовки екологічною складовою;
- розробка програм самостійної роботи студентів та реальних проектів в екологічному спрямуванні;
- залучення студентів до сучасних інформаційних технологій з метою розвитку та експлуатації автомобільного транспорту зі зменшеними екологічними навантаженнями;
- введення в курсовий та дипломний проект, магістерські роботи складову по екологічному спрямуванню;
- залучення до колективних обговорень, семінарів та конференцій, на захист дипломних проектів представників екологічних організацій, фірм, міської адміністрації;
- організація практики на підприємствах та організаціях з передовим досвідом екологічної спрямованості.

Формування екологічної компетенції майбутнього фахівця автомобільного транспорту ми розглядаємо як процес набуття професійного та екологічного потенціалу, що являється узагальнюючою складовою для майбутньої професійної діяльності в автомобільній галузі. Перспективним напрямком подальшої роботи є питання розробки різних форм і технологій навчання майбутніх фахівців автомобільного транспорту для забезпечення нової якості професійної освіти.

## **МОНИТОРИНГ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ НОРМИРОВАНИИ РАСХОДА ТОПЛИВА**

На Украине расхода топлива дорожно-транспортных машин нормируется приказом Министерства инфраструктуры [1]. В этом нормативном акте приведены условия движения автомобиля, когда путевой расход топлива изменяется в большую или меньшую сторону. В приказе четко указаны граничные условия, при которых предусмотрена такая корректировка.

У пользователей данной методики возникает некоторая трудность в доказательстве того, что использование корректировочных коэффициентов происходило правильно. Необходимо контролировать температуру окружающего воздуха, скорость автомобиля, высоту расположения дороги, момент пересечения автомобилем черты города и пригородной зоны, профиль дороги и другую информацию. Кроме того, не все эксплуатационные условия, влияющие на расход топлива, учтены в методике [1].

Единая классификация условий эксплуатации транспортных средств [2] различает следующие факторы: дорожные, транспортные, атмосферно-климатические условия и культуру труда. Эти факторы связаны через среднюю техническую скорость движения с расходом топлива. Отдельно учитывается температура воздуха и высота дороги над уровнем моря.

В настоящее время широко внедряются системы мониторинга транспортного средства, оснащенных навигационно-связным оборудованием с использованием спутниковой навигации. Использование таких систем позволяет получить историю движения автомобиля по карте, высоту расположения дороги, изменение скорости и пробега машины в любой момент времени. Системы мониторинга могут включать датчики контроля расхода топлива, а также передавать информацию о режиме работы и состоянии автомобиля [3].

При нормировании расхода топлива необходимо иметь сведения о внешних условиях воздействующих на автомобиль: характеристики и состоянии дорожного покрытия, интенсивности движения и плотности транспортного потока, температуры и давления окружающего воздуха.

Состояние дорожных условий оценивается некоторыми картографическими средами. Система «Автострада» (<http://autostrada.info/>) классифицирует состояние междугородних трасс по 3-ем уровням (отличная, хорошая и плохая). Система Navizor (<http://navizor.com/>) – оценивает качество улиц в населенных пунктах и состояние дорог на загородных дорогах. В системе «Дороги України» (<http://uaroads.com/>) отмечаются локальное ухудшение состояния дорожного покрытия (наличия ям) с высокой степенью детализации.

Такие поисковые системы, как Google, предоставляет сервис «Карты» (<https://www.google.com/maps>), который отмечает наличие на дорогах затруднения пропускной способности дороги и образования заторов (пробок). Схожий

сервис есть в системе Яндекс (<https://yandex.com/maps/>). Основным критерием выступает скорость движения автомобиля, которая однозначно оценивает транспортные условия эксплуатации.

Недостаток картографических систем является: неполное покрытие дорожной сети (например, система «Дороги України» имеет на данный момент локализацию 8% всех дорог страны) и низкую оперативность обновления данных.

Атмосферно-климатические условия могут быть получены путем ручной регистрации температуры на предприятии, по данным службы Гидрометцентра, на специальных серверах публикующих сведения о погоде в сети Интернет, применением датчиков и измерительных систем которые подключены к компьютеру диспетчерской службы.

Карта температуры воздуха, точки росы, скорости ветра, виды осадков, направления ветра для участков дорог Республики Беларусь создана в системе Инфоцентр (<http://i.centri.by/inforoads/ru/dises>). В системе «Народный Мониторинг» (<https://narodmon.ru>) собраны сведения о местоположении и показаниях датчиков и измерительных устройства, расположенных по всему миру. Реализована возможность подключения в эту систему своих средств мониторинга и видеонаблюдения.

Информация, полученная с разных источников (GPS, датчики ускорения в мобильных устройствах, видео с регистраторов, спутниковые карты, интерактивные сообщения и оценка участников дорожного движения, контрольно-измерительной аппаратуры автомобиля), позволяет повысить точности и достоверность учета условий эксплуатации транспортных машин.

Автоматизированная система обработки данных должна создавать и поддерживать свою базу маршрутов и условий эксплуатации. Для обеспечения работы такой системе необходимо разрабатывать алгоритмы, связывающие полученную из разных источников информацию об условиях работы автомобиля с его топливной экономичностью.

Совершенствовать действующую систему нормирования горюче-смазочных материалов на транспорте можно за счет использования различных методов и средств получения данных параметров, влияющих на расход топлива.

## Литература

1. 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/](http://www.nibu.factor.ua/info/Zak_basa/NormiGSM/)
2. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований) : Монография / Н.Я. Говорущенко. - Харьков: ХНАДУ, 2011. – 297 с.
3. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем : монограф. / В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов [и др.]. – Донецк: Ноулидж, 2013. – 398 с.

## МЕТОДИКА МЕТРОЛОГИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ КАНАЛА ИЗМЕРЕНИЯ ЗАМЕДЛЕНИЯ НА РОЛИКОВОМ СТЕНДЕ ПДС-Л

На роликовом стенде ПДС-Л предлагается замедление колес оценивать по «показателю замедления» (ПЗ). ПЗ представляет собой интервал времени между моментами достижения роликами стенда мгновенных скоростей  $V_{нач}$  и  $V_{кон}$  измеренных в режиме «ТОРМОЖЕНИЕ». Начальная скорость торможения ( $V_{нач}$ ) и конечная скорость ( $V_{кон}$ ), при которой производится отсчет значения ПЗ, выбираются из значений  $V_{нач} \leq 27$  км/ч;  $V_{кон} \geq 6$  км/ч.

Проведение метрологического контроля канала ПЗ производится методом сравнения с образцовой мерой, в качестве которой используется электронная метрологическая модель процессов, имеющих место при натуральных измерениях ПЗ. Для создания метрологически достоверной модели необходимо собрать схему (рис. 1), которая обеспечивает выполнение следующих действий:

- дискретное изменение частоты появления импульсов, имитирующих работу фотодатчиков, от значения  $V_1 \geq 1,05V_{нач}$  до  $V_2 \leq 0,9V_{нач}$  (процесс торможения роликов);

- имитацию замедления с различными его значениями (возможность регулировки и метрологического контроля) путем коммутации значения конечной скорости за известный интервал времени, с которым и сравнивается значение ПЗ, индицируемое на пульте измерительной системы.

Действия по проведению метрологического контроля канала измерения ПЗ содержат следующие операции.

Установить значение частоты выходных сигналов генераторов «А», «Б», «В» равной, соответственно:

$$\begin{aligned} f_A &= 1,05 \cdot 20V_{нач} \text{ (для } V_{нач} = 27 \text{ км/ч } f_A = 765 \text{ Гц);} \\ 0,95 \cdot 20V_{нач} &\leq f_B \leq 1,05 \cdot 20V_{нач} \text{ (для } V_{кон} = 6 \text{ км/ч } 513 \text{ Гц} \leq f_B \leq 126 \text{ Гц);} \\ f_B &= 0,95 \cdot 20V_{кон} \text{ (для } V_{кон} = 6 \text{ км/ч } f_B = 114 \text{ Гц).} \end{aligned}$$

Включить пульт, нажать кнопку «ИЗМ» (см. рис. 1) и удерживать ее до момента перевода измерительной системы пульта в режим «торможение – измерение ПЗ». После этого отпустить кнопку «ИЗМ».

Зафиксировать показания ПЗ пульта и ПЗ образцового хронометра ЧЗ-34 (см. рис. 1). Измерения повторить не менее 10 раз, варьируя частотой генераторов «А», «Б», «В», «Г» (значение частоты генератора «Г» вычисляется, как

$$f_G = \frac{10^3}{ПЗ_{расч}}.$$

Повторить замеры для левого и правого каналов стенда, переключая их с помощью тумблера «левый-правый» (рис. 1).

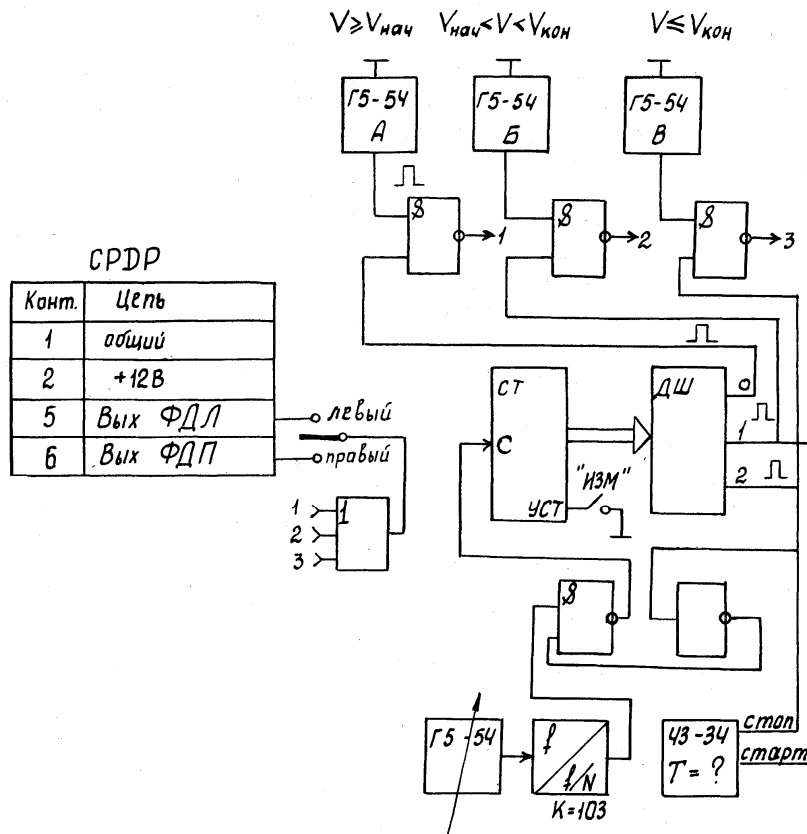


Рис. 1. Схема метрологического контроля канала ПЗ

Рассчитать по данным измерений величины:

$$\bar{\delta} = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{n},$$

где  $\delta_i$  – относительная разность показаний измерительной системы и образцового хронометра, вычисляемая как

$$\delta_i = \frac{\Delta_i}{ПЗ_0},$$

где  $\Delta_i$  – разность величин  $ПЗ_{ИС}$  и  $ПЗ_0$ ; ( $ПЗ_{ИС}$  – показания индикатора «показатель замедления» измерительной системы пульта);  $ПЗ_0$  – показатель замедления, индицируемый на образцовом приборе (ЧЗ-34, см. рис. 1.6);

$$\sigma_{ПЗ} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \Delta_i^2}{n-1}}.$$

Принять решение о пригодности канала измерения ПЗ к эксплуатации. Критерии пригодности:  $\sigma_{ПЗ} \leq 8 \cdot 10^{-3}$  с;  $\bar{\delta} \leq 0,02$ .

## ЩОДО ВХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ РИЗИКІВ НЕБЕЗПЕК НА АВТОДОРОЗІ

Дослідження транспортних потоків, що дають змогу прогнозувати ДТП, та які базувалися на аналізі роботи [1] а також власних дослідженнях, дозволили встановити, що величини середньоквадратичних відхилень з 10% похибкою можна прийняти рівними середнім значенням кількості досліджуваних транспортних засобів у потоці та у ДТП (за умови дотримання розмірності одиниць транспортного потоку на один досліджуваний автомобіль), тобто функція розподілу ймовірностей інтервалів руху транспортних засобів (далі – ТЗ) та частота їх потрапляння в ДТП буде мати вигляд:

$$f(x) = \Omega e^{-\Omega \left(x - \frac{1}{\Omega}\right)}, \quad (1)$$

де  $\Omega$  – відсотковий вміст досліджуваного фактору в загальному об’ємі ДТП. Отримані дані свідчать про те, що для оцінки впливу того або іншого параметру дорожнього руху на його небезпечність при скоєнні ДТП з використанням такого критерію як пробіг ТЗ, необхідно проведення досліджень не менш ніж 100 ДТП, які характеризуються досліджуваним параметром. Тобто методом зовнішнього спостереження необхідно проїжджати на рік не менше  $10000\Omega$  км, що є вкрай трудомісткою операцією. Для експрес-аналізу ситуації в тому чи іншому районі можна використовувати такий показник як кількість ДТП на тону проданого автомобільного палива, так як даний показник побічно пов’язаний з величиною пробігу ТЗ між ДТП. Однак, найбільш точним параметром оцінки впливу того чи іншого фактору на аварійність є безрозмірні коефіцієнти активної і пасивної безпеки [2], які можна визначити з виразу:

$$K = \frac{n_{B\Sigma} D(1+k_1) \left( T_{OЖ} v_H + \frac{l_i}{1 + \frac{v_H}{v_B}} \right)}{n_B D_\Sigma (1+k_1) \left( T_{OЖ} v_H + \frac{l_i}{1 + \frac{v_H}{v_B}} \right)} = \frac{D/D_\Sigma}{n_B/n_{B\Sigma}} = \frac{\Omega_{B \text{ ДТП}}^{\text{ФАКТОРУ}}}{\Omega_{B \text{ ДОРОЖНЬОМУ РУСІ}}^{\text{ФАКТОРУ}}}. \quad (2)$$

При використанні цього коефіцієнту можна не проводити великовартісні прямі спостереження, а використовувати журнал обліку ДТП у структурах поліції. На ділянці дороги з заданими параметрами в якості керуючих параметрів будемо розглядати:

–  $K_1$  – необхідна кількість та якість дорожніх знаків:

$K_{01} = 0$  – не передбачено проектом організації дорожнього руху (далі – ПОДР);  $K_{01} = 1$  – передбачено ПОДР;  $K_1 = 0,25$  – відсутній;  $K_1 = 0,75$  – не достатньо видний у світлий час доби;  $K_1 = 1$  – відповідає всім параметрам.

$K_{11}$  – деформативність стояків дорожніх знаків:

$K_{11} = 0,25$  – небезпечно;  $K_{11} = 0,75$  – малонебезпечно;  $K_{11} = 1$  – безпечно;  $K_{11} = 1$  – відсутні.

–  $K_2$  – розмітка:

$K_{02} = 0$  – не передбачена ПОДР;  $K_{02} = 1$  – передбачена ПОДР;  $K_2 = 0,25$  – відсутня;  $K_2 = 0,75$  – не достатньо видна у світлий час доби;  $K_2 = 1$  – відповідає всім параметрам.

–  $K_3$  – світлофор:

$K_{03} = 0$  – не передбачений ПОДР;  $K_{03} = 1$  – передбачений ПОДР та працює;  $K_3 = 0$  – передбачений ПОДР але відсутній або не працює.

–  $K_4$  – напрямні стовпчики:

$K_{04} = 0$  – не передбачені ПОДР;  $K_{04} = 1$  – передбачені ПОДР;  $K_{04} = 0$  – відсутні;  $K_4 = 0,25$  – небезпечні;  $K_4 = 0,75$  – малонебезпечні;  $K_4 = 1$  – безпечні.

–  $K_5$  – огороження:

$K_{05} = 0$  – не передбачені ПОДР;  $K_{05} = 1$  – передбачені ПОДР;  $K_5 = 0$  – відсутні;  $K_5 = 0,25$  – небезпечні;  $K_5 = 0,75$  – мало небезпечні;  $K_5 = 1$  – безпечні.

–  $K_6$  – засоби примусового зниження швидкості:

$K_{06} = 0$  – не передбачені ПОДР;  $K_{06} = 1$  – передбачені ПОДР;  $K_6 = 0$  – відсутні;  $K_6 = 0,5$  – не відповідають параметрам;  $K_6 = 1$  – малонебезпечні.

–  $K_7$  – протизасліплювальні екрани:

$K_{07} = 0$  – не передбачені ПОДР;  $K_{07} = 1$  – передбачені ПОДР;  $K_7 = 0$  – відсутні;  $K_7 = 0,5$  – не відповідають параметрам;  $K_7 = 1$  – малонебезпечні.

–  $K_8$  – шумові смуги:

$K_8 = 0$  – не передбачені ПОДР;  $K_8 = 0,25$  – передбачені ПОДР, але відсутні;  $K_8 = 0,5$  – передбачені ПОДР, присутні, але не відповідають вимогам;  $K_8 = 1$  – передбачені ПОДР та відповідають вимогам;  $K_9 = 1$  – відсутні.

В якості математичних змінних розглядаються:

$U$  – інтенсивність транспортного потоку (у віртуальних експериментах інтенсивність генерувалася згідно стохастичної моделі);  $S_l$  – протяжність ділянки дороги (у віртуальних експериментах приймалася  $S_l = 1$  км.);  $Q$  – категорія дороги;  $Y$  – коефіцієнт, що враховує зміну інтенсивності руху від часу доби;  $VG$  – коефіцієнт, що враховує зміну інтенсивності руху від місяцю року;

Додатково до системи були підключені змінні, що показують розподіл ДТП за часом; інформація була отримана на основі аналізу емпіричних даних по випадках ДТП за 3 роки.

## Література

1. Маркуц В.М. Транспортные потоки автомобильных дорог и городских улиц / В.М. Маркуц. – Тюмень, 2008. - 102 с.
2. Осипов В.О. Щодо вдосконалення методики оцінки ефективності заходів з підвищення безпеки руху / В.О. Осипов // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2012. – № 3. – С. 41 - 48.



Мустафаев Г.К., аспирант

Гецович Е.М., д.т.н., профессор

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

## ОБ УЧЕТЕ ПОВЕДЕНИЯ ВОДИТЕЛЯ В МОДЕЛЯХ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ

Предложена методика моделирования индивидуального поведения водителя с помощью «коэффициента решительности». Определены основные этапы выполнения исследования для накопления экспериментальных данных, необходимых для определения коэффициента решительности. Также предложено коэффициент решительности разбить на группы в зависимости от вида маневра.

**Ключевые слова:** моделирование, транспортный поток, коэффициент решительности водителя.

Рост напряженности в работе транспортных систем больших городов вызывает необходимость непрерывного совершенствования технических средств организации дорожного движения (ОДД) в направлении создания автоматической системы управления дорожным движением (АСУДД) для значительной части уличной дорожной сетки города, например, всей центральной деловой части (ЦДВЧГ), которые обеспечены максимально использовать пропускную способность не только отдельных участков, но и всей УДС.

Наиболее сложной задачей на пути создания таких АСУ ДД является разработка программного обеспечения контролера, что обусловлено противоречиями требований:

- достаточная точность используемых моделей транспортных потоков;
- необходимость прогнозирования развития ситуаций на всех элементах УДС и выявления проблемных участков;
- большое количество элементов УДС (тысячи);
- большое количество одновременно движущихся объектов (десятки тысяч);
- необходимость выбора в реальном масштабе времени лучшего варианта из десятков(а возможно, и сотен) вариантов ОДД.

В настоящее время используются несколько подходов к моделированию движения транспортных потоков:

- макроскопические модели, построенные на гидрогазо- или электродинамических аналогиях [1, 4-7];
- микроскопические модели, использующие подробное описание каждого объекта и их взаимодействия в потоках [2, 4 -7];
- мезоскопические модели [3, 4-7], как попытка объединить преимущества макро- и микроскопических моделей.

Макроскопические модели достаточно просты, но с точки зрения использования в АСУ ДД обладают рядом существенных недостатков. Во-первых, они не позволяют моделировать дискретно-непрерывные потоки, которые характерны для УДС городов, где объекты движутся «пакетами», т.е условно-непрерывный поток можно рассматривать только в пределах одного

пакета, а между пакетами непрерывность нарушается. Это не позволяет моделировать взаимодействие конфликтующих потоков.

Микроскопические модели позволяют достаточно точно моделировать взаимодействие потоков, а следовательно, и прогнозировать развитие ситуации на УДС. Но они не обеспечивают требуемого быстродействия, т. к. математическая модель, построенная на микроскопическом подходе для тысяч элементов УДС и десятков тысяч движущихся объектов содержит миллионы уравнений и условий.

Предложенный в работах [8,9] эмпирико-стохастический подход к моделированию транспортных потоков, который предусматривает не вычисление параметров потоков, а их задание как случайных величин на основе экспериментально полученных распределений вероятностей их значений, принципиально позволяет создать модель движения транспортных потоков, удовлетворяющую требованиям точности прогнозирования и быстродействия. При этом поведение водителя авторы предлагают задавать коэффициентом решительности вида [9]:

$$K_p = \frac{\tau_T}{\tau_\Phi}, \quad (1)$$

где  $\tau_T$  – теоретически необходимое для выполнения маневра время;  $\tau_\Phi$  – фактически выбранный запас времени оцененный водителем как достаточный для безопасности выполнения маневра.

Очевидно, что величина  $K_p$  конкретного водителя зависит не только от его опыта, характера, психо-физиологического состояние и т.д., но и от вида маневра, интенсивности движения, дорожной обстановки и т.д.

Попытка «подменить» реальное поведение водителей введением в модели понятие «граничный интервал» фактически является «протаскиванием» в модели «среднестатистического водителя».

Информация об исследовании зависимости коэффициента решительности водителя от указанных факторов в литературе отсутствует, что не позволяет на данном этапе практически использовать предложенный способ учета водителя в моделях транспортных потоков.

Поскольку решительность водителя может быть различной при выборе параметров режима движения или принятии решения о выполнении маневра, то общую задачу следует разделить на ряд частных задач:

1. При движении в пакете:
  - выбор скорости водителя первого в «пакете» автомобиля;
  - выбор дистанции водителями следующих автомобилей;
  - выбор полосы движения (при наличие альтернативы);
  - принятие решения об обгоне.
2. При въезде на главную дорогу на перегруженном перекрестке:
  - на правом повороте;
  - при пересечении перекрестка;

– при левом повороте.

Получение исходных статистических данных для построения распределения вероятности значений коэффициентов решительности для всех перечисленных выше частных задач возможно путем обработки видеоизображений движений реальных транспортных потоков на УДС городов. Причем, видеоизображения следует получить при различных интенсивностях движения, поскольку с высокой степенью вероятности можно предположить, что с ростом интенсивности растет и решительность водителей.

В данном случае будут использованы два программных продукта:

- VirtualDub;
- GetIntervalDistribution.

VirtualDub – это программный продукт, который используется в целях получения из видео фрагментов (в нашем случае нерегулируемых перекрестков) в серию картинок.

GetIntervalDistribution – это программный продукт для получения временных интервальных распределений транспортного потока

VirtualDub

- Запустить программу;
- Разбить видео на отдельные картинки;
- Сохранить серию картинок.

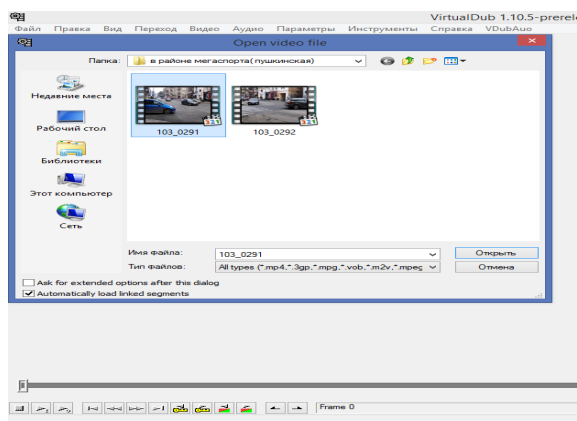


Рис. 1. Добавление видео реальных перекрестков в программный продукт VirtualDub для получения исходных данных

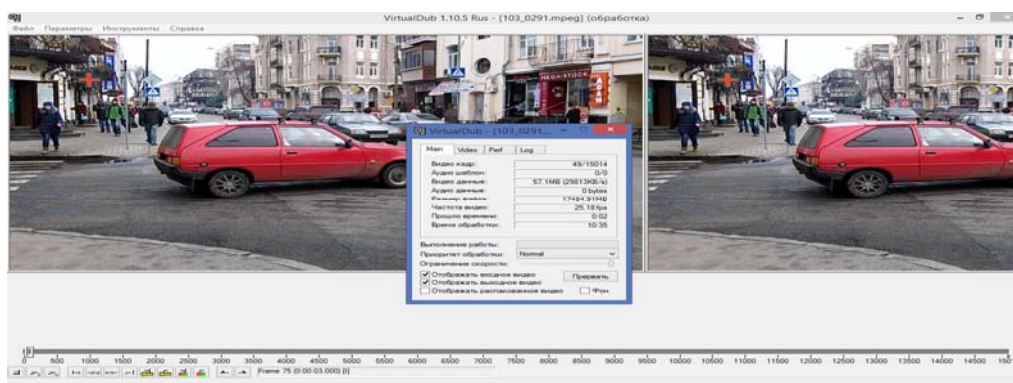


Рис. 2. Работа с видеоизображением в программном продукте VirtualDub

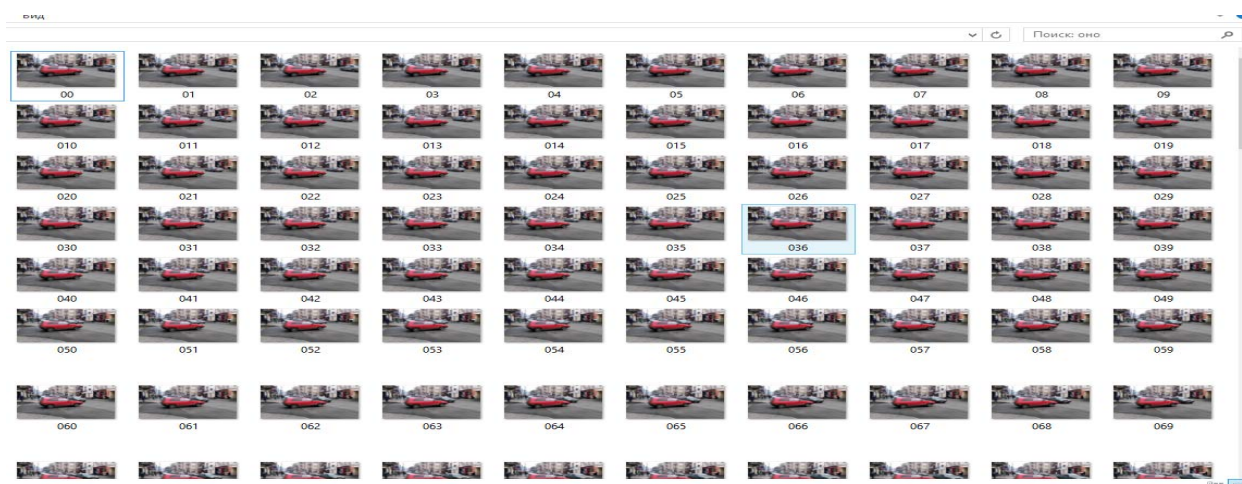


Рис. 3. Разбиваем видеоизображение реальных перекрестков на отдельные кадры в программном продукте VirtualDub

### GetIntervalDistribution

- запустить программу;
- выбрать директорию с картинками;
- выбрать шаг перелистывания кадров;
- начертить линии для отслеживания событий на кадре;
- выбрать цвет линии;
- щелчком мыши на кадре выбрать начальную точку линии, вторым щелчком определить конец линии;
- для получения временных расстояний между событиями, необходимо нажать кнопку «transform to time»;
- получить выходные данные.

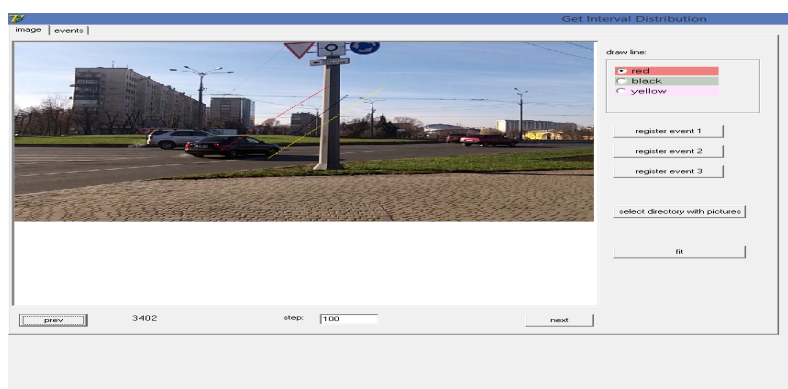


Рисунок 4. Отмечаем нужные нам участки на кадрах в программном продукте GetIntervalDistribution для получения исходных данных

Последующий выбор коэффициента решительности для конкретного водителя (движущегося объекта) может быть сделан на основании полученных распределений вероятности значений коэффициентов решительности с помощью любого известного «генератора случайных чисел» по известной процедуре.

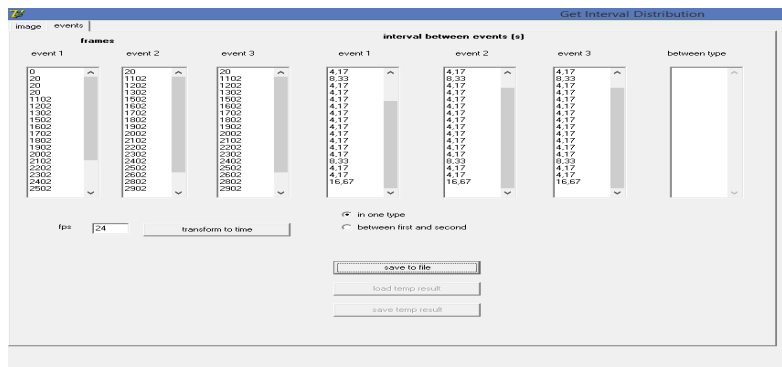


Рисунок 5. Получение временного значения для расчета коэффициента решительности в программном продукте GetIntervalDistributio для получения исходных данных.

Поскольку видеоизображения, а следовательно и статистические данные по предложенному способу учета влияния водителей на движение транспортных потоков, основаны на реальном сочетании в общем потоке водителей с различной степенью решительности, то следует ожидать, что это повысит точность моделирования в отличие от моделей, где используются модели «идеального» или «среднего» водителя.

## Литература

1. Greenberg H. An analysis traffic flow // Operations Research. – 1959. – Vol.7. – P. 79-85.
2. Pipes L. A. An operational analysis of traffic dynamic //J. Appl. Phys. – 1953. – Vol. 24. – P. 274-281.
3. Prigogine I., Herman R. kinetic Theory of Vehicular Traffic. N. Y.: Elsevier, 1971.
4. Семенов В.В. Математическое моделирование динамики транспортных потоков мегаполиса. – М.: ИПМ им. М.В. Келдыша РАН, 2004. – 231 с.
5. Швецов В.И Математическое моделирование транспортных потоков // Автоматика и телемеханика. – 2003. - №11. – С. 3-46.
6. Hoogendoorn S., Bovy P. State-of-the-art of Vehicular Traffic Flow Modelling // Journal of System and Control Engineering/ Special Issue on Road Traffic Modelling and Control, 2001. – Vol. 215. - №. 4. – P. 283-304.
7. Wilco. B. Hybrid microscopic-mesoscopic traffic simulation // Doctoral Dissertation Royal Institute of Technology. – Stockholm. Sweden. 2004.
8. Гецович Е.М. Эмпирико-стохастический подход к моделированию транспортных потоков / Е.М. Гецович, В.Т. Лазурик, Н.А. Семченко, В.Ю. Король // Компьютерное моделирование в наукоемких технологиях: тр. научн. – техн. конф. с междунар. участием Харьк. нац. ун-та имени В.Н. Каразина, 18 – 21мая 2010 г. – Харьков, 2010. Ч.1. – С. 101-104.
9. Гецович Е. М, Король В.Ю. Об учете водителя в эмпирико-стохастических моделях транспортных потоков // Компьютерное моделирование в наукоемких технологиях: тр. научн. – техн. конф. с междунар. участием Харьк. нац. ун-та имени В.Н. Каразина, 18 – 21мая 2010 г. – Харьков, 2010. Ч.1. – С. 19-21.

**Нікульшин Сергій Вікторович**, к.т.н., доцент, SergNuN@gmail.com  
**Нікульшин Дмитро Сергійович**, студент,  
**Павлієнко Сергій Ігоревич**, студент,  
*Донецький національний технічний університет*

## **АНАЛІЗ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ ВИРОБНИЧИХ СИСТЕМ АВТОСЕРВІСУ**

Автомобільний сервіс на сучасному етапі свого еволюційного розвитку стоїть на порозі глибокої внутрішньої перебудови, пов'язаної з принциповими змінами структури ринку автомобілів, збільшенням парку автомобілів за рахунок ввезення автомобілів вторинного використання. Під дією вказаних перетворень автосервіс як соціально-економічна система інтенсивно переходить з одного стану в інший. Значних змін зазнає вся його інфраструктура.

Ситуація, що склалася свідчить про необхідність підвищення рівня стійкості виробничих систем автосервісу (ВСА). Зміна структури споживчого попиту на послуги автосервісу вимагає від сервісної організації швидкої адаптації до умов, що складаються, які приводять до зміни її стану та порушення рівноваги.

З огляду на процеси, що існують у даний момент у вітчизняній економіці та їх наслідки, середовище функціонування системи автосервісу можна охарактеризувати як нестабільне. Під нестабільністю розуміємо неможливість постійної підтримки заданих значень різних регульованих параметрів середовища при довільно змінних впливах.

Нестабільний характер середовища значно ускладнює процес одержання й обробки інформації про вхідні сигнали, скорочує час її використання, знижує ступінь її вірогідності. Водночас адаптивний характер системи вимагає ухвалення адекватного рішення в найкоротший термін. За таких умов ухвалення управлінського рішення про стан ВСА супроводжується певним ризиком.

За умов ризику оцінку стійкості стану системи найдоцільніше здійснювати на підставі теорії корисності, тому критеріями оцінки можуть або очікуване значення корисності (ефективність), або комбінація очікуваного критерію корисності та його дисперсії.

Як правило, використання першого критерію зумовлено прагненням максимізувати очікуваний прибуток або мінімізувати очікувані витрати. Динамічний, стохастичний характер ВСА визначає, що в процесі її функціонування критерій корисності (ефективності) не може бути визначений конкретним значенням вартісного еквівалента, а визначається сукупністю цих значень:

$$Q_n(t) = (\xi_1(t_1), \xi_2(t_2) \dots \xi_n(t_i))^T, \quad (1)$$

де  $\xi_n(t_i)$  – випадкова величина – прибуток, який отримується у момент  $t_i$  функціонування ВСА;  $n$  – обсяг вибірки випадкової величини;  $T$  – тривалість функціонування ВСА.

Таким чином, використання критерію «очікуване значення корисності» припустиме лише тоді, коли те саме рішення необхідно приймати велику кількість разів (значення  $n$  велике). Тоді випадкова величина  $\bar{\xi}(t)$  починає виявляти властивість стійкості і для кожного  $\varepsilon > 0$  буде існувати межа

$$\lim_{n \rightarrow \infty} P \left[ \left| \bar{\xi}(t) - m \right| < \varepsilon \right] = 1 \quad (2)$$

Мета сервісної організації становить:

- результативне та ефективне встановлення і задоволення потреб та очікувань своїх замовників та інших зацікавлених сторін (працівників організації, постачальників, власників, суспільства) для досягнення конкурентної переваги;
- досягнення, підтримування та поліпшення загальних показників діяльності організації та її можливостей.

У зв'язку з цим як додаткове обмеження найдоцільніше використовувати, по-перше, ступінь задоволення потреб і очікувань власників автотранспортних засобів, що користуються послугами ВСА, по-друге, ступінь завантаження виробничих потужностей. У підсумку зміна випадкової величини – прибутку, буде описуватися функцією  $\varphi(\xi(t))$ . Якщо вважати, що дана функція є досить «гладкою» у деякому оточенні точки  $R_x = m$ , наближено функцію зміни прибутку можна надати у вигляді формули Тейлора [1]:

$$\varphi(\xi(t)) \approx \varphi(m) + \varphi'(t)(\xi(t) - m) + \frac{1}{2} \varphi''(t)(\xi(t) - m)^2. \quad (3)$$

Стійкість ВСА як системи залежить від стабільності її вхідних структурних елементів. З огляду на перспективність застосування процесного підходу до управління сервісною організацією її структурними елементами є процеси, які протікають усередині неї, наприклад, управління ресурсами, надання послуги, контроль послуги і процесу її надання, аналіз результатів контролю і т. і. За такої структуризації ВСА має сенс оцінка стійкості стану не цілої організації, а ефективності й стабільності її вхідних процесів. Запропонована вище методика може бути адаптована для кожного окремого процесу, а безперервний контроль зв'язків між процесами дозволить забезпечити максимальний рівень стійкості стану всієї системи.

### Література

1. Анфилатов В. С. И др. Системный анализ в управлении. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 368 с.

**Ніконов Олег Якович**, професор, д.т.н.,  
**Шуляков Владислав Миколайович**, асистент, [jason07@ukr.net](mailto:jason07@ukr.net)  
**Фастовець Валентина Іванівна**, доцент, к.т.н.,  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧОЇ СИСТЕМИ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ НЕЙРО-ФАЗЗИ РЕГУЛЯТОРІВ**

Експериментальне дослідження інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля на основі використання нейро-фаззи регуляторів проводилося на спеціально розробленому стенді [1].

Побудований стенд базується на діючому стендовому комплексі Інституту Проблем Машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, м. Харків. Стенд періодично проходить відповідну сертифікацію.

Випробувальний стенд (рис. 1) дозволяє здійснювати перевірку функціонування системи стабілізації кузова автомобіля, імітуючи переміщення по різних типах доріг.



Рис. 1. Випробувальний стенд

Використовуючи результати науково-дослідних робіт «Розроблення та впровадження інтегрованих інтелектуальних автомобільних інформаційно-управляючих систем» (2015–2016 рр.) за галузевим замовленням МОН України та «Розроблення та впровадження новітніх інформаційно-комунікаційних технологій для мехатронних і навігаційних систем броньованих колісних та гусеничних машин» (2015 рік) грант Президента України, було побудовано інформаційно-керуючу систему на основі використання нейро-фаззи регуляторів для експериментального стенду дослідження адаптивної підвіски автомобіля.



Розроблено програмні, технічні та апаратні рішення для системи стабілізації кузова автомобіля з нейро-фаззі регулятором що знаходиться в контурі керування [2].

Навчання нейро-фаззі регулятора проводилося за допомогою метода субтрактивної кластеризації сумісно з гібридним методом що поєднує метод зворотнього поширення помилки з методом найменших квадратів.

Експериментальні дослідження динамічних процесів для інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля проводилися для однієї реалізації випадкового збурення для імітування переміщення по асфальтованій дорозі.

Об'єм статистичної вибірки при розрахунках математичних очікувань склав  $10^4$ .

Максимальна неузгодженість розрахункових і експериментальних даних для штатного блоку керування і блоку керування з нейро-фаззі регулятором по величині швидкості об'єкта управління склала 5,17%, та по величині переміщення об'єкта управління склала 3,79%.

Отримані данні свідчать про адекватне відображення динамічних процесів, що відбуваються при русі автомобіля по асфальтованій дорозі, і можливість використання математичних моделей інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля для дослідження динамічних процесів шляхом численних експериментів. Експериментально доведена ефективність експлуатації інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля на основі використання нейро-фаззі регуляторів.

Проведена низка експериментів, що підтверджує результати імітаційного моделювання і тим самим ефективність використання інформаційно-керуючих систем адаптивної підвіски автомобіля на основі штучних нейронних мереж, методів еволюційного моделювання та нечіткої логіки.

### **Література**

1. Ніконов О. Я. Розробка стенду для експериментального дослідження інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля на основі використання нейро-фаззі регуляторів / О. Я. Ніконов, В. М. Шуляков, В. І. Фастовець // Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології : Електронне наукове фахове видання. (друкована версія). – Харків: ХНАДУ, 2016. – С. 53 – 56.

2. Shuliakov Vladyslav Application of Adaptive Neuro-Fuzzy Regulators in the Controlled System by the Vehicle Suspension [Електронний ресурс] / Vladyslav Shuliakov, Oleg Nikonov, Valentina Fastovec // International Journal of Automation, Control and Intelligent Systems. – American Institute of Science, 2015. – Vol. 1, №3. – P. 66 – 72.

**Ніконов Олег Якович**, д.т.н., професор,  
**Полосухіна Тамара Олегівна**, аспірант,  
**Сіндєєв Михайло Валерійович**, аспірант,  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **СПОСОБИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОРОЖНЬОЮ ІНФОРМАЦІЄЮ БЕЗПІЛОТНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ**

Забезпечення дорожньою інформацією безпілотний транспортний засіб (БТЗ) та керування БТЗ на основі цієї інформації у реальному режимі часу є актуальною задачею сьогодення. Розробленням БТЗ займаються більшість провідних автовиробників світу. Проекти Navlab від Carnegie Mellon і Prometheus від Mercedes-Benz успішно тестувалися ще у 80-ті роки минулого століття. Існують декілька способів забезпечення інформацією, які взаємодоповнюють один одного – цифрова карта, база даних автотранспортної компанії, локальна база, транспортний портал, навігаційна інформація. Керуючий блок БТЗ виконаний з можливістю вибору між масивами інформації про дорожній рух, що містяться в різних джерелах дорожньої інформації. Вибір здійснюється відповідно до показника якості дорожньої інформації, забезпечується максимально можлива ймовірність отримання актуальної інформації про дорожній рух щодо майбутнього маршруту БТЗ. По-перше визначається місцезнаходження БТЗ, далі отримується дорожня інформація про можливі маршрути в зоні навколо БТЗ, з джерел дорожньої інформації, оцінюється показник якості отриманої інформації про дорожній рух, вибирається дорожня інформація, що має найвищий показник якості даних.

Для підвищення якості інформації в базі даних автотранспортної компанії здійснюють передачу інформації про дорожній рух, збереженої в локальній базі даних, в існуючу дорожню інформацію по даному маршруту. Ця передача даних може здійснюватися безперервно, або ж коли транспортний засіб прибуває на транзитну станцію, або в процесі технічного обслуговування, або в будь-який інший відповідний момент.

Середня величина, отримана по великому числу записів, буде більш надійною в порівнянні з середньою величиною, отриманою по меншому числу записів. Таким чином, середній величині більшого числа записів присвоюється більш високий показник якості даних в порівнянні з середньою величиною, отриманою по меншому числу записів.

Для виключення записів, що містять помилки, під час запису даних беруть до уваги зовнішні чинники, які діють в процесі руху БТЗ. Такими зовнішніми факторами можуть бути вітер, сніг, дощ і т.і. Керування двигуном і/або трансмісією можуть визначатися відповідно з топографією майбутнього маршруту.

## КОНТРОЛЬ ДОРОЖНІХ УМОВ РУХУ АВТОПОЇЗДІВ НА МАГІСТРАЛІ

Для того, щоб рухатись по магістралях за ощадною програмою з дотриманням розкладу, сучасні автомобілі повинні не тільки бути оснащені телеметричним обладнанням, але й приладами, які дають можливість обмінюватись інформацією про дорожні й транспортні умови з іншими учасниками дорожнього руху, тобто включати автомобілі в системи комунікації. Джерелами вхідної інформації є попередні транспортні засоби. Однак, до цього часу чітко не з'ясовано її зміст, необхідний обсяг для того, щоб можна було її використати й реалізувати заплановану програму руху. Щоб ліквідувати цю прогалину, нами було розроблено теоретичну модель і здійснено комп'ютерну симуляцію вироблення необхідних сигналів для імпульсного режиму руху.

Енергоощадні програми руху різних типів автомобілів, які користуються єдиною інформацією, є різними й забезпечити їх жорстким телеметричним зв'язком неможливо. Але вони усі об'єднані дорожніми і транспортними умовами, які є визначальними при виборі режимів руху. Опір дорожньому рухові, як вихідна величина залежить від великої кількості чинників, тому для його дослідження слід застосувати емпіричні залежності [1].

Імітацію контролю дорожніх умов було розроблено на основі такої формалізованої задачі. В момент часу  $t_i$  є дані про власну координату розташування  $x_i$  АТЗ на магістралі. Задана програма руху –  $S(t)$ , де  $S = x_{i+n}(t) - x_i(t)$ ,  $i$  – номер ділянки магістралі, яка характеризується відносною сталістю дорожніх умов. Рух впродовж цієї програми має бути найбільш енергетично ощадним, тобто, складатись з оптимального чергування режимів розгін - рух з постійною швидкістю – вільне кочення [2]. Така програма має бути, по можливості, позбавлена примусового гальмівного керування  $P_2$ . Отже, враховуючи, що функція миттєвої швидкості автомобіля,  $v_A(P_k, P_2, P_o)$  – наперед невідома, де  $P_k$  – рушійна сила провідних коліс,  $P_2$  – сила примусового гальмування,  $P_o$  – сила сумарного опору руху, потрібно обґрунтувати вхідні сигнали для бортової системи керування АТЗ, за якими можна було б досягнути  $v_{i+n} \approx v_{i+n}^{баж.}$  при  $P_2 \rightarrow 0$ . Використано основне рівняння динаміки руху АТЗ, для якого обумовлено, що усі сили і моменти стосуються його центру ваги:  $G_A$  – вага АТЗ;  $M_k$  – рушійний момент на провідних колесах. Вхідні параметри: поточна координата АТЗ  $x_i$ , її перша та друга похідні  $\dot{x}_i$ ,  $\ddot{x}_i$ , які знайдено з допомогою асимптотичних диференціаторів; вага автомобіля  $G_A$ , яку можна вимірювати за напруженнями в тримній конструкції АТЗ; моменти на провідних колесах  $M_k$ ; кутова швидкість колінвала двигуна  $\omega_k$ . Дані можуть бути отримані в будь-якому робочому режимі АТЗ. Поточну координату з достатньою точністю визначають

навігаційні системи, або ж відомі системи радіоміток, які відіграють роль своєрідних дорожніх лагів. Параметри  $M_k$ ,  $G_A$ ,  $\omega_k$  можна з достатнім рівнем точності виміряти безпосередньо в бортовій системі АТЗ. Для успішного застосування лагів потрібна участь декількох автомобілів. Очевидно, що сила опору руху для різних машин в однакових погодних умовах, при однакових швидкостях на тому самому перетині магістралі відрізнятиметься. В цих дослідженнях використано різницю сили опору між перетинами дороги  $j$ -го АТЗ –  $\Delta P_{o,i}^j = P_{o,i}^j - P_{o,i-1}^j$ , яка може бути ненульовою, коли змінюється якість дорожнього покриття, ухил дороги. Доведено, що ця величина є інваріантною для будь-яких двох АТЗ з різною вагою. Різниця сил опору кочення:

$$\Delta P_{o,i} = P_{o,i-1} - P_{o,i} = G_a \left( f_{o\Sigma}^i \cos \alpha_i - f_{o\Sigma}^{i-1} \cos \alpha_{i-1} \right) + G_a \left( \sin \alpha_i - \sin \alpha_{i-1} \right) + k_w F \left( \Delta v^2 \right), \quad (1)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору кочення;  $\alpha$  – кут нахилу поздовжнього профілю дороги до горизонту;  $k_w$ ,  $F$  – коефіцієнт обтічності, та лобова площа АТЗ. Або:

$$u_i = \frac{\Delta P_{o,i}}{G_a} = \Delta \left( f_{o\Sigma} \cos \alpha \right) + \Delta \sin \alpha + \frac{k_w F}{G_a} \left( \Delta v^2 \right). \quad (2)$$

Зміна швидкості на магістралі дуже незначно впливає на зміну опору повітряного потоку. Наприклад, при збільшенні/зменшенні швидкості на 5 м/с для автомобіля КрАЗ-6510 ( $kF = 0,0041 \text{ кН}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$ ;  $G_A = 220,7 \text{ кН}$ ) величина  $u_i$  набуде значення 0,00046, що, порівняно з нормативним коефіцієнтом дорожнього опору для автомагістралі (середнє значення  $\psi = 0,027$ ) становить 1,7%. Як видно з виразу (2) величина  $u_i$  є інваріантною щодо різних колісних машин при високій швидкості (15...27 м/с). Якщо з достатньою точністю вимірювати власні координати АТЗ і належно проводити їх диференціювання, то  $u_i$  – об'єктивна дорожня інформація, яку можна використати в алгоритмі керування рухом АТЗ по розміченій магістралі.

Алгоритм обчислення і прогнозування зміни опору вільного руху (без наявності перешкоди в полі телеметричної видимості) з використанням нерухомих дорожніх лагів запрограмовано в симуляційну модель в середовищі MathLab Simulink. Його використання для різних вхідних даних доводить інваріантність величини  $u$ .

### Література

1. Сунцов В. Н. К оценке величины коэффициента сопротивления качению колеса автомобиля / В. Н. Сунцов, В. П. Шамота, В. А. Макаров [та ін.] // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – 2009. – №2. – С. 75-79.
2. Оліскевич М. С. Умови ефективного застосування магістральних програм імпульсного руху вантажних автомобілів // М. С. Оліскевич, В. М. Дорош / Проектування, виробництво, експлуатація автотранспортних засобів та автопоїздів. – Львів.: НКЦ НТУ, №18. – 2010. – С. 172-178.

**Орисенко Олександр Вікторович**, к.т.н., доцент,  
**Криворот Анатолій Ігорович**, старший викладач, anatoliikryvorot@gmail.com  
*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка,*

## **РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВУЛКАНІЗАТОРА ДЛЯ ЗБІЛЬШЕННЯ РЕСУРСУ АВТОМОБІЛЬНИХ ПНЕВМАТИЧНИХ ШИН**

Одним із найефективніших методів ремонту автомобільних шин з місцевими ушкодженнями є вулканізація, яка являє собою процес перетворення каучуків загального призначення (натурального та синтетичних) в гуму під тиском та при температурі 140–160 °С. Дотримання необхідного та сталого температурного режиму в зоні вулканізації має визначальний вплив на якість відремонтованого виробу. Результати численних досліджень показують, що коливання температури у вулканізаційній ділянці покриття в 5 °С призводить до зміни ступеня вулканізації більше ніж на 30% [1].

Проте у ряді вулканізаторів, що випускаються промисловістю, помічається значний розкид температур по поверхні нагрівального елемента (більше ніж на 5 °С) та є складним, а іноді і неможливим, контроль температури у зоні вулканізації. Помічено також, що на температурний режим в вулканізаційній зоні впливає ступінь притискання до шини ремонтного матеріалу та нагрівального елемента [2, 3].

Аналітичні розрахунки необхідної температури нагрівального елемента, що базуються на теорії теплопровідності багат шарових стінок [4], не дають об'єктивних результатів. Спостерігається значна розбіжність розрахункових та експериментальних даних. Це пояснюється тим, що при аналітичному методі розрахунку приймають, що в місці дотику окремих шарів контакт є ідеальним [5] і теплопередача здійснюється від шару до шару без урахування проміжків між ними. Проте в реальному об'єкті дослідження дотик окремих шарів є нещільним і це дає похибку при розрахунках. Урахування наявності нещільного контакту аналітичним методом є складним [6].

Проведені дослідження показують, що процес вулканізації при місцевому ремонті шин протікає в умовах, які постійно змінюються. Ці зміни викликані теплофізичними характеристиками вулканізатора, нерівномірним розподілом температури всередині шару, що вулканізується та коливаннями температури навколишнього середовища. Також на процес вулканізації значно впливає притискна сила.

З метою встановлення оптимальних режимів вулканізації та отримання математичної залежності, що описує даний процес застосовано планування експерименту. Оскільки основними факторами, що впливають на процес вулканізації є температура нагрівального елемента та тиск на поверхні вулканізації, а вигляд отримуваної залежності невідомий вирішено прийняти двохфакторний трьохрівневий план експерименту [7, 8].

В результаті реалізації експерименту отримано математичну залежність яка має вигляд

$$t_{л} = 0,0041 \cdot P^2 + 0,0009 \cdot t_{н.е.}^2 + 4,52 \cdot P + 0,76 \cdot t_{н.е.} - 0,02 \cdot P \cdot t_{н.е.} - 30,02, \quad (1)$$

де  $t_{л}$  – досліджувана температура поверхні ложементу;  $P$  – сила притискання на поверхні зварювання;  $t_{н.е.}$  – температура нагрівального елемента.

Використовуючи рівняння (1) будуємо графічні залежності температури ложементу від температури нагрівального елемента та величини сили притискання (рис. 1).

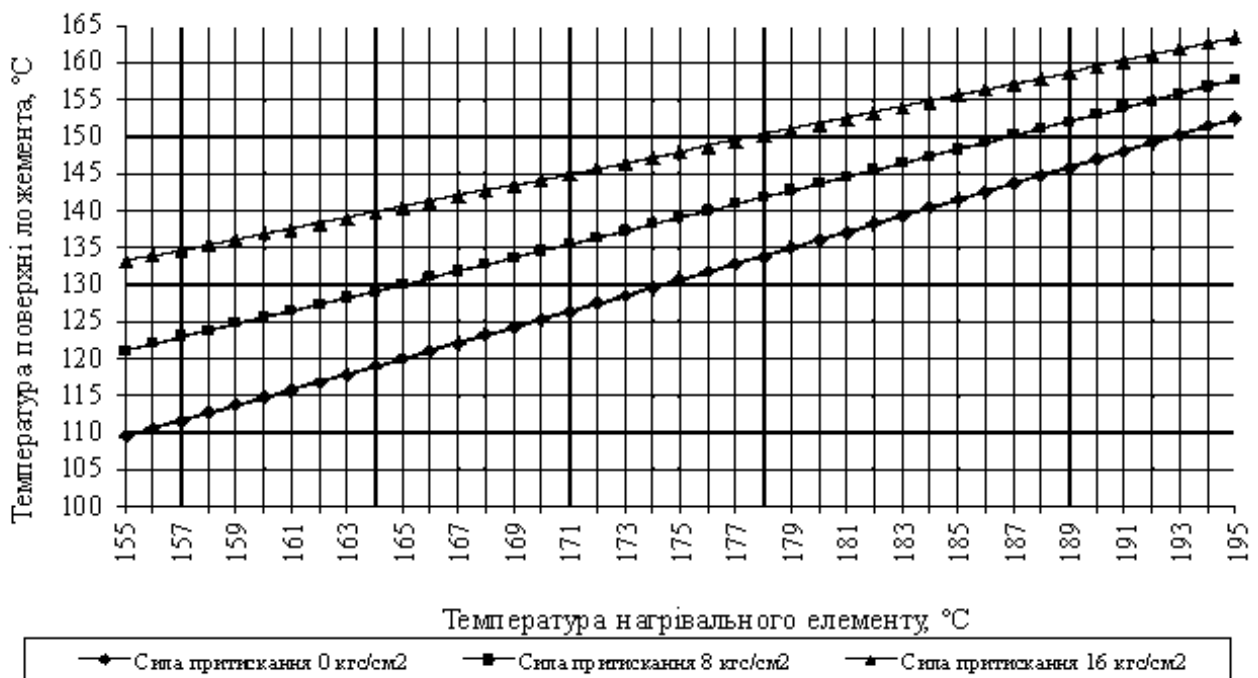


Рис. 1. Графічна залежність температури поверхні ложементу від поступового збільшення температури нагрівального елемента та фіксованій сили притискання

На основі графічної залежності визначаємо необхідні температуру нагрівального елемента та значення сили притискання при яких забезпечується температура на ложементі в 150 °C, що є оптимальним значенням.

За даними експериментальних досліджень проведено контрольну вулканізацію автомобільної шини з боковим розривом гумовокордового шару (рис. 2). Якість виконаного ремонту перевірена накачуванням шини до тиску, який перевищує експлуатаційний у два рази. Дефектів ремонту не виявлено.



Рис. 2. Контрольна вулканізація автомобільної шини

В результаті проведених експериментальних досліджень процесу вулканізації автомобільної шини за допомогою вулканізатора ЭВУ ЗМП отримано математичну залежність між температурою нагрівального елемента та тиску на поверхнях зварювання у вигляді рівняння регресії, яке придатне для оптимізації режимів вулканізації.

### Література

1. Технический анализ и контроль производства синтетических каучуков. / Г.А. Белова, Н.А. Исакова, В.С. Фихтипольц, Е.Д. Панкратова. – Л: Химия, 1987. – 184 с.
2. Matador Rubber s.r.o. , Test methods of rubber materials and products, Education and Culture: Leonardo da Vinci, 2007, 108 p.
3. Лукомская, А.И. Оценка степени вулканизации резин в изделиях М.: ЦНИИТ Энефтехим, 1972. – 43 с.
4. Cengel Y., Boles M., Thermodynamics: An Engineering Approach. 6-th edition, McGraw-Hill, 2007, 960 p.
5. Техническая термодинамика и теплопередача Учеб. Для вузов / В.И. Кудряшов, В.И. Лебедев, В.А. Павленко. – М.: Стройиздат, 1986, – 464 с.: ил.
6. Cengel Y. Heat Transfer: A Practical Approach. McGraw Hill, 2004, 908 p.
7. Vanhatalo, E. & Bergquist, B. (2007). Special considerations when planning experiments in a continuous process.
8. Мухачёв В.А. Планирование и обработка результатов эксперимента: Учебное пособие. – Томск: Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники, 2007. – 118 с

**Павленко В'ячеслав Миколайович**, к.т.н., доцент, [vp.khadi@gmail.com](mailto:vp.khadi@gmail.com)  
**Ханевський Петро Володимирович**, магістр, [p.khanevskiy@gmail.com](mailto:p.khanevskiy@gmail.com)  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **АКТУАЛЬНІСТЬ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ АВТОСЕРВІСНОЇ СИСТЕМИ ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ**

В наш час можна відзначити, що акцент у розвитку інформаційних технологій зміщається у бік поліпшення взаємин із клієнтами, і продовжує удосконалюватися клас інтелектуальних інформаційно-комунікаційних технологій. Інтелектуальні системи здатні безупинно отримувати нові знання й змінювати свою структуру й функції, адаптуватися й розбудовуватися разом з елементом, системою або підприємством відносно розв'язуваних завдань і умовам зовнішнього середовища [1]. Один з напрямків розв'язку такого роду завдань є застосування мультиагентних систем (Multiagent Systems (MAS)), що одержали стрімкий розвиток в останні роки [2]. Концепція агентів, розроблена в рамках мультиагентних технологій і мультиагентних систем (MAS), припускає наявність активності, тобто здатності комп'ютерної програми самостійно реагувати на зовнішні збудження й вибирати відповідні логічні дії.

Поява концепції CSRP (CustomerSynchronizedResourcesPlanning) стала перехідною технологією і створила основу для технології CRM та стало наслідком того, що виробництво стало враховувати потреби споживача. В концепції CSRP тепер не клієнт приходиться за продуктом, а продукт іде за споживачем. Технології керування взаєминами із клієнтами (Customer Relationship Management (CRM)) на сьогодні являють собою зручний інформаційний інструмент і дозволяють виробити ефективну технологію роботи із клієнтами [3]. Розширена CRM-система може містити в собі різноманітні модулі або використовувати інформацію з інших додатків і баз даних, наявних у компанії. Цінності кожного клієнта для виробника досягається в основному за рахунок трьох елементів маркетингової стратегії: організації системи інтегрованих каналів маркетингових комунікацій, розробки програм стимулювання попиту й створення продуктів відповідно до потреб клієнтів. Відповідно, найбільш важливі технологічні компоненти для автосервісної CRM-системи – це підсистеми інтерактивної взаємодії: сервіс-автомобіль-клієнт, контроль поточних операцій, а також бази даних по продуктах і аналітичні модулі всіх елементів комплексу.

На перший погляд технології MAS та CRM перебувають на різних полюсах, як по своїй складності, так і по своїй спрямованості й специфіці. Але при більш детальному вивченні можна сказати, що в перспективі їх методології можуть бути розглянуті як взаємодоповнюючі. Необхідність вивчення проблеми їх взаємодії не представляє сумніви, оскільки зараз усе більше компаній стикаються з необхідністю розвитку клієнтської мережі, усвідомлюють необхідність використання для цих цілей нових сучасних технологій (рис. 1).



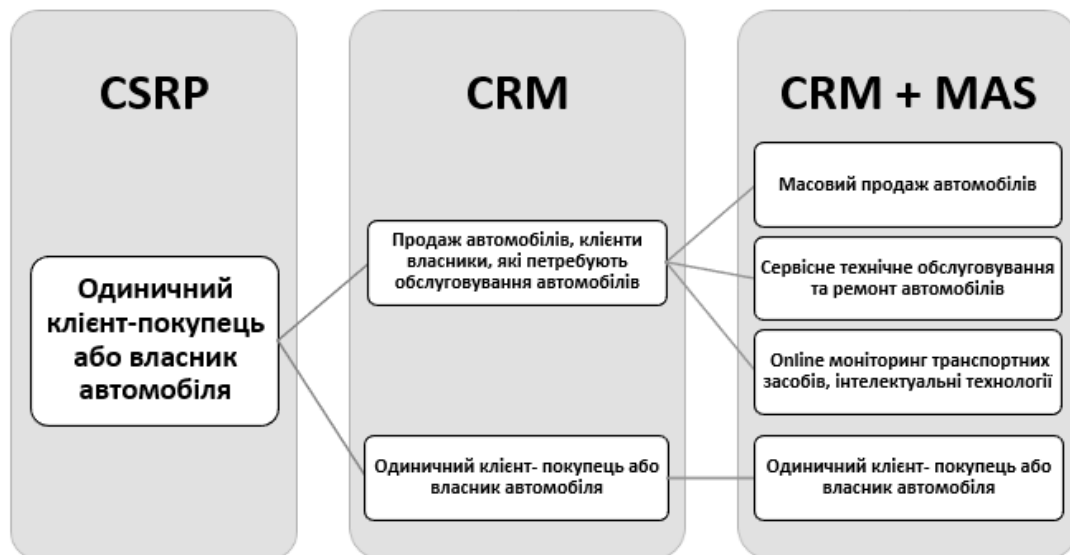


Рис. 1. Етапи становлення сучасних технологій

Обидві технології пропонують певний підхід до побудови автосервісу, а не просто спосіб автоматизації окремих процесів. Так, мультиагентні системи представляють значно радикальну концепцію, що відкриває еру мережних організацій з колективною взаємодією інтелектуальних роботів (агентів), пропонуючи зміну потужних централізованих систем повністю децентралізованими, у яких ієрархічна структура поступається місцем мережної організації, жорстке керування «зверху-униз» – переговорами, план – гнучким домовленостям. Результат застосування цієї концепції – ріст обсягів виробництва компаній, підвищення прибутковості й конкурентоспроможності, мобільності на ринку. Методологія CRM повинна розглядатися не тільки як концепція взаємодії із клієнтами компанії, а скоріше як система, що допомагає створити довгостроковий клієнтоорієнтований сервіс.

Як відомо, стратегія CRM передбачає персональний підхід до кожного клієнта, а для цього як не можна краще підходить створення персонального помічника або індивідуального інтелектуального агента, який зможе швидко виконати запит, запропонувати найкращу інформацію і т.п. Дана послуга дозволить власникам транспортних засобів, підвищити почуття власної безпеки попередженнями про виникнення несправності, яке може викликати дорогий ремонт, або загрозу життю. Ця система автоматизованої допомоги може включати в себе набір додаткових функцій, якими автомобіль не обладнано, а його окреме обладнання дороге коштуватиме: можливість роботи в режимі супутникової сигналізації, виклик екстреної медичної допомоги у випадку одержання критичних ушкоджень та ін.

### Література

1. Гаврилова Т. А. Базы знаний интеллектуальных систем. / Т. А. Гаврилова, В. Ф. Хорошевский – СПб.: Питер, 2000. – 384 с.
2. Michael J. Wooldridge. An Introduction to Multi-Agent Systems. / Michael J. Wooldridge. – Chichester : John Wiley & Sons Ltd, 2009. – 461 p.
3. CRM для автосервиса [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://www.crm2web.ru/tags/CRM\\_dlja\\_avtoservisa](http://www.crm2web.ru/tags/CRM_dlja_avtoservisa)

**Павленко В'ячеслав Миколайович**, к.т.н., доцент, vp.khadi@gmail.com  
**Погодін Ярослав Костянтинівич**, магістр, urogodin5@gmail.com  
**Горшкова Марія Віталіївна**, магістр, gorshkovamary95@gmail.com  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ЕКСПЕРТНІ СИСТЕМИ В ОРГАНІЗАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ**

В останній час дослідження в сфері розробки інтелектуальних систем досягнули великого рівня, що сприяло формуванню такому напряму як експертні системи.

Під експертними системами ми маємо на увазі програму, яка оперує знаннями у певній області, головною метою якої є надання рекомендацій чи вирішення проблем пов'язаних з технічними несправностями. Тобто такі системи можуть частково полегшити роботу людини відіграючи роль асистента, чи повністю взяти під контроль окремі функції, виконання яких раніше не могло обійтися без участі спеціаліста [1]. Інакше кажучи, при доцільному розподілі функцій між людиною та програмою, спеціаліст може досягнути більш високої якості та ефективності своєї праці, це і є одним з ключових моментів впровадження у роботу експертних систем. Але слід виділити, що дослідження в цій області насамперед сконцентровані не тільки на розробці, а і на впровадженні таких програм які могли б відтворити ті процеси, що потребують мислення, точності та багаторічного досвіду людини.

Виходячи з вище сказаного треба відзначити, що експертна системність знань в області яка нас цікавить, може бути накопичена тільки в процесі практичної діяльності спеціаліста. Експертна система використовує ці знання для вирішення специфічних проблем нашої області. Саме це і є відмінною рисою експертних систем від «традиційних» систем, в яких більша увага приділяється загальним питанням не пов'язаних з предметною областю.

Проаналізуємо можливість використання експертних знань та систем на прикладі найскладнішого об'єкту моніторингу автомобільних систем, на двигуні внутрішнього згорання. Двигун внутрішнього згорання потребує складних методів та способів контролю технічного стану. Технічним станом вважають працездатність двигуна. Працездатність це стан при якому двигун здатен виконувати роботу за призначенням на всіх режимах, але може не відповідати вимогам технічної документації визначеною заводом виробником. Непрацездатних та працездатних станів може бути багато. Кожен з цих станів має різні допустимі відхилення від вимог справності до своїх властивостей. Кількість цих, так званих, станів може бути достатньо великою, але під час моніторингу беруться до уваги тільки ті стани, які впливають на показники визначення справного стану двигуна і можуть достовірно ідентифікуватися.

Найбільш обґрунтованим способом контролю фактичного стану двигуна є автоматизований моніторинг всіх діагностичних параметрів, які входять в моніторингову групу [2]. Якщо діагностична інформація цієї групи дає можли-

вість визначення несправностей елементів або їх відсутність, то визначається технічний стан та приймається експлуатаційне рішення.

Двигун внутрішнього згорання, це об'єкт моніторингу першого рівня. Кожний об'єкт моніторингу характеризується кількістю несправностей та кількістю структурних параметрів цього рівня.

До першого рівня відносяться кратні несправності, які пов'язані з будь якою зміною структурних параметрів та зміною зовнішніх ознак, за якими можна характеризувати технічний стан двигуна. Наприклад, збільшення витрати пального або втрата потужності двигуна та ін.

До другого рівня відносяться несправності, в основі формування яких лежить правильність функціонування окремих системи, механізмів або вузлів двигуна. Вважається, що об'єкт моніторингу або зовсім не працездатний та не здатний виконувати свої функції, або працездатній але виконує свої функції з відхиленнями від нормативно - технічних вимог.

До третього рівня відносяться несправності які характеризуються зміною структурних параметрів, як вузлів так і окремих елементів двигуна, які призвели до більш глобальних несправностей. Наприклад, обрив паса газорозподільного механізму та таке інше.

Інтелектуальна база знань містить велику кількість об'єктів які охоплюють всі роботи, що можуть виконуватись з автомобільним двигуном у процесі експлуатації [3]. Аналіз усіх експлуатаційних факторів дає можливість визначення комплексних показників, які характеризують оперативну можливість та необхідність виконання певних ремонтних чи профілактичних робіт. Отже головною перевагою експертних систем є можливість накопичення знань і збереження їх тривалий час.

Автоматизований експлуатаційний моніторинг, що проводиться експертною системою, допомагає прийняти рішення щодо виконання профілактичних чи ремонтних робіт у процесі роботи автомобільних систем. Взаємозв'язок між діагностичними параметрами, несправностями, технічним станом автомобіля надає нам можливість сформуванню базову інформацію, яку можна взяти за основну систему ремонту автомобіля в цілому

### Література

1. Субботін С. О. Подання й обробка знань у системах штучного інтелекту та підтримки прийняття рішень: Навчальний посібник. / С. О. Субботін – Запоріжжя: ЗНТУ, 2008. – 341 с.

2. Волков В. П. Ретроспективний аналіз, стан та перспективи розвитку технічної експлуатації автомобілів / Волков В. П., Матейчик В. П., Комов П. Б. // Вісник СевНТУ: Серія: Машиноприладобудування та транспорт.– 2012. – Вип. 135/2012. – С. 164 – 169.

3. Кукурудзяк Ю. Ю. Система автоматизованого інтелектуально-експлуатаційного моніторингу технічного стану та експлуатаційних показників автомобілів / Ю. Ю. Кукурудзяк // Вісник Східно українського національного університету. – 2012. – №9(180), ч. 1. –С. 136–140.

**Панікарський Олександр Сергійович**, доцент кафедри «Автомобільна електроніка» panikarski50@gmail.com  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,*  
**Данков Володимир Васильович**, полковник-інженер

## **ОСОБЛИВОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ СВИНЦЕВО-КИСЛОТНИХ АКУМУЛЯТОРІВ ВЕЛИКОЇ ЄМНОСТІ**

На цей час свинцево-кислотні акумулятори зостаються найбільш поширеними електролітичними джерелами енергії. Оскільки великою складовою при їх виробництві є свинцевий металобрухт, то строк їх експлуатації не зріс за останні півстоліття через низьку чистоту сировини. Методом подовження строку слугування цих акумуляторів є використання тренувально-відновлювальних циклів. Відомий модифікований ступінчастий тренувально-відновлюваний цикл по методу Данкова В.В., який описаний в роботі [1], що дозволяє збільшити строк експлуатації акумулятора в 1,5-2 рази.

Але для тягових та стартерних акумуляторів великої ємності (до 450 А·год) є свої особливості. По-перше, обслуговування таких акумуляторів потребує більших капітальних та енергетичних затрат. По-друге, виключання акумулятора із процесу експлуатації на період обслуговування тягне за собою експлуатаційні втрати на простій.

За даними провідних фахівців-дослідників Ленінградського НДІ «СТА» відомо, що для усунення проблем, викликаних через старіння і зменшення об'ємної пористості активної маси, може бути ефективним проведення відносно глибоко розряду акумулятора при величинах сили струму розряду на рівні від 0,02 до 0,05 в частках номінальної ємності.

За даними досліджень, проведених в лабораторії кафедри «Автомобільна електроніка» ХНАДУ встановлено, що при цьому також може бути високо ефективним багатоступінчастий відновний заряд, який проходить при мінімально можливій зарядній напрузі.

1. В 2016 році завершена розробка і успішно проведені випробування інтелектуального автоматичного зарядно-розрядного пристрою типу «ОДКБ-2 / 12-50 / 60» в лабораторії кафедри «Автомобільна електроніка» ХНАДУ.

2. Відновлювальне обслуговування проводять в обсязі:
- попередній профілактичний 2-х ступінчастий розряд;
  - багатоступінчастий відновний заряд.

Для відновлення акумуляторної батареї типу 48-ТН-450-У2 за методикою Данкова В.В. в акумуляторному відділенні виробничого підрозділу «Локомотивне депо Основа» були відібрані 24 шт. 4-х вольтових акумуляторних блоки 2ТН-450-У2 2008–2012 рр. випуску з числа відпрацювавших свій ресурс і які мають величину віддаваної ємності на рівні не більше 35% від номінальної.

При відновленні АБ 48ТН-450-У2 було використано інтелектуальний автоматичний зарядно-розрядний пристрій типу «Блок зарядно-відновний модульний БЗВМ-2 / 12-3».

На підставі 3-х пробних запусків дизеля секції «Б» тепловозу 2ТЕ116 № 1488 без проміжної підзарядки АБ, була дозволена дослідна експлуатація акумуляторної батареї типу 2ТН-450-У2 протягом трьох місяців. Після закінчення терміну дослідної експлуатації відновленої батареї типу 2ТН-450-У2 встановлена можливість її використання нарівні з однотипною справною.

Після проведення всіх вищевказаних робіт було складено експертний висновок за результатами проведеного відновного обслуговування свинцево-кислотної АБ типу 48ТН-450-У2 на базі акумуляторного відділення виробничого підрозділу «Локомотивне депо Основа»

### **Висновки**

1. Для забезпечення можливості 2-кратного, у порівнянні з нині наявними, збільшення їх амортизаційного ресурсу служби, відновлювальне обслуговування та діагностику акумулятора з використанням методики Данкова В.В. доцільно проводити:

- при введенні в експлуатацію нової АБ;
- після перших двох років напрацювання ресурсу служби;
- після чотирьох років напрацювання ресурсу служби;
- далі через кожні 15-18 місяців.

2. Шляхом оптимального вибору струмообмеження та інтенсивності наростання величин зарядного струму, що задаються в залежності від рівня якості стану обслуговуваної АБ, – на всіх етапах процесу ВО попереджається інтенсивне перемішування електроліту і участь в цьому перемішуванні накопичених продуктів зносу елементів акумуляторів. За рахунок цього досягається максимально можлива енергонасиченість акумуляторів і високий рівень рівномірності величин їх напруги заряду і розряду.

3. Шляхом використання 2-х ступінчастого розряду забезпечується можливість зародження в усій глибині активної маси щодо великокристалічного рихлопористого сульфату свинцю. Такий продукт розряду при подальшому відновлювальному заряді перетворюється в високооб'ємнопористу активну масу, стійку від опливання і містить більшу кількість зерен активної маси тетрагональної форми.

### **Література**

1. Причины преждевременного сокращения срока эксплуатации свинцово-кислотных аккумуляторов и способы их устранения / В.В. Данков, А.С. Паникарский // Автомобиль и электроника. Современные технологии: электронное научное специализированное издание. – Х.: ХНАДУ, 2015. – №8. – С.193–202. [http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P\\_SIS/AE15\\_2/index.html](http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE15_2/index.html)

2. Причинно-следственный характер проблем в области изготовления и эксплуатации свинцово-кислотных аккумуляторных батарей. Матеріали IV Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції [«Автомобіль і електроніка. Сучасні технології»] (Харків, Україна, 17-19 листопада 2015 р.) / В.В. Данков, А.С. Паникарский. – Х. : ХНАДУ, 2015. – 172 с. – С. 69–71. <http://car-electroniks.hol.es/konferencia.html>

## ВИТРАТОМІР ПАЛИВА ДЛЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Безвідмовна робота окремих вузлів та систем автомобільного транспорту певною мірою характеризується витратою палива двигуном. Паливні показники час від часу контролюються в дорожніх умовах або на випробувальних стендах за допомогою спеціальних приладів – витратомірів, конструкції яких різноманітні й залежать від мети та характеру випробувань. На автомобільному транспорті застосовують витратоміри, призначені для вимірювання швидкості, маси та об'єму потоку споживаного двигуном палива.

Розроблений витратомір палива (рис. 1), що застосовується у двигунах внутрішнього згоряння, конструктивно містить корпус 1 з нарізними штуцерами 2 та 3 з кожного боку і має осьовий отвір діаметром  $d_0$ .

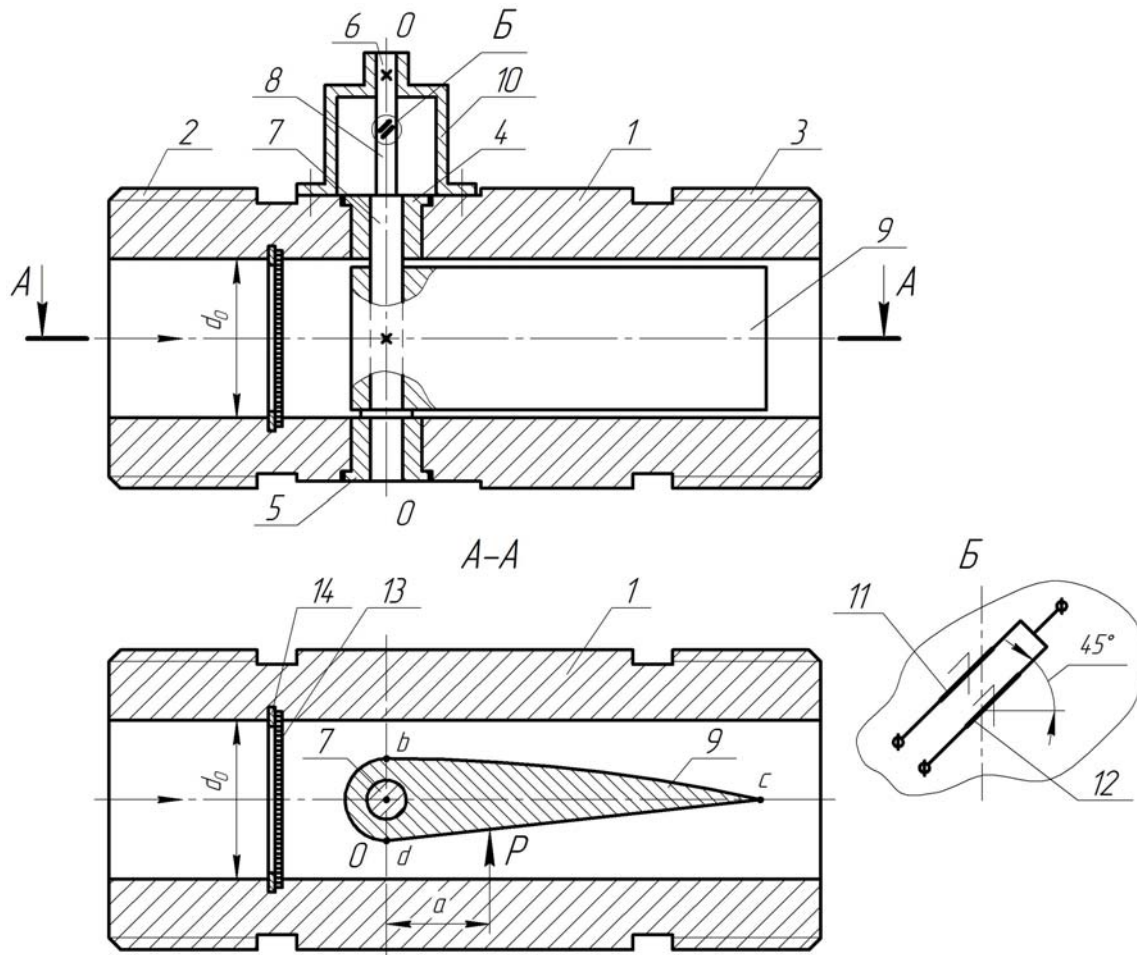


Рис. 1. Витратомір палива для автомобільних двигунів

У радіально розташованих відносно поздовжньої осі отвору підшипниках ковзання 4 та 5 корпусу 1 встановлюється підтримуючий елемент у вигляді

пружного валу 6, складеного з двох частин – 7 та 8. Частина 7 пружного валу 6 встановлена в опорах ковзання 4 та 5 корпусу 1, розташована в осьовому отворі останнього і жорстко з'єднана з напірним крилом 9 таким чином, що поздовжні осі останнього та осьового отвору корпусу 1 співпадають.

Частина 8 пружного валу 6 жорстко послідовно з'єднана з корпусом 1 за допомогою кришки 10, а на ділянці частини 8 пружного валу між його вільним кінцем та підшипником ковзання 4 розташований елемент, що перетворює деформацію пружного валу від крутного моменту з боку напірного крила 9 у вимірювальний сигнал, наприклад, наклеєні паралельно один до одного два напівпровідникових тензорезистори, один з яких 11 з позитивним, а інший 12 – з негативним тензоефектом. Тензорезистори 11 і 12 приєднані до напівмостової схеми для вимірювання розтягу зовнішніх волокон частини 8 пружного валу 6 при деформуванні за рахунок крутного моменту  $M_{кр}$  з боку напірного крила 9.

Крутний момент  $M_{кр}$  визначаємо за формулою

$$M_{кр} = P \cdot a ,$$

де  $P$  – «підйомна сила» напірного крила 9;  $a$  – плече дії «підйомної сили» відносно поздовжньої осі пружного валу 6.

Перед напірним крилом 9 в корпусі 1 розташовано пластинчастий або сітчастий струміневипрямляч 13, застосування конструктивного рішення якого залежить від діаметру осьового отвору  $d_0$  [1], і запірне кільце 14.

Під час руху через осьовий отвір корпусу 1 за напрямом горизонтальної стрілки (див. рис. 1) потоку палива, витрати якого вимірюються, він обтікає напірне крило 9 і за рахунок того, що на ділянці  $b-c$  профілю напірного крила швидкість потоку палива і тиск будуть відповідно  $v_2$  і  $p_2$ , а на ділянці  $d-c$  –  $v_1$  і  $p_1$ , причому  $v_2 > v_1$  і  $p_2 < p_1$ , тоді з боку напірного крила проти годинникової стрілки навколо осі пружного валу 6 (точки О) діятиме крутний момент  $M_{кр}$ , який деформує частину 8 пружного валу 6 і напівпровідникові тензорезистори 11 та 12. Зміна електричного опору тензорезисторів 11 та 12, що об'єднані у напівміст, вимірюється за мостовою схемою і електричний струм у вимірювальній діагоналі фіксується відповідним реєструвальним пристроєм [2].

Перевагою приладу в порівнянні з існуючими є спрощена конструкція, надійність експлуатації і точність вимірювань внаслідок відсутності взаємно рухомих деталей, оскільки перетворювання вхідного сигналу – витрати палива  $Q$ , м<sup>3</sup>/с у вихідний сигнал перетворювача – електричний струм  $I$ ,  $\mu$ А, відбувається за рахунок силових, а не кінематичних параметрів.

### Література

1. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества: Справочник. 4 изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1989. – 701 с.
2. Дайчик М. Л. Методы и средства натурной тензометрии / М. Л. Дайчик, Н. И. Пригоровский. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.

**Рабінович Ернест Хаїмович**, к.т.н., доцент, erjara3@gmail.com  
**Зибцев Юрій Васильович**, старший викладач,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## ОЦІНКА ДІЇ ВІТРУ НА АВТОМОБІЛЬ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ

Дорожні випробування – необхідна частина процесів розробки, постановки на виробництво і технічної експлуатації автомобілів. Основою теорії дорожніх випробувань є загальновідоме рівняння тягового балансу, одна зі складових якого – сила опору повітря:

$$P_w = kF \cdot v^2 = 0,5\rho C_x F \cdot v^2,$$

де  $kF$  – фактор обтічності ( $k = 0,5\rho C_x$ , де  $\rho$  – густина повітря під час виміру,  $\text{кг/м}^3$ ;  $C_x$  – коефіцієнт аеродинамічного (лобового) опору);  $F$  – лобова площа автомобіля,  $\text{м}^2$ ;  $v$  – швидкість автомобіля,  $\text{м/с}$ .

Показник степеня  $n = 2$  – загальноприйняте округлення, а насправді це досить складна функція від швидкості  $n(v)$  з великою варіацією значень, особливо при швидкостях нижче 50  $\text{км/хв}$ .

Для підвищення ефективності дослідів треба знати швидкість і напрямок вітру. Наші виміри ручним анемометром показали значну мінливість вітру – за 36  $\text{хв}$  середня швидкість знизилася від 2,98 до 1,36  $\text{м/с}$ . Навіть протягом одного виміру (4...6  $\text{хв}$ ) швидкість змінювалася в 2 рази, причому різкі зміни відбувалися за 3...10 секунд. Практично такі ж результати були отримані на дорозі, що йде дамбою водосховища, – там протягом 2 хвилин вітер змінювався від 2,6  $\text{м/с}$  до 1  $\text{м/с}$  і знову до 2,8 при середній швидкості 1,75  $\text{м/с}$  на рівні 1,6  $\text{м}$  від дороги. У різних місцях дороги вітер був різний: на західному кінці 2,74  $\text{м/с}$ , посередині (через 16 хвилин) – 1,65  $\text{м/с}$ , на східному кінці (через ще 12 хвилин) – 1  $\text{м/с}$ . Ясно, що під час дорожніх випробувань вітер буде змінюватися не тільки на протязі робочого дня, а й від заїзду до заїзду. Отже, не треба визначати швидкість вітру прямими вимірами – це несе значні трудові й грошові витрати і не дає бажаного результату через велику невизначеність кожного показника. Коли потрібна не щосекундна картина вітру, а його вплив на автомобіль, слід відшукувати хоча б непрямі методи інтегральної оцінки такого впливу протягом конкретного заїзду.

Свого часу ми запропонували спосіб, що включає в себе виконання пари заїздів з розгоном і вибігом в прямому і зворотному напрямках. У кожному заїзді реєструються параметри розгону і вибігу, зокрема – середні уповільнення за період руху накатом від швидкості  $v_1$  до швидкості  $v_2$ . Швидкість вітру в  $\text{м/с}$  і коефіцієнт опору повітря обчислюють за такими формулами:

$$v_w = \frac{m \cdot \delta \cdot (j_1 - j_2)}{4kF \cdot v_1}, \quad C_x = \frac{2 \cdot m \cdot (\delta \cdot j_1 - g \cdot K_V \cdot \psi_2)}{\rho \cdot F \cdot (v_1 \pm v_g)^2}.$$



де  $m$  – маса автомобіля, кг;  $\delta$  – коефіцієнт урахування обертових мас автомобіля;  $j_1$  і  $j_2$  – уповільнення при швидкостях  $v_1$  і  $v_2$  відповідно;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $K_V$  – коефіцієнт, що враховує зміну опору коченню при підвищенні швидкості від  $v_2$  до  $v_1$ ;  $\psi_2$  – коефіцієнт сумарного дорожнього опору при швидкості  $v_2$ .

Оскільки шуканий коефіцієнт  $C_x$  неявно входить в коефіцієнт обтічності  $k$ , завдання доводиться вирішувати методом послідовних наближень, починаючи з передбачуваного значення  $C_x$ . Складена за цією методикою програма в редакторі Excel дає рішення після 5-6 ітерацій.

Далі обчислюються таблиці часу досягнення автомобілем ряду швидкостей у випадках руху за вітром (аркуш 1) і проти вітру (аркуш 2) та виводиться різниця двох тривалостей вибігу. Розрахунок закінчується, коли розрахункова різниця тривалостей зрівняється з визначеною в експерименті (із заданою точністю).

Результатом розрахунку є не повна швидкість вітру, а її проекція на вісь руху автомобіля, прикладена в його центрі тиску.

Якщо випробування проводяться на двох перетинних дорогах, можна відновити і повний вектор швидкості вітру, тобто модуль і напрямок. Для відновлення повного вектора швидкості вітру обчислюють його проекції на осі руху автомобіля по двох дорогах, а потім ці вектори складають.

Така обробка результатів трьох груп заїздів автомобіля Ford Fiesta дала значення швидкості вітру 3,22, 2,18 і 1,30 м/с з азимутами 244,6, 255,7 і 267,7°. Ці результати не суперечать даним метеоспостережень.

У нашій методиці швидкість визначається за проїздом повз стандартну огорожу з кроком елементів 30, 4, 3. 2 і 1 м, а також за показаннями приймача супутникових сигналів. Час визначається за шкалою програми Virtual Dub з кроком 0,033 с. Тривалість вибігу обчислюється методом скінченних різниць. Відносна похибка при кроці сітки 5 км/год – менше 0,1%. Тривалість оцінюваного інтервалу швидкостей – 30...50 с.

Результати перевірки за згаданим випадком: в експерименті час вибігу по довгій дорозі від 121,7 до 90 км/год склав 18,5 с; за стандартним розрахунком – 20,02 с; за уточненою тут моделлю – 18,66 с (відносні помилки 8,2% і 0,86% відповідно). На короткій дорозі час вибігу від 50 до 20 км/год склав 48,0 с в прямому напрямку, 47,7 с у зворотному напрямку. За стандартним розрахунком 56,9 с, за уточненою моделлю 46,95 с (відносні помилки 18,5% і 2,2% відповідно).

Таким чином, уточнена модель і запропонована тут методика знижують похибку урахування дії вітру і розрахунку часу вибігу в 8...9 разів. Не треба прямих вимірювань, зведення їх в один комплекс і подолання невизначеності кожного окремого результату. Необхідна інформація про картину вітру в кожному блоці вимірів отримується без додаткових експериментів, тобто без витрат праці і часу.

Додамо, що отримати таку інформацію щодо раніше виконаних експериментів загальноприйнятим методом просто неможливо.

**Рубан Дмитро Петрович**, канд. техн. наук, доцент, ruban\_dimon@ukr.net  
*ПАТ «Черкаський автобус»*  
**Рубан Ганна Яківна**, викладач-методист,  
*Черкаський державний бізнес-коледж*

## **ПРИЧИНИ ВИНИКНЕННЯ НЕСПРАВНОСТЕЙ ПІДЧАС ГАРАНТІЙНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОБУСІВ ГРОМАДСЬКОГО ТРАНСПОРТУ**

На українському ринку одне із провідних місць займають автобуси виробництва ПАТ «Черкаський автобус». На сьогодні на заводі виготовляють автобуси моделей: А092Н06, А09216, А0962, D 09354. Гарантійний термін складає 2 роки, або 100 тис. км пробігу (що наступить раніше). В Україні є 27 СТО що забезпечують гарантійне та післягарантійне обслуговування цих автобусів. Підчас експлуатації автобусів, враховуючи складні умови експлуатації на міських маршрутах, можуть виникати ті чи інші поломки. Несправності бувають різного характеру та можуть підлягати гарантійному ремонту. Несправності, що спричинені неправильною експлуатацією та несвоєчасним обслуговуванням не підлягають гарантійному ремонту.

В роботах [1–4] описані несправності, що виникали підчас експлуатації автобусів: «Богдан» моделей А091 та А092 2006 р. випуску. При цьому заводом виробником було прийнято ряд конструктивних рішень щодо підвищення експлуатаційної надійності автобусів. Однак, на автотранспортних підприємствах експлуатація автобусів може не відповідати технічним умовам. Зокрема досить часто спостерігаються перевантаження автобусів в час пік, котрі ще не пройшли обкатку. Також неминуча експлуатація шкільних автобусів по розбитих сільських дорогах, що в свою чергу призводять до непередбачуваних поломок.

Тому метою роботи є виявлення причин несправностей при експлуатації автобусів громадського транспорту підчас гарантійного обслуговування.

Як показує практика експлуатації автобусів «Богдан» А092, за останні 10 років завдяки вдосконаленню конструкції кузова, поломки каркасу кузова в гарантійний період стали практично неможливими. Однак, в автобусах нових конструкцій, зокрема «Атаман» А0962, спостерігаються деякі поломки каркасу кузова в місцях зварних з'єднань. Інженери заводу терміново вирішують питання щодо підсилення тих чи інших слабких місць. Застосовують нововведення при гарантійному ремонті та виробництві автобусів. Вихід з ладу інших деталей чи агрегатів, що не виготовляються на ПАТ «Черкаський автобус» (поломка компресора, розтріскування лобового скла, розтріскування віконного гумового профілю, вихід із ладу радіатора системи охолодження, вихід із ладу електро-двигуна обдуву лобового скла, вихід із ладу датчиків ABS тощо) пояснюються неякісним виготовленням цих комплектуючих. Над цією проблемою фахівці заводу постійно працюють, пред'являють рекламації виробникам комплектуючих, або взагалі змінюють постачальника. Крім того на оновлених автобусах «Атаман» А092Н06 виникають проблеми узгодження нових комплектуючих із

кузовом. Зокрема встановлення оновленої панелі приладів потребує розробки нових кріплень. Як показують реалії експлуатації по дорогам низької якості з пробігом за 40000 км панель приладів під дією вібрації починає розшатовуватись та скрипіти. Тому інженери-конструктори підвищують жорсткість каркасу кузова в місці кріплення панелі приладів. Такі зміни конструкції впроваджуються в подальше виробництво. Аналогічно усуваються й інші недоліки конструкції автобуса.

На основі аналізу несправностей під час гарантійного обслуговування можна виділити такі причини поломок:

- низька якість автомобільних доріг;
- перевантаження автобуса, особливо в період обкатки;
- неякісне виготовлення деяких комплектуючих;
- неузгодженість нових машинокомплектів із каркасом кузова;
- відсутність доводочних тривалих випробувань автобусів перед запуском серійного виробництва, що відповідають реальним умовам експлуатації.

Таким чином для зменшення кількості поломок при гарантійному обслуговуванні доцільно проводити випробування автобусів в умовах, що відповідають реальним режимам експлуатації.

Реальні режими експлуатації не відповідають заводським технічним вимогам та технічним характеристикам автобусів. Спостерігаючи за роботою перевізників встановлено, що необкатані автобуси завантажується у перші дні експлуатації понад норму, а низька якість автомобільних доріг підвищує вірогідність виникнення поломок.

Тому враховуючи вищесказане доцільно проводити розрахунки каркасу кузова відповідно до [5] обираючи максимальні значення вібрацій та навантажень. Також доцільно враховувати вібрації (амплітуди, частоти) при виборі навісного обладнання, електричної та електронної апаратури.

Щодо перевізників, то для правильної обкатки, автобуси доцільно використовувати на маршрутах із мінімальним завантаженням та звести до мінімуму експлуатацію в час пік.

### Література

1. Киричук Ф. Опыт эксплуатации: ««Богдан» сделал свое дело...» / Ф. Киричук // Автоперевозчик, 2010. – Вып. 1 (112).
2. Киричук Ф. Опыт эксплуатации: «Богдан А092 – чемодан без ручки» / Ф. Киричук // Автоперевозчик, 2010. – Вып. 3 (114).
3. Шляховой В. Чьи вы, хлопцы, будете? Персоналии украинского рынка автобусов / В. Шляховой // Основные средства, 2008. – Вып. 9.
4. Крайник Л.В. Витрати у взаємозв'язку з термінами експлуатації міських автобусів / Л.В. Крайник, Д. П. Рубан, Г. Я. Рубан // Вісник НУ «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів, 2017. – № 1.
5. Горбай О.З. Міцність та пасивна безпека автобусних кузовів: монографія / О.З. Горбай, К.Е. Голенко, Л.В. Крайник. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 276 с.

**Савчук Володимир Петрович**, к.т.н., професор, postsavchuk@gmail.com  
**Білоусов Євген Вікторович**, к.т.н., доцент, ewbelousov@yandex.ua  
**Сімагін Антон Федорович**, інженер, vertical\_x@ukr.net  
*Херсонська державна морська академія*

## **СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ТРАНСМІСІЙ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН**

В якості обертових опор ковзання зубчастих коліс трансмісій транспортних машин часто застосовуються підшипники ковзання. Конструкція таких вузлів передбачає роботу підшипників в двох основних режимах навантаження: режим ковзання (без передачі навантаження) і режимі кочення з проковзуванням (при передачі силового потоку). Технічний стан підшипників зубчастих коліс визначає умови зубчастого зачеплення і, відповідно, дозволяє забезпечувати надійність трансмісії транспортного засобу в цілому. Режим роботи підшипників ковзання в режимі кочення з проковзуванням недостатньо вивчений, що не дозволяє кількісно оцінити вплив умов експлуатації транспортного засобу на процеси їх зношування.

Нами розроблено стенд для дослідження підшипників ковзання в трансмісіях транспортних машин (далі стенд), що працюють в режимі кочення з малим проковзуванням. В ньому за рахунок застосування спеціальної конструкції навантажувального пристрою можливо створювати радіальне навантаження на обертовий досліджуваний вузол.

Стенд складається з балансірного електродвигуна, коробки передач, гідравлічної системи забезпечення навантаження та мащення підшипника, навантажувальний пристрій виконано з використанням металевої обойми, що встановлюється на шестерню досліджуваного вузла, передача радіального зусилля на підшипник здійснюється гідроциліндром із гідростатичним підп'ятником до обертового дослідного вузла, що разом створюють гідростатодинамічний підшипник ковзання (рис. 1).

На рис. 2 показано навантажувальний пристрій (повздовжній переріз).

Стенд має пульт керування 1, електричний балансірний двигун 2 який змінює частоту обертання при допомозі рідинного реостату 3, карданну передачу 4, коробку передач 5, яка дозволяє збільшити діапазон частоти обертання досліджуваного вузла, що працює безпосередньо в досліджуваній коробці передач 6, масляний бак 7 з встановленим в нього нагрівальним елементом 8 та термометром 9, гідронасоси з електроприводом 10 та 11, двосекційний електрогідорозподільник 12, масляні фільтри 13, манометри 14, 15 і 16, ртутний токознімач 17 та встановлений на досліджуваній коробці передач 6 навантажувальний пристрій (рис. 2), що складається з гідроциліндра 18, на штоці 19 якого змонтовано гідростатичну п'яту 20, яка передає навантаження на шестерню досліджуваного вузла 21 від штока 19 через технологічну втулку 22.

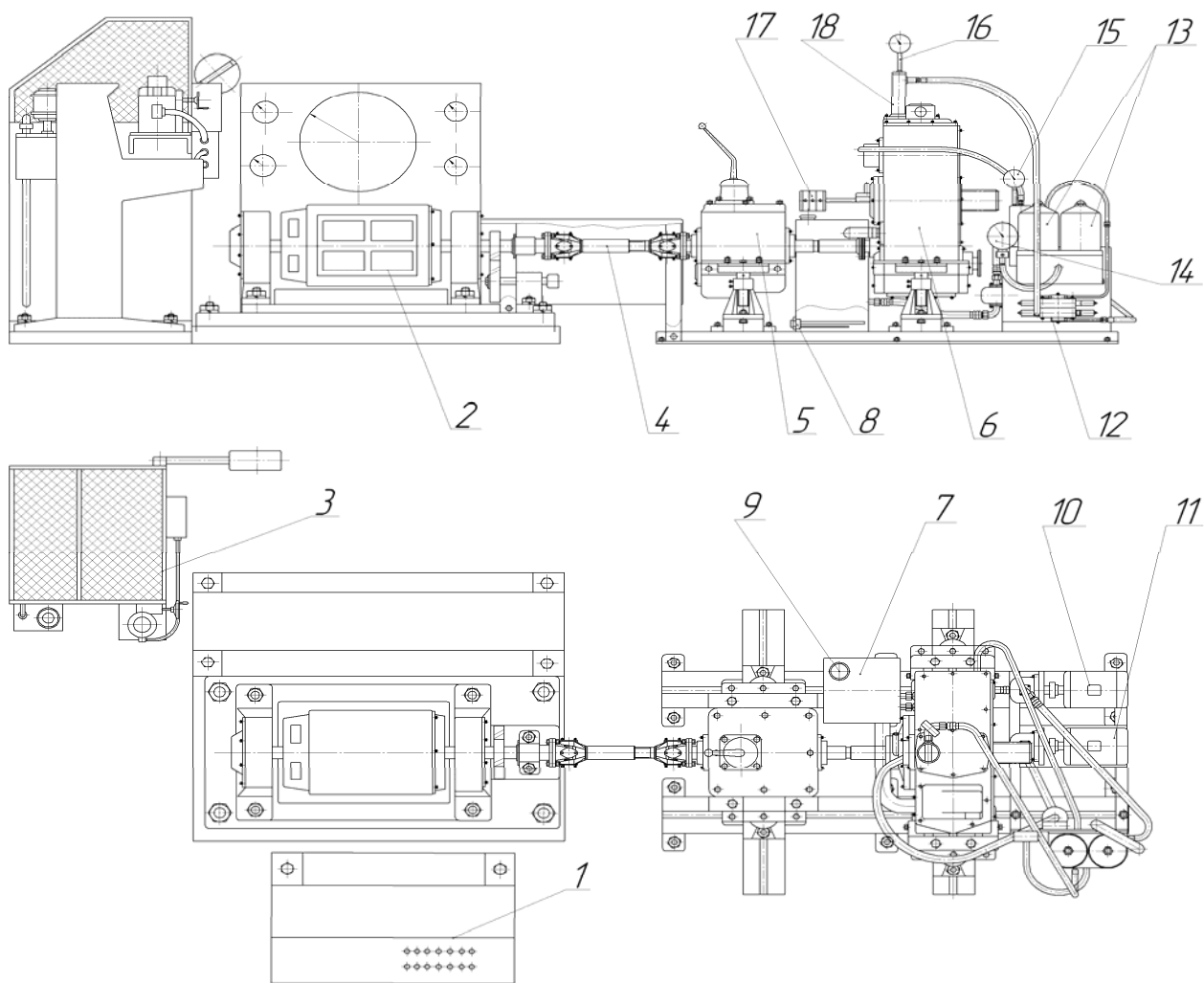


Рис. 1. Стенд для дослідження підшипників ковзання автотракторних трансмісій

Стенд працює наступним чином. Балансирний двигун 2 передає крутний момент через карданну передачу 4 та коробку передач 5 до валу досліджуваної коробки передач 6. Навантаження на досліджуваний вузол передається при допомозі гідроциліндра 18, що монтується на корпусі коробки передач 6. Для здійснення можливості передачі радіального навантаження на обертову шестерню, в якій встановлено досліджуваний підшипник ковзання, встановлюється технологічна втулка 22, що разом із гідростатичною п'ятою 20 створюють гідростатодинамічний підшипник ковзання. За рахунок подачі масла під високим тиском, що створюється насосом 10 та контролюється манометром 15, між контактуючими поверхнями гідростатичної п'яти 20 та технологічної втулки 22 утворюється масляний прошарок, який значно знижує коефіцієнт тертя в навантажувальному пристрої та не вносить зміни в тепловий баланс досліджуваного підшипника ковзання. При необхідності передачі зусилля на нерухому обойму підшипника ковзання при обертовому валу масло до гідростатичної п'яти 20 не подається. Потік масла, що створює масляний насос 11, при необхідності направляється до гідроциліндра 18 навантажувального пристрою та керується при допомозі гідророзподільника 12 з електромагнітним

керуванням. Величина навантаження на підшипниковій опорі контролюється при допомозі манометра 14.

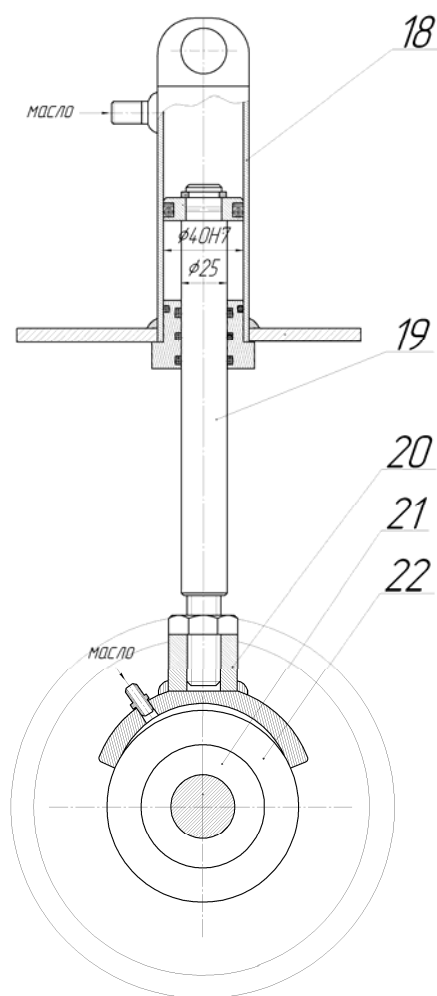


Рис. 2. Навантажувальний пристрій

Потік масла, що створюється масляним насосом 11 проходить очистку при допомозі масляних фільтрів 13 та зливається в досліджувану коробку передач 6. Частина масла потоку зливу направляється для мащення досліджуваного підшипника ковзання. Для зберігання та резервування масла служить масляний бак 7, з якого під час роботи стенду поступає масло до масляних насосів 10 і 11 та зливається масло з досліджуваної коробки передач 6. Підігрів масла та підтримку його температури здійснює нагрівальний елемент 8 з терморегулятором. Для візуального контролю за температурою масла в баку встановлено термометр 9. Для контролю за тиском масла в потоці зливу служить манометр 16.

При дослідженні параметрів розподілення тиску і зазору по периметру підшипника та середньої температури матеріалу підшипника сигнали з вмонтованих датчиків поступають до токознімача 17, а далі на підсилюючу та реєструючу апаратуру стенду. Керування за всім електричним та гідравлічним обладнанням а також реєстрація вихідних сигналів з датчиків здійснюється при допомозі пульта керування 1 дистанційно, що дає можливість проводити дослідження на стенді одній людині.

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., доцент, [sakno-olga@ukr.net](mailto:sakno-olga@ukr.net)  
Козлов Олександр Олександрович, магістр,  
Ільченко Артем Володимирович, студент, [tema1411@yahoo.com](mailto:tema1411@yahoo.com)  
*Придніпровська державна академія будівництва та архітектури*

## **МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ З УРАХУВАННЯМ ФАКТОРІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА РЕСУРС ЇХ ОСНОВНИХ ЧАСТИН**

Своєчасне якісне технічне обслуговування (ТО) і ремонт (Р) – запорука надійності й низьких експлуатаційних витрат при тривалій експлуатації автомобіля. Під час ТО, крім заміни мастил і фільтрів, проводяться перевірки різних систем і параметрів, завдяки чому, можна на ранній стадії попередити дорогий ремонт вузлів або агрегатів [1].

Аналіз причин відмов проводиться з метою обґрунтованої розробки заходів щодо забезпечення працездатності автомобіля. Результати аналізу причин відмов можуть використовуватися для встановлення або уточнення критеріїв відмов; визначення та врахування впливу на надійність окремих особливостей і чинників конструкції, технології виготовлення, режимів та умов експлуатації, зовнішніх факторів; вибору та уточненню системи контролю якості виготовлення або діагностування технічного стану виробів; оцінки ефективності заходів щодо забезпечення надійності [2–3].

Збір та обробка інформації з експлуатації спрямовані на вирішення наступних завдань:

- визначення періодичності ТО і ремонту;
- можливості узагальнення результатів обробки інформації про якість однотипних деталей, вузлів, моделей автомобілів і напівпричепів;
- порівняння фактичних показників якості з показниками, що закладені в конструкторській документації;
- проведення аналізу економічних витрат на усунення дефектів автомобілів і напівпричепів;
- виявлення деталей, складальних одиниць і комплектуючих виробів, що лімітують якість автомобілів і напівпричепів;
- визначення фактичних нормованих показників якості автомобілів і напівпричепів та їх елементів.

Таким чином, отримана інформація з експлуатації повинна давати підставу для:

- розробки та проведення конструктивних удосконалень автомобілів з метою підвищення якості;
- удосконалення технології виготовлення, складання, контролю та випробувань, спрямованих на забезпечення та підвищення експлуатаційної надійності автомобілів; розробки організаційно-технічних заходів, спрямованих на

підвищення якості діагностики, послуг, ТО і ремонту автомобілів, зниження витрат на їх проведення.

Алгоритм аналізу відмов автомобілів в процесі експлуатації включає етапи збору інформації про відмови агрегатів за їх видами, визначення найбільш ненадійних вузлів, деталей, кількісної оцінки надійності. Щоб виділити із загального потоку відмов найбільш типові різновиди та провести оцінку їх середньої питомої ваги в загальному, кількості відмов, найбільш зручно користуватися графіками видів браку (діаграми Парето). За допомогою цих діаграм проводиться порівняльний аналіз множини факторів, аналізується ступінь їх важливості і взаємозв'язку, визначається підхід до вирішення питання забезпечення надійності автомобіля [4–5].

Для встановлення раціональних режимів ТО і Р необхідно розробити алгоритм, на основі якого виділити з ряду статистичних сукупностей головні, стержневі операції, що виникають найбільш часто, мають велику трудомісткість, визначають безпеку руху, надійність і економічність роботи автомобіля.

**Висновок.** Таким чином, основними завданнями при розробці раціональних режимів ТО і Р є:

- виявлення найбільш «слабких» частин автомобіля;
- вивчення закономірностей і причин зміни технічного стану з'єднань, агрегатів і матеріалів;
- обґрунтування методів визначення режимів профілактики і встановлення допустимих з економічних, технічних, технологічних або іншими ознаками значень параметрів технічного стану вузлів, з'єднань, механізмів і агрегатів; визначення з достатньою мірою достовірності періодичності та переліків операцій профілактики та ремонту.

### Література

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков : ХНАДУ, 1999. – 457 с.
2. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др. / под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2003. – 614 с.
3. Варфоломеев В.Н. Научные основы построения и реализации технологии поддержания автомобилей в работоспособном состоянии на базе диагностической информации: дисс. доктора техн. наук: 05.22.10 / Варфоломеев В.Н. // ХГАДТУ. – Харьков, 1994. – 362 с.
4. Полянський О.С. Формуванні властивостей надійності автотракторних двигунів у гарантійний і після гарантійний періоди експлуатації: дисс. доктора техн. наук: 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / Полянський Олександр Сергійович. – Харків, 2004. – 381 с.
5. Лисий О.В. Підвищення ефективності експлуатації автомобільних поїздів шляхом управління їх технічним станом: дисс. канд. техн. наук : 05.22.20 / Лисий О.В. // ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2016. – 200 с.



**Сакно Ольга Петрівна**, к.т.н., доцент, sakno-olga@ukr.net  
**Козлов Олександр Олександрович**, магістр,  
**Ільченко Артем Володимирович**, студент, tema1411@yahoo.com  
**Савенко Денис Вікторович**, студент, xdenua@gmail.com  
*Придніпровська державна академія будівництва та архітектури*

## **ШЛЯХИ РОЗВИТКУ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Розвиток промисловості в країнах ЄС тісно пов'язане зі збільшенням транспортних переміщень, як в межах одного підприємства, так і межах держави, або між державами.

Однак економічна ситуація в світі не дозволяє інтенсивно розвивати автотранспортну промисловість в повному обсязі. Так, число зареєстрованих нових автомобілів в 27 країнах Європейського союзу (без урахування Мальти, дані по якій відсутні) скоротилося в квітні 2017 року на 6,6% в порівнянні з тим же місяцем 2016 року, говориться в повідомленні Європейської асоціації виробників автомобілів (АСЕА) [1].

Продажі FCA Group на європейському ринку знизилися на 0,8%, Ford скоротив реалізацію на 11,4%, Opel – на 13,4%. BMW знизила продажі на 6%, Daimler – на 2,7%.

Однак, обсяги реєстрацій автомобілів виробництва Toyota в Європі вросли в квітні на 5,3%, Kia – на 8%, Suzuki – на 12,8%. Разом з тим продажі Nissan впали на 13,2%, Hyundai – на 10,3%, Mazda – на 6,7% [1].

Україна – транзитна держава, через яку проходить безліч вантажопотоків імпорту-експорту. Тому використовуючи високий промисловий рівень розвитку країн ЄС, Україна з кожним роком збільшує потребу в автотранспортних засобах (АТЗ) з високою інтенсивністю їх експлуатації, а значить, підвищує вимоги до їх надійності. Особливо це актуально для автопоїздів з тягачами. В Україні їх використовують для перевезення різних вантажів.

На даний час автомобільна транспортна система України налічує більше 9,2 млн. транспортних засобів [2], у тому числі:

- 6,9 млн. легкових автомобілів;
- $\approx$  250 тис. автобусів;
- $\approx$  1,3 млн. вантажних автомобілів;
- понад 840 тис. од. мототранспорту.

У цілому, на ринку комерційних перевезень в цей час здійснюють підприємницьку діяльність майже 56,2 тис. перевізників, які в своїй діяльності використовують більш 154 тис. транспортних засобів.

На сьогодні в Україні нараховується близько 240 підприємств, які виконують міжнародні перевезення пасажирів. Маршрутна мережа єднає Україну з 23 іноземними країнами та становить понад 400 регулярних автобусних маршрутів. На обслуговуванні цих маршрутів задіяно понад 1,5 тисячі автобусів [2].

Надійність функціонування автотранспортного підприємства (АТП) визначається надійністю роботи автопоїзда. Підтримка високого рівня надійності АТЗ, зниження витрат на їх технічне обслуговування (ТО) і ремонт (Р) повинні забезпечуватися ефективним функціонуванням системи організації ТО і Р [3]. Удосконалення організаційних форм і систем управління ТО і Р АТЗ на основі сучасних інформаційних технологій і моделювання дозволяє скоротити витрати на їх ТО і Р і тим самим знизити собівартість транспортних послуг [4].

Аналіз експлуатації автопоїздів з тягачами марок DAF і Volvo ТОВ «Зенал» (м. Одеса) [5] показав, що вони добре себе зарекомендували під час перевезення вантажів на будь-якій відстані і при будь-якій якості доріг, що особливо важливо для України. На думку ТОВ «Зенал» основна причина відмови основних елементів – природний знос, проте їх ресурс можна збільшити завдяки високому рівню ТО, сучасної діагностики і ремонту.

Таким чином, основними завданнями при розробці раціональних режимів ТО і Р АТЗ є:

- а) виявлення найбільш «слабких» механізмів, агрегатів АТЗ;
- б) вивчення закономірностей і причин зміни технічного стану з'єднань, агрегатів і матеріалів АТЗ;
- в) обґрунтування методів визначення режимів ТО і Р, встановлення допустимих з економічних, технічних, технологічних ознаках значень параметрів технічного стану вузлів, механізмів і агрегатів; визначення з достатнім ступенем вірогідності періодичності та переліків операцій ТО і Р на базі сучасної діагностики.

### Література

1. Матеріалу сайту <https://delo.ua/business/v-evrope-prodazhi-avtomobilej-vyrosli-do-rekordnogo-urovnja-327139/>
2. Матеріалу сайту <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-po-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html>
3. Говорущенко Н.Я. Обеспечение безопасности движения на автомобильном транспорте / Говорущенко Н.Я., Волков В.П., Шаша И.К. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 361 с.
4. Сахно В.П. Аналіз умов забезпечення працездатності автотранспортних засобів на основі удосконалення системи технічного обслуговування / Сахно В.П., Сакно О.П., Лисий О.В. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка [«Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві»]. – Харків : ХНТУСГ, 2015. – Вип. 158. – С. 144-149.
5. Сакно О.П. Моделювання управління технічним станом автопоїздів для автопідприємства на основі кваліметричної моделі / Сакно О.П., Лисий О.В., Косарев В.М. // Академічний огляд. – Дніпро : Дніпропетровський університет імені Альфреда Нобеля, 2016. – Вип. № 1 (45). – С. 86-93. – режим доступу: <http://acadrev.duan.edu.ua/images/stories/files/2016-2/abstragts-2016-2/p13.pdf>

**Саравас Виктория Евгеньевна**, к.т.н., заведующая кафедрой электрификации промышленных предприятий saravasvictoria@gmail.com  
*ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет»*

## **ОЦЕНКА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СОВМЕСТИМОСТИ СТАНКОВ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ**

Для решения различных задач использования металлорежущих станков, применяемых для технической эксплуатации автомобилей, возникает вопрос обеспечения электромагнитной совместимости исследуемых систем. Отчасти это связано с интенсивным внедрением в отраслях автомобилестроения и их ремонта частотно-регулируемого электропривода (ЧРЭ), содержащего в своем составе преобразователи частоты (ПЧ).

Процессы коммутации в преобразователях частоты, используемых для управления работой двигателя, приводят к искажениям форм напряжения и тока, как в сети электроснабжения, так и в самом электроприводе станков. Искажения сопровождаются генерированием высших гармоник (ВГ), а также интергармоник (ИГ) [1], которые вносят ряд нежелательных последствий не только в питающую сеть, но и в технологический процесс обработки деталей. Это, в свою очередь, приводит к выбраковке изделий, обрабатываемых на металлорежущих, фрезерных, шлифовальных и других станках, применяемых при технической эксплуатации автомобилей.

Исторически сложилось так, что все методы исследования электромеханических систем с ПЧ условно можно разделить на аналитические и методы имитационного моделирования [2]. С развитием вычислительной техники появилось новое направление моделирования – комбинированное, являющееся синтезом двух ранее известных. Основным преимуществом метода комбинированного имитационного моделирования является то, что это стохастический подход, позволяющий учитывать влияние множественных случайных факторов. Этот метод позволяет построить наиболее адекватную модель сложной системы.

С точки зрения вопроса распространения гармонических искажений в электрических сетях, метод комбинированного имитационного моделирования является наиболее подходящим, т.к. применение данного метода позволяет получить наглядную информацию о гармонических искажениях токов и напряжений, вносимых ЧРЭ. Также с помощью данного метода представляется возможным определить уровень гармонических искажений, генерируемых двигателями с учетом множества немаловажных факторов, которые, при использовании других методов, выносятся в допущения, снижая тем самым точность полученных результатов.

Актуальным вопросом является не только моделирование, но и проведение экспериментальных исследований, в ходе которых представляется возможным выявить причины возникновения ИГ и ВГ, а также характер их изменений. Для экспериментального исследования были выбраны металлообра-

батывающих токарно-винторезных станки типа 1П732Ф3-S\_V4 на машиностроительном предприятии ОАО «Азовмаш» (г. Мариуполь).

Это напольный промышленный станок, предназначенный для обработки цилиндрических, конических, фасонных поверхностей, подрезки торцов, а также для сверления и развертывания отверстий, нарезания резьбы и других операций. В качестве главного привода служит асинхронный двигатель, мощностью 30 кВт, получающий питание через преобразователь частоты со звеном постоянного тока. В качестве сервопривода на станке служат вентильные двигатели (ВД) типа 1FK7083-5AF71 фирмы «Siemens».

Основные требования, предъявляемые к сервоприводу данного станка, заключаются в выполнении динамичных, высокоточных процессов в широком диапазоне регулирования скорости и с хорошей повторяемостью. Добиться таких характеристик возможно с помощью частотного регулирования по схеме вентильного двигателя.

Частотно-регулируемый электропривод оказывает влияние на протекание электромагнитных процессов в системе электроснабжения, выражающееся в искажениях форм кривых напряжения и тока, проявление которых приводит к увеличению потерь мощности и напряжения, а также к дополнительному нагреву и уменьшению срока службы электрооборудования.

Проведенные экспериментальные исследования, а также результаты имитационного моделирования показали, что спектральный состав кривой входного тока ВД наряду с ВГ содержит ненормируемые ИГ, амплитуды которых могут достигать 43 % от основной и могут превосходить нормируемые ГОСТом ВГ. Расчет коэффициента искажения синусоидальности кривой без учета ИГ может быть занижен на 5–20 %. Также доказано, что амплитуды ВГ, а также ИГ входного тока зависят от режима работы двигателя, его частоты вращения и номинальной мощности.

При нормировании показателей качества электроэнергии в электрических сетях с ЧРЭ необходимо учитывать ИГ наряду с ВГ. Так, например, в случае дискретного спектра ИГ, связанного с принципом работы ВД, их нормирование возможно производить по аналогии с нормированием высших гармоник.

Исследование работы системы ВД в условиях эксплуатации на машиностроительном предприятии подтвердило корректность использования метода комбинированного имитационного моделирования для анализа ВГ и ИГ, генерируемых ВД. Предложенный метод комбинированного имитационного моделирования системы ВД позволил получить кривые входного тока и выходного напряжения при любом типе ВД. Экспериментальные исследования показали, что вычислительная погрешность модели составляет не более 10 %.

### **Литература**

1. Interharmonic Task Force Working Document – IH0101 20001, IEEE.
2. Grenier, D., L.-A. Dessaint, O. Akhrif, Y. Bonnassieux, B. LePioufle, «Experimental Nonlinear Torque Control of a Permanent Magnet Synchronous Motor Using Saliency», IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 44, No. 5, Oct. 1997, pp.680-687.

## ДО ПИТАННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ПАРКУ МІСТА

XXI століття характеризується небувалою динамічністю технічного прогресу у всіх галузях науки і техніки. Цей прогрес відноситься і до автомобіля, оскільки він є одним з найпоширеніших видів сучасної техніки. На сьогоднішній день у світі нараховується більше мільярда автомобілів різного призначення.

За даними міжнародної Організації Об'єднаних націй (Organisation des Nations unies), яка є універсальним органом міжнародної системи колективної безпеки, які були оприлюднені у 2016 році – світовий парк досяг 1 млрд. 15 млн. автомобілів. До 2050 року їх кількість прогнозується збільшити до 2 млрд. одиниць [1].

Із збільшенням кількості автомобілів все актуальнішими стають проблеми, пов'язані із забрудненням навколишнього середовища викидами шкідливих речовин. Зростаюча концентрація автомобілів веде до того, що автомобільний транспорт стає основним джерелом забруднення довкілля у містах [2]. Все це потребує заходів, спрямованих на покращення довкілля.

Розглянемо, як один із заходів покращення довкілля – формування оптимальної за екологічністю автомобільного парку міста.

Один з підходів формування автомобільного парку з певним рівнем екологічної відповідальності за не перевищення заданого обсягу валових викидів шкідливих речовин (обсягів паливоспоживання) парком у період часу кратний, наприклад, календарному року.

Цільова функція формування парку має вигляд:

$$W_j(t) = \sum \sum \sum w_{jik}(t) N_{ik}(t) L_{aik}(t) \prod_n R_{jik} \langle [W_j] \rangle, \quad (1)$$

де  $W_j(t)$  – валовий викид  $j$ -ї шкідливої речовини парком автомобілів у даний період часу;  $N_{ik}(t)$  – число двигунів  $k$ -го типу за видом палива  $i$ -ї групи за призначенням автотранспортного засобу, тис. од.;  $w_{jik}(t)$  – питомий викиду  $j$ -ї речовини, г/км;  $L_{aik}(t)$  – пробіг автотранспортного засобу  $i$ -ї групи з двигуном  $k$ -го типу, тис. км;  $\prod_n R_{jik}$  – помноження коефіцієнтів впливу  $n$ -го фактору на викид  $j$ -ї речовини автотранспортним засобом  $i$ -ї групи з двигуном  $k$ -го типу, тис. км.

Припустимий обсяг валових викидів задається директивними органами в порівнянні з викидами в якому-небудь році, який прийнято за базовий.

Алгоритм формування парку автомобілів за умовою не перевищення валових викидів включає :

- прогноз чисельності,
- структури парку за віком,
- видом палива в розглянутий період часу;

- обґрунтування вихідних даних (річних пробігів окремих груп автотранспортних засобів у кожній віковій групі, пробігових викидів шкідливих речовин і витрати палива)

- оцінку валових викидів шкідливих речовин

- оцінку обсягу паливоспоживання парком автомобілів,

- блок коефіцієнтів коригування пробігових викидів шкідливих речовин та витрати палива окремими групами автотранспортних засобів.

Можливий і інший підхід до визначення структури та чисельності автомобільного парку при наявності екологічних обмежень. Цільова функція в цьому разі прив'язана до конкретної площі території та має вигляд:

$$f_{c \leq [ПДК_j]} = \frac{S_{c \leq [ПДК_j]}}{S} \rightarrow 100\%, \quad (2)$$

де  $S$  – загальна площа території, км<sup>2</sup>;  $S_{c \leq [ПДК_j]}$  – площа території, над якою концентрація  $j$ -ї речовини від транспортних джерел у приземному шарі атмосфери не перевищує гранично допустимих концентрацій.

Парк можна вважати сформованим із заданим рівнем екологічної безпеки, якщо в приземному шарі атмосфери над всією контрольованою територією, концентрації окремих компонентів викидів в атмосферному повітрі не перевищують гранично допустимих концентрацій.

Таким чином покращення довкілля міст передбачає комплекс заходів, спрямованих на оптимізацію хімічного складу атмосферного повітря. Сюди входить зведення до мінімуму викидів у повітряне середовище. Стосовно впливу автотранспортних засобів, одним із заходів є формування автомобільного парку міста з певним рівнем екологічної відповідальності.

### Литература

1. Organisation des Nations unies [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://www.un.org/sustainabledevelopment/ru/about/climate-change>

2. Семененко М.В. Вплив забруднення атмосферного повітря антропогенними джерелами на здоров'я населення: монографія/ М.В. Семененко.- К.: НУБіП, 2016.- 405с. – 100 пр. – ISBN 978-617-7396-28-3.

Скалига М.М., к.т.н., доцент, [cnn110162@gmail.com](mailto:cnn110162@gmail.com)

Рудинець М.В., к.т.н., доцент, [rudinetc@meta.ua](mailto:rudinetc@meta.ua)

Бодак В.І., к.т.н., доцент, [bodak@lenta.ru](mailto:bodak@lenta.ru)

*Луцький національний технічний університет*

Грицук І.В., д.т.н., доцент, [gritsuk\\_iv@ukr.net](mailto:gritsuk_iv@ukr.net)

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПОКРАЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ РОБОТИ СИСТЕМИ ГАЗОТУРБІННОГО НАДДУВУ ТИПУ ГІПЕРБАР**

На сьогодні поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ПДВЗ) з кривошипно-шатунним механізмом є переважаючим типом джерел механічної енергії, що практично всебічно застосовуються як на транспорті, так і в інших галузях народного господарства. Цикли, застосовувані в таких двигунах, дозволяють практично повністю вирішити задачі, що вимагаються від них [1]. В той же час, характер зміни потужності ПДВЗ та її питомі агрегатні значення не завжди відповідають необхідним для дорожньо-транспортних засобів (ДТЗ). Одним із способів, що дозволяє привести дані показники ПДВЗ у відповідність до режимів роботи ДТЗ, є застосування різноманітних систем газотурбінного наддуву. Газотурбінний наддув дає можливість суттєво покращити економічні та екологічні показники ДВЗ за рахунок більш повної утилізації енергії відпрацьованих газів (ВГ) [2].

Проте, газотурбінному наддуву притаманні і суттєві недоліки. Один з них, що найбільше стосується саме ПДВЗ автотракторного типу, наявність так званої турбоями. Частково вирішити цю проблему вдається за рахунок застосування різноманітних систем регулювання прохідного січення соплового апарату турбокомпресора і (або) шляхом використання багатокомпресорних схем. В останньому випадку система газотурбінного наддуву обладнується кількома турбокомпресорами (типу Твінтурбо), кожен з яких «відповідає» за свій навантажувальний діапазон поршневої частини ПДВЗ. Однак, в наслідок значної складності самої конструкції та механізму узгодження роботи, такі системи знайшли обмежене застосування лише на автомобілях окремої цінової категорії.

Іншим шляхом, що дозволяє усунути явище турбоями у всьому навантажувальному діапазоні, є застосування системи газотурбінного наддуву, типу Гіпербар. Головною відмінною рисою цієї системи є те, що турбокомпресор виконано у вигляді своєрідного газотурбінного двигуна (ГТД) [3]. За рахунок спалювання додаткової кількості штатного палива в камері згоряння такого турбокомпресора – ГТД система дозволяє отримати необхідні характеристики наддуву у всіх навантажувальних діапазонах поршневої частини. Додатковою перевагою даної системи є значне зменшення токсичності ВГ за рахунок їх допалювання в камері згоряння турбокомпресора – ГТД.

Однак, системі наддуву типу Гіпербар притаманні і серйозні недоліки. Головними з котрих є ускладнення загальної конструкції та підвищена питома витрата палива. Вказані фактори виявились вирішальними і зумовили обмежене застосування системи газотурбінного наддуву лише для спеціальної техніки. Зокрема, система наддуву типу Гіпербар застосовується на двигунах французького основного бойового танка Лекерк [4].

Вирішити вищезгадані недоліки, на думку авторів, можна шляхом застосування водню, як палива для живлення турбокомпресора – ГТД. В свою чергу, водень може бути отриманий з парів води, вилучених із складу ВГ.

Попередні теоретичні дослідження, проведені на базі характеристик дизелів сімейства Д-240, 243, 245, показали, що система спроможна забезпечити досягнення необхідних параметрів наддуву та витрати водню у всіх навантажувальних режимах поршневої частини [5]. При цьому передбачалося, що основні параметри робочого тіла на вході у турбіну мають відповідати значенням, передбаченим заводами-виробниками для стандартних умов експлуатації.

Поява на ринку допоміжних навісних пристроїв для ДВЗ значної кількості доступних за вартістю різноманітних генераторів як газової суміші ННО, так і у розділеному вигляді, в тому числі українського виробництва, стимулювало активізацію науково-дослідних робіт відповідного напрямку.

Подальшим шляхом вдосконалення і розвитку систем наддуву типу Гіпербар з метою покращення економічних і екологічних показників ДТЗ в умовах експлуатації, на думку авторів, може бути застосування диференційованого способу живлення турбокомпресора – ГТД, залежно від режимів навантаження. Наприклад, на високих навантаженнях, за наявності небезпеки зростання димності ВГ, доцільно подавати в камеру згоряння турбокомпресора – ГТД більшої кількості кисню у складі ННО-суміші. Для інших випадків це можуть бути варіації подачі чистого водню, чистого кисню, та (або) їх сумішей із штатним паливом.

### Література

1. С.И. Ефимов, 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., Рывтинский Г. Н. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высш. шк., 1986. -352с.: ил.
3. В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин 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. Ресурс <http://www.pro-tank.ru> – Бронетехника стран НАТО – Бронетехника Франции
5. Скалыга Н.Н., Рудинец Н.В., Бодак В.И., и др. Концепция улучшения экономических и экологических показателей транспортных ДВС путем оптимизации работы системы газотурбинного наддува // Тези доповіді на міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців», присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула. – ХНАДУ, Харків, 2016, стор. 218-219.



**Скорик Максим Олексійович**, аспірант, [maxym.skoryk@gmail.com](mailto:maxym.skoryk@gmail.com)  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,*  
**Орисенко Олександр Вікторович**, к.т.н., доцент  
*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## УДОСКОНАЛЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1

Рух автопоїзда категорії М1 супроводжується багаторазовими знакозмінними навантаженнями у тягово-зчіпному пристрої, який у системі «автомобіль-причіп» являється пружною ланкою. У такій системі за деяких умов виникають коливальні процеси, під час яких миттєве значення змінної складової сил може набагато перевищити статичні й інерційні навантаження. Це викликає перевантаження усіх складових тягово-зчіпного пристрою та розвиток в них прогресуючих явищ втоми, що в подальшому призведе до скорочення ресурсу їх роботи або аварійної ситуації.

Дослідженню динамічних процесів під час руху автопоїзда присвячено ряд наукових робіт [1, 2]. Так у роботі [1] розглянуто динамічну взаємодію тягача та причепа під час різних режимів руху з урахуванням впливу основних конструктивних та експлуатаційних факторів автопоїзда. Динамічній взаємодії ланок автопоїзда приділено значну увагу у роботі [2]. Дослідженню впливу параметрів тягово-зчіпного пристрою на динамічну взаємодію ланок малотонажного автопоїзда присвячена робота [3]. Математичні моделі руху автопоїзда, що наведені у даних роботах містять велику кількість чинників, що впливають на характер взаємодії ланок автопоїзда, проте, для встановлення основних закономірностей динамічної взаємодії легкового автомобіля з причепом можна скористатись двохмасовою динамічною моделлю.

Для дослідження динамічних процесів, що виникають у тягово-зчіпному пристрої легкового автомобіля з причепом використані положення теорії механічних коливань [4]. Автомобіль та причіп, який він буксирує, представлені у вигляді двохмасової динамічної моделі. При складанні еквівалентної схеми прийнято наступні припущення: рух автопоїзда розглянуто на горизонтальному відрізку шляху; опір дороги прийнято величиною сталою, яка в процесі руху не змінюється і залежить від типу дорожнього покриття; опір повітря не враховується через невелику швидкість руху автомобіля при буксируванні причепа; автомобіль та причеп вважаються абсолютно твердими тілами; жорсткість тягово-зчіпного пристрою прийнято величиною лінійною у всьому діапазоні можливих деформацій; дисипативний опір демпфера прийнято пропорційним швидкості взаємного переміщення автомобіля та причепа; зазори в тягово-зчіпному пристрої відсутні.

Користуючись принципом Даламбера-Лагранжа рух системи «автомобіль-причіп» записано у вигляді двох систем рівнянь – без дисипативного опору та з ним, що були розв'язані окремо.

Результати аналітичних досліджень для легкового автомобіля та причепа повною масою відповідно 1595 кг та 700 кг наведено на рис. 1.

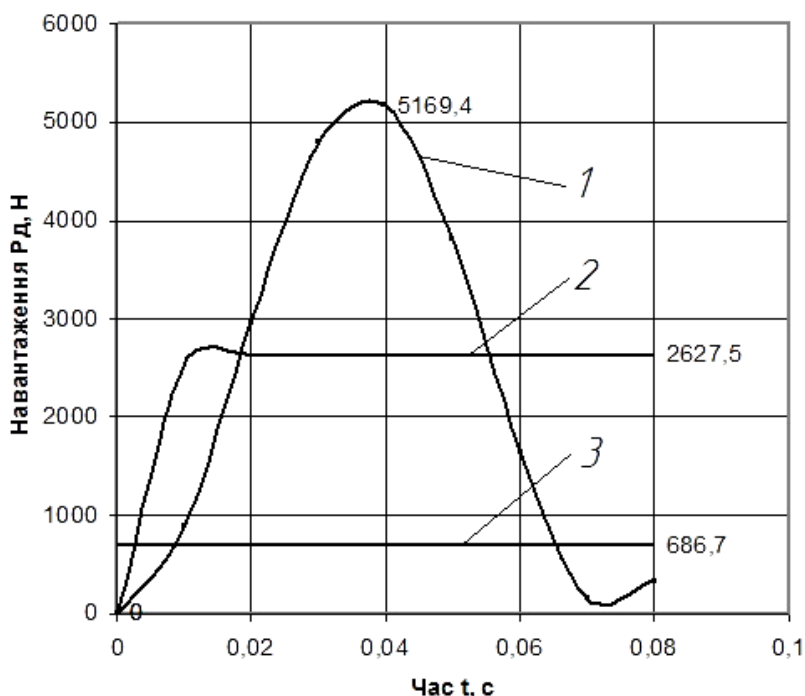


Рис. 1. Динамічні навантаження у тягово-зчіпному пристрої легкового автомобіля з причепом: 1 – без урахування дисипативних сил опору переміщенню; 2 – з урахуванням дисипативних сил опору переміщенню; 3 – навантаження від опору кочення

Отже, при математичному моделюванні було порівняно характер і величини динамічних зусиль у тягово-зчіпних пристроях стандартної конструкції та вдосконаленої конструкції, яка враховує дисипативний опір, у автопоїзда категорії М1. Було отримано аналітичні залежності, що дозволяють описати зміну динамічних навантажень в тягово-зчіпному пристрої автопоїзда категорії М1 під час перехідних режимів руху без урахування та з урахуванням дисипативного опору демфуючого пристрою. Було підтверджено гіпотезу про доцільність застосування у складі тягово-зчіпного пристрою дисипативної ланки. Це дозволяє уникнути коливальних процесів та значно зменшити динамічні навантаження під час перехідних режимів руху автопоїзда.

### Література

1. Щукин М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей: Конструкция, теория, расчет / М. М. Щукин. – М.–Л.: Машиностроение, 1961. – 207 с.
2. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда: монография / Я.Х. Закин, В.С. Кононова, С.А. Гостинова, Е.Н. Галактионова, Л.В. Морозова. – М.: Транспорт, – 1967. – 258 с.
3. Железнов Р.Е. Обоснование и методика выбора параметров сцепного устройства малотоннажного автопоезда. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Волгоград, ВолгГТУ, 2015. – 16 с.
4. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика / А.А. Яблонский. – М.: Высш. шк., 1984. – 423 с.

**Теплюк Віталій Миколайович**, студент,  
*Київський транспортно-технологічний коледж ДУІТ*  
**Збітнев Павло Володимирович**, асистент, [zbitniev@gmail.com](mailto:zbitniev@gmail.com)  
*Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля*

## **УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИСТОСУВАННЯ ДЛЯ ЗБОРУ ВІДПРАЦЬОВАНИХ МАСТИЛ З АГРЕГАТИВ АВТОМОБІЛІВ**

Механічне обладнання автомобілів (двигуни, коробки передач, роздавальні коробки тощо) піддаються при експлуатації дії різних механічних і температурних навантажень. Тому досить важливе значення має своєчасне обслуговування основних вузлів, систем і механізмів транспортного засобу. Однією з важливих складових цього комплексу робіт є своєчасна заміна мастила, яка може бути запорукою тривалої безперебійної роботи механізмів (особливо – двигуна). Для підвищення зручності, пришвидшення процесу та зменшення трудомісткості робіт у зонах технічного обслуговування та ремонту або на станціях технічного обслуговування, бажано використовувати спеціальне обладнання та пристосування для збору відпрацьованих мастил.

На сьогоднішній день існує багато пристосувань для збору відпрацьованих мастил [1–4 та ін.]. Однак відомі конструкції є або занадто складними і, як наслідок, дорогими у виготовленні [1], або відрізняються незручністю у застосуванні через необхідність весь час вручну тримати воронку під зливним отвором [2], або розроблені конструкції недоцільно застосовувати в оглядових канавах через те, що пристрій ускладнює доступ до канави [3], або встановлення пристосування вимагає необхідності перебудови оглядової канави чи можливе тільки при побудові нової [4] тощо.

Метою розробки є удосконалення відомої конструкції пристрою для збору відпрацьованих мастил [4] з метою забезпечення можливості використання пристрою у оглядовій канаві звичайної форми без потреби її складної та трудомісткої перебудови.

Пристрій для збору відпрацьованих мастил, показаний на рис. 1, складається з воронки 1, яка закріплена за допомогою поворотного пристрою 2 на зливному патрубку 3, який у свою чергу закріплений на рамі 4, що виконана у Т-подібній формі. На кінцях горизонтальної частини рами встановлені елементи переміщення (ролики) 5, що спираються на напрямну 6 у формі кутка, змонтованого на боковій стінці 7 оглядової канави. Вертикальна частина Т-подібної рами спирається елементом переміщення (роликом) 8 на бокову стінку 7 оглядової канави. Також на боковій стінці 7 закріплено похилий жолоб 9 у вигляді швелера, а в кінці канави встановлено ємність 10 (не показано).

Пристрій працює наступним чином. Відпрацьоване мастило з агрегатів та вузлів транспортних засобів зливається у воронку 1, з якої мастило потрапляє через зливний патрубок 3 у похилий жолоб 10. По жолобу мастило стікає у накопичувальну ємність 11. Для зливу мастила з різних точок транспортних

засобів рама 4 з воронкою 1 на роликах 5 та 9 по напрямній 6 та стінці 7 вздовж оглядової канави 8. Для забезпечення вільного доступу до вузлів транспортного засобу воронка 1 обертається на зливному патрубку та встановлюється довгою стороною паралельно стінці 7 оглядової канави 8.

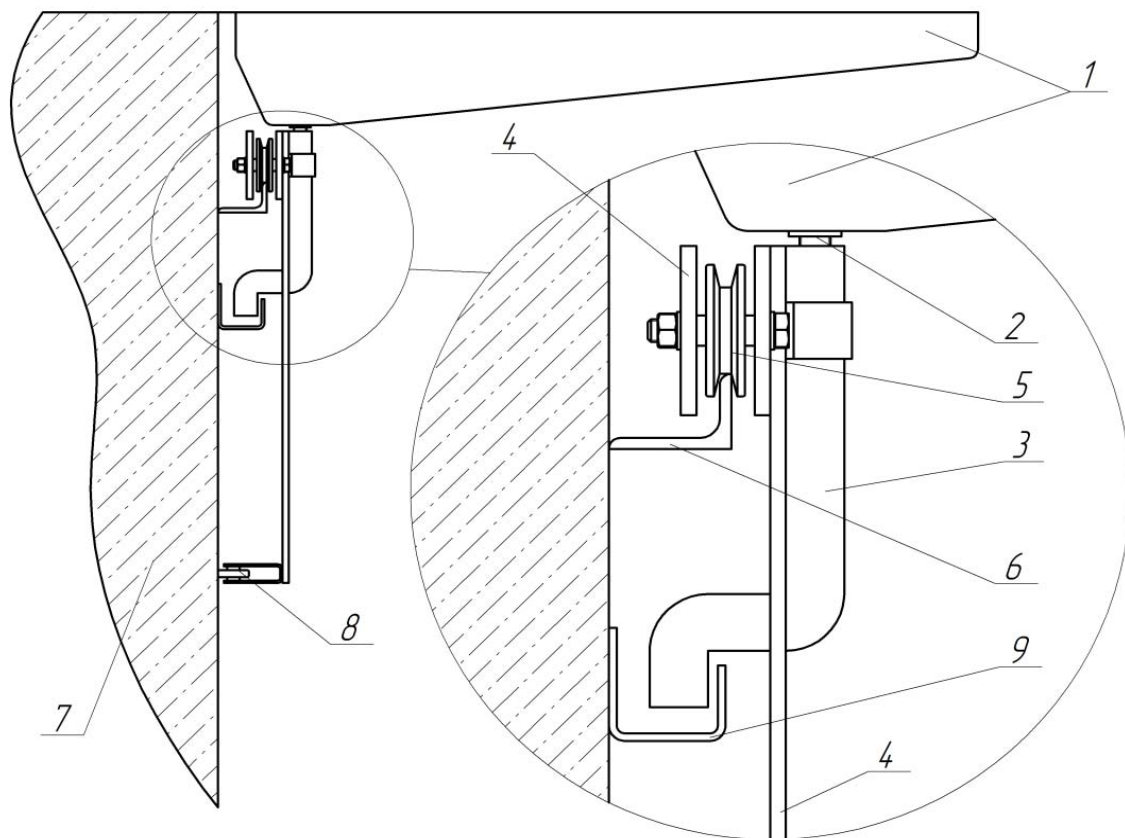


Рис. 1. Загальний вигляд пристрою для збору відпрацьованих мастил

**Висновок.** Удосконалена конструкція пристрою для збору відпрацьованих мастил зберігає всі переваги прототипу та забезпечує можливість використання пристрою оглядовій канаві без потреби її складної перебудови.

### Література

1. А. с. 1155482 СССР, МПК В60S5/00, В60S5/02. Устройство для сбора и раздачи рабочей жидкости / А.К. Цимбалюк, В.Н. Сердечный (СССР). – 3605359/27-11; заявл. 08.06.83; опубл.15.05.85, бюл. №18.
2. А. с. 632644 СССР, МПК В67С11/02. Воронка для слива жидкостей / Н.С. Сакелари, М.Б. Кемпер (СССР). – 2464513/28-13; заявл. 18.03.77; опубл.15.11.78, бюл. №42.
3. А. с. 362721 СССР, МПК В60S1/56. Гаражная тележка с емкостью для сбора отработанного масла из агрегатов транспортных средств / А.С. Протас, С.Б. Микулинский (СССР). – 1696474/27-11; заявл. 31.08.71; опубл.20.12.72, бюл. №3.
4. А. с. 659826 СССР, МПК F16N31/00, В60S5/02. Устройство для слива масла из агрегатов транспортных средств / И.Г. Беккер, А.В. Белюкин, О.Н. Гусев, В.П. Копчиков (СССР). – 2500442/25-08; заявл. 15.06.77; опубл.30.04.79, бюл. №16.

## ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛЬНОГО ПРИ ВИКОНАННІ МІЖНАРОДНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

З метою планування міжнародних автоперевезень та розрахунку обсягу і вартості палива за рейс, були проведені аналітичні і експериментальні дослідження з визначення витрат палива. Прийнятий теоретично-експериментальний підхід досліджень, суть якого адаптація математичного алгоритму до результатів експериментальних досліджень витрат палива.

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. В роботі визначені умови 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 аналітичних досліджень з розрахунку витрат коштів на міжнародних перевезеннях по території трьох і чотирьох країнах за можливими умовами розподілу ціни палива. Отримані результати були оброблені і внесені у вигляді алгоритму у комп'ютерну програму Microsoft Excel, загальний вигляд головної сторінки показано на рис. 1.

Розрахунок витрат коштів при виконанні міжнародних автомобільних перевезень на маршрутах території трьох країн		Умови розподілу цін по країнах* (натисніть і перейдіть на сторінку розрахунків)
Базова лінійна норма витрати палива, л/100 км		$C_a < C_e < C_e'$
Загальний коригуючий коефіцієнт		$C_a > C_e > C_e'$
Споряджена маса наліппричепу, тон		$C_a < C_e > C_e'$ , при $C_a > C_e'$
Маса вантажу, тон		$C_a > C_e < C_e'$ , при $C_a < C_e'$
Мінімальний технологічний запас палива в баку, л		$C_a > C_e < C_e'$ , при $C_a < C_e'$
Назва країни	Відстань по країнах, км	Ціна пального по країнах, грн./л
Україна	280	19
Білорусь	100	16,12
Росія	417	14,3

Рис. 1. Вигляд вікна головної сторінки програми з вихідними даними з визначення витрат палива за критерієм максимальної витрати об'єму палива за мінімальною ціною

Порівняння результатів аналітичних та експериментальних досліджень показало, що адекватність математичної моделі відповідає майже 98% результатам експериментальних випробувань.

## ЗМІНА ПОТОКУ ВІДМОВ АГРЕГАТІВ У ЧАСІ ПРИ ОБСЛУГОВУВАННІ ЗА СТАНОМ

При оптимізації обслуговування агрегатів машин за технічним станом виникає потреба в обґрунтуванні періодичності діагностування та допустимого значення діагностичного параметра [1, 2]. Розглядатимемо процес запобігання відмов агрегатів внаслідок дефектів, яким притаманний тривалий інкубаційний етап. Вважатимемо, що по завершенні інкубаційного етапу починається стрімкий розвиток дефекту. Прийнемо, що діагностування відбувається на початку відліку часу ( $t=0$ ). Часова діаграма, що ілюструє використовувану модель досліджуваних процесів, наведена на рис. 1.

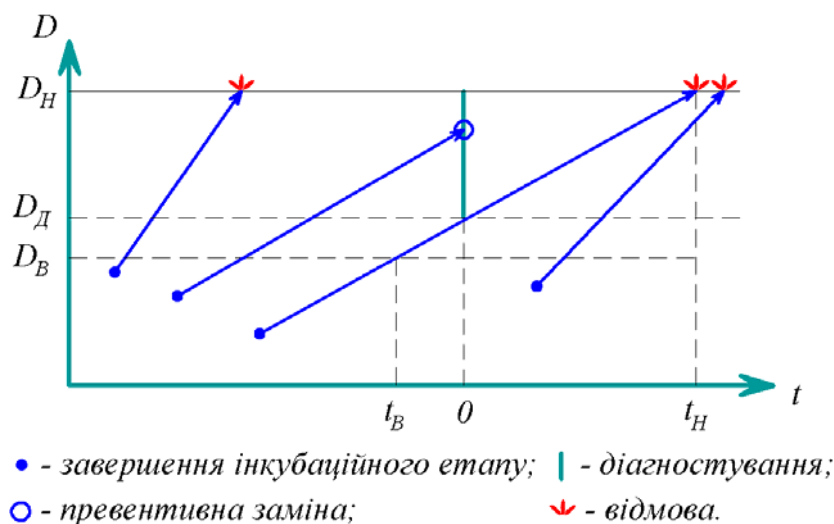


Рис. 1. Часова діаграма процесів виникнення дефектів та їх розвитку, діагностування агрегатів, їх превентивної заміни та настання відмов:  $D$  – розмір дефекту,  $D_H$  – розмір дефекту при настанні відмови;  $D_D$  – допустимий розмір дефекту при діагностуванні;  $D_B$  – розмір дефекту на момент виникнення;  $t$  – час, год;  $t_B$  – час виникнення дефекту, год;  $t_H$  – час настання відмови, год

Розглядатимемо випадок, коли розмір дефекту збільшується в часі лінійно:

$$D(t) = D_B + V(t - t_B), \quad (1)$$

де  $V$  – швидкість розвитку дефекту, 1/год.

Для того, щоб відмова виникла через певний час після діагностування, необхідно, щоб на момент діагностування розмір дефекту не перевищував допустимого значення. Це дає змогу визначити нижню границю швидкості розвитку дефекту, який здатен призвести до відмови в певний момент часу, та відповідний час виникнення дефекту:

$$V_{\min} = \frac{D_H - D_D}{t_H}, \quad (2)$$

$$t_{B\min} = -\frac{D_D - D_B}{V_{\min}}, \quad (3)$$

де  $V_{\min}$  – нижня границя швидкості розвитку дефекту, 1/с;  $t_{B\min}$  – нижня границя інтервалу виникнення дефекту, с.

Здійснюючи усереднення по можливим значенням часу виникнення дефекту, одержимо:

$$k_W(t_H) = \frac{w(t_H)}{w_B} = \int_{t_{B\min}}^{t_H} \frac{f_V \left( \frac{D_H - D_B}{t_H - t_B} \right) (D_H - D_B)}{(t_H - t_B)^2} dt_B, \quad (4)$$

де  $k_W$  – відносне значення параметра потоку відмов;  $w$  – параметр потоку відмов, 1/с;  $w_B$  – параметр потоку виникнення дефектів, 1/с.

Розглядаючи випадок, коли швидкість розвитку дефекту розподілена за логарифмічно нормальним законом, спростимо (4):

$$k_W(t) = \frac{1}{2} + \Phi_0 \left( \frac{\ln \left( \frac{m_V t}{D_H - D_D} \right)}{\sigma_V} \right), \quad (5)$$

де  $m_V$  – параметр масштабу логарифмічно нормального розподілу швидкості розвитку дефекту;  $\sigma_V$  – параметр форми логарифмічно нормального розподілу швидкості розвитку дефекту.

Одержана залежність може використовуватись при оптимізації експлуатації агрегату машини за станом за методикою [3].

## Література

1. Subhash Mathew. Optimal inspection frequency. International Journal of Quality & Reliability Management. Vol. 21. No. 7, 2004. pp. 763-771.
2. Банзак Г. В. Методика определения оптимальных параметров технического обслуживания «по состоянию» с постоянной периодичностью контроля / Г. В. Банзак, В. Н. Цыцарев // Вісник Хмельницького національного університету №4. – 2011. – С. 45–50.
3. Шевченко С. А. Особенности осуществления превентивной замены элементов машин рой наличии инкубационного этапа развития дефекта / С. А. Шевченко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті» 15-16 жовтня 2015 р., м. Харків: ХНАДУ. – С. 195–196.

### **Секція 3.**

## **ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ**

**Karabinesh S.S.**, Associate Professor, Candidate of Technical Sciences,  
karabinioshss@ukr.net

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine,*

**Karandyk R.S.**, Master's degree,

*National University of Bioresources and Natural Resources of Ukraine*

### **ROUTING THE ENGINE – THE SEAL OF ITS DURABILITY**

Among the aggregates of cars the least durable is the engine. According to his resource, the inter-repair lines of service of machines are determined. The components of the engine have a different resource. The piston rings, pistons, cylinders, valves, crankshaft crankshafts, its connecting rod and rods are the fastest. These elements of the engine relate to the responsible assembly units of parts, to eliminate the malfunction of which developed advanced technological processes. During overturning of the engines, mutual tuning of the friction surfaces of parts is reached, defects of repair are revealed and finally the mechanisms and knots are regulated. Tests of engines are a control operation for assessing the quality of repairs.

In the process of manufacturing and restoration of parts of machines provide certain geometry and physical and mechanical properties. However, they are not always optimal for operating conditions. On the friction surfaces of parts after their manufacture there are traces of mechanical processing in the form of projections of different heights. As a result, the wear of parts after the assembly touches the surface of the protrusions. The area of the actual contact of the rubbing surfaces is hundreds and thousands of times smaller than the calculated areas. If such surfaces are loaded, there will be significant specific pressures at the points of contact, which will lead to local overloads, intense destruction and jamming. Friction and work of parts is very affected by the roughness of the surfaces. With less roughness, the actual bearing surface is larger.

Working surfaces is less, the less their roughness. To prevent the accidental destruction of friction surfaces, new or refurbished engines gradually load in the initial period of their work. At the same time there is a process that increases the resistance to the friction surfaces due to the increase in the area of actual contact and the improvement of physical and mechanical properties. The process of improving the quality of the friction surfaces of the conjugated parts in the initial period of their work is called spinning.



When deviating from such a shape in the cross section there is an oval or cut that worsens the surface quality, as well as lengthen the process of spinning. In addition, with oval or fissure, for example, piston rings, the gas passes, the blasting and combustion of the oil layer occurs, bumps or increase in the work of the conjugated parts, as well as increases in oil consumption. For lubrication of engines in the period of spin the oil is recommended industrial I-45 or I-50 and a mixture of diesel oils with industrial oils I-12 or I-20. For accelerated and full engine lubrication, it is possible to add special additives consisting of surfactants to butter. Good results gives a smear on the butter with sulfur additives (add 0,8–1,2%). Additives accelerate the process of spin, improve the quality of surfaces of conjugated parts and reduce the duration of the process in 2 – 5 and even 6 – 8 times. The deterioration of friction surfaces is reduced by 1.2–1.5 times compared with the spin on oil without the addition of sulfur. Routing and testing should only be performed with those appliances, electrical ignition, etc., with which they will work in the process of operation. Routing and testing modes of engines depend on their purpose and design. They are fitted with appropriate technical requirements.

One of the main factors in increasing the durability of friction surfaces, and accordingly the engine as a whole, is the development of new high-quality oils, which must meet the following requirements: long service life; assistance in reducing the coefficient of friction; increase of wear-resistance of surfaces and others.

In the majority of cases, the improvement of the operational properties of lubricants occurs when the additives are added to them. With the help of additives try to achieve such functional properties of friction surfaces, as anti-wear, anti-squeezing, antifriction, anticorrosive and others. These properties of the surface of the parts can cause the oil with additives due to the formation of special films.

Anti – wear and anti –extermination additives create adsorption, chemisorption films and composite films of chemical compounds of metal additives on friction surfaces.

The bases of compositions for anti-wear supplements are the chemical elements P, S, Cl. They form protective films of phosphates, sulphides and chlorides. For anti-inflammatory additives, composite compounds that simultaneously contain S and Cl are used. With the use of additives try to go through the synthesis of organic substances, which contain at the same time P, S, Cl. The disadvantage of additives based on P, S, Cl is their longevity and limitations on the temperature factor and the specific pressure in the friction zone.

## МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ СТРУКТУРНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ СТАЛЕВИХ ГАЗОТЕРМІЧНИХ ПОКРИТТІВ

Одними з найбільш ефективних методів відновлення, зміцнення і захисту швидкозношуваних деталей машин і елементів конструкцій зарекомендували себе технології, засновані на розпиленні дротяних матеріалів. Там, де не потрібно наносити шари з кераміки, жароміцних композитів, а реставрації підлягають деталі машин і механізмів загального машинобудівного профілю, раціонально використовувати газополум'яне напилення (ГПН) дротів [1] і електродугове напилення (ЕДН) [2].

Мета досліджень – вивчення структури газотермічних дротових покриттів і визначення шляхів управління процесом утворення структури для досягнення найбільш високих фізико-механічних властивостей.

Досліджувалися структурні особливості покриттів, отриманих ГПН і ЕДН дротів зі сталей феритного (Св-08), мартенситного (40Х13) і аустенітного (Х18Н10Т) класів. ГПН і ЕДН здійснювалося термічним розпилювачем «ТЕРКО» і «АДМ-10» відповідно [1, 2]. Покриття, отримані в результаті розпилення дротових матеріалів, за своєю будовою близькі до газотермічних порошкових покриттів. Однак, якщо при напиленні порошків окремі частинки можуть бути не проплавлені або нагріті, то при розпилюванні дротів шар формується тільки з розплавлених частинок. Це обумовлює велику, ніж при ГПН порошків деформацію частинок і меншу пористість (рис. 1).

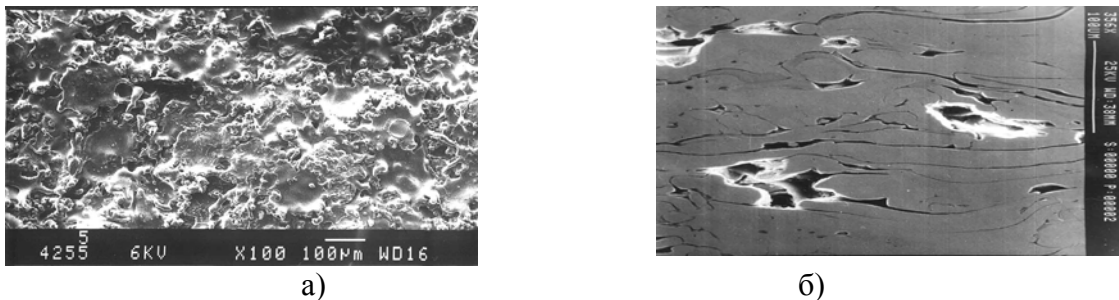


Рис. 1. Мікротопографія (а) та мікроструктура (б) сталевого ГПН покриття

Напилені покриття в початковому стані мали твердість 360–380 МПа, мікротвердість  $HV_{30} = 2650$  МПа, вміст залишкового аустеніту 40–45 % (рис. 2, а). Зазвичай вміст залишкового аустеніту в загартованій сталі 40Х13 не перевищує 3–5 %.

Після обкатки роликком із зусиллям близько 1900 Н твердість покриттів склала 8000–8500 МПа, мікротвердість  $HV_{0,5} = 4100$ –4500 МПа, а кількість залишкового аустеніту знизилась до 8 % (рис. 2, б).

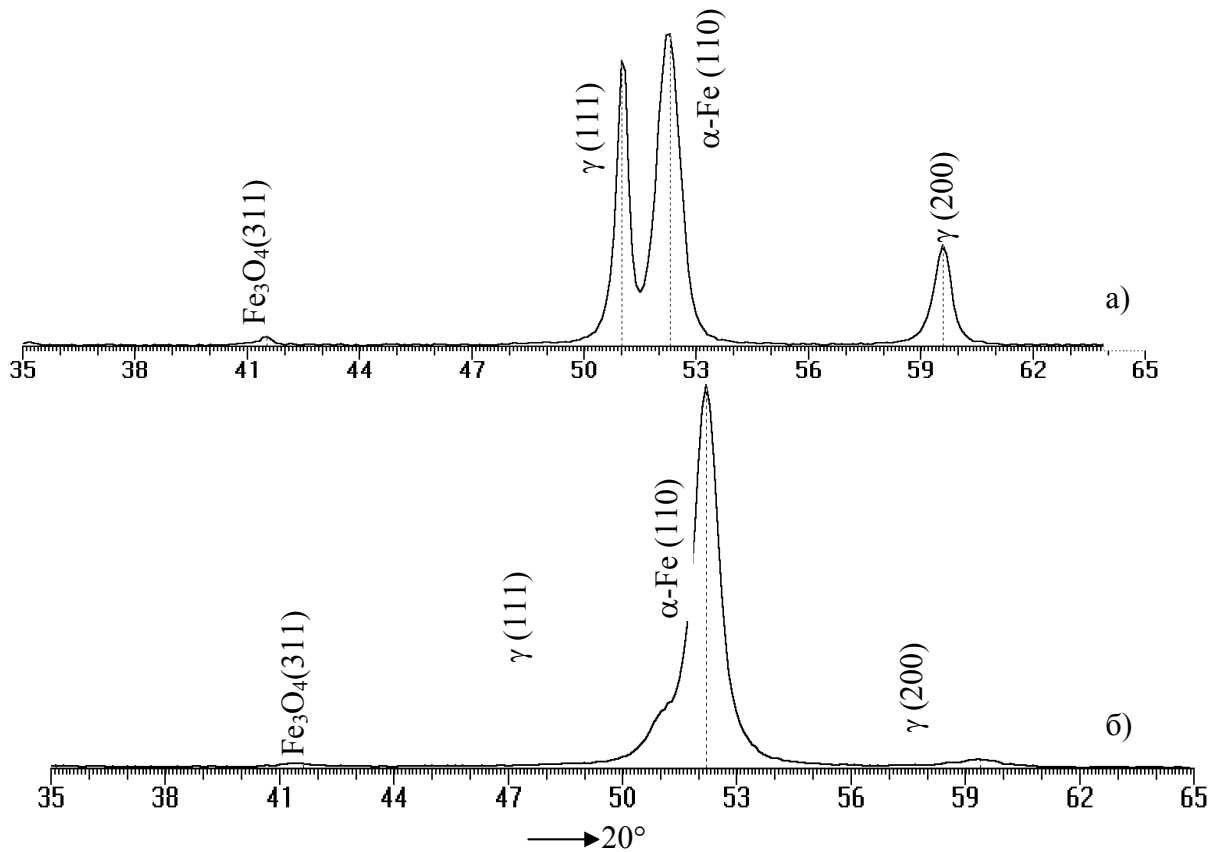


Рис. 2. Фрагменти рентгенівських дифрактограм від поверхневих шарів покриттів після газополум'яневого напилення (а), напилення + ППД (б)

Метод ППД можна рекомендувати для підвищення механічних характеристик поверхневих шарів газополум'яневих покриттів зі сталей мартенситного класу. В процесі припроцювання внаслідок інтенсивної пластичної деформації метастабільний аустеніт трансформується в зносостійкій і твердий мартенсит ( $HV = 700 \dots 800$ ) за рахунок протікання деформаційного  $\gamma \rightarrow \alpha$  перетворення.

Для забезпечення формування в структурі напиляного покриття метастабільного аустеніту, що має низьку температуру протікання деформаційного  $\gamma \rightarrow \alpha$  перетворення (температура  $M_D$ ), необхідно досягнути певних умов формування покриття, а саме, температури нагріву (перегріву вище точки плавлення) дроту, її розпилення, швидкості охолодження розплавлених частинок і ступеня їх окислення, що приводить до зміни концентрації легуючих елементів. Експериментальними дослідженнями було встановлено зв'язок між величиною температури початку мартенситного перетворення матеріалу дроту  $T_M$  і кількістю метастабільного аустеніту, що утворюється в сформованому покритті (табл. 1). Збільшення вмісту метастабільного аустеніту спостерігалось при підігріві поверхні деталі до 480 K (рис. 3).

Таким чином, в результаті досліджень встановлено ефект утворення в газотермічних покриттях з розпилених сталей мартенситного класу аномально велику кількість залишкового аустеніту (20...40%). Показано, що для забезпечення формування в структурі напилених покриттів з дротяних сталей метастабільного аустеніту, що має низьку температуру протікання деформа-

ційного  $\gamma \rightarrow \alpha$  перетворення, необхідно досягнення певних умов формування покриття (температури нагріву і розпилення дроту, швидкості охолодження розплавлених частинок і ступеня їх окислення).

Таблиця 1 – Вміст метастабільного аустеніту в покриттях, отриманих розпиленням різних марок сталей

Групи сталей	Марка сталі	Температура $T_M$ , К	Т-ра нагріву при розпиленні, К	Вміст аустеніту у покритті, %
1	20X13, 40X13	550...70	1700...2500	7...25
2	X12MФ, 35XM	420...54	1700...2200	8...25
3	08X18H10, 12X18H10T	70...110	1700...2000 2000...2500	95...98 90...95

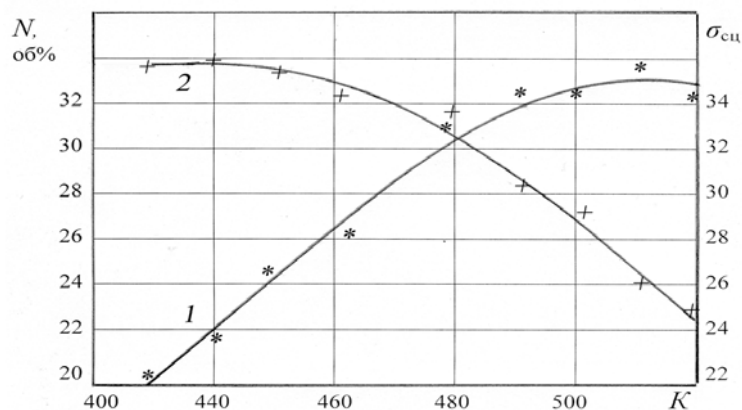


Рис. 3. Залежність кількості метастабільного аустеніту (%) (1) в покриттях із сталей 40ХН і 20Х13 та їх адгезії (МПа) (2) від температури попереднього підігріву деталі

На підставі проведених досліджень запропоновані технології нанесення покриттів, в яких вибір методу нагріву дроту при розпилюванні здійснюється в залежності від температури початку мартенситного перетворення матеріалу дроту.

### Литература

1. Белоцерковский М.А. Технологии активированного газопламенного напыления антифрикционных покрытий. Мн.: Технопринт. – 2004. – 200 с.
2. Белоцерковский М.А., Прядко А.С. Активированное газопламенное и электродуговое напыление покрытий проволочными материалами // Упрочняющие технологии и покрытия, 2006. №12.
3. Попова Л.Е., Попов А.А. Диаграммы превращения аустенита в сталях и бета-растворах в сплавах титана. Справочник. – М.: Металлургия. – 1991. – 501 с.

**Дудукалов Юрій Володимирович**, к.т.н, доцент, [ncc\\_delcam@khadi.kharkov.ua](mailto:ncc_delcam@khadi.kharkov.ua)  
**Савченков Борис Васильович**, к.т.н., професор, [ncc\\_delcam@khadi.kharkov.ua](mailto:ncc_delcam@khadi.kharkov.ua)  
**Чигрин Анатолій Олександрович**, асс., [ncc\\_delcam@khadi.kharkov.ua](mailto:ncc_delcam@khadi.kharkov.ua)  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РИХТУВАННЯ КУЗОВНИХ ДЕТАЛЕЙ**

Для ремонту деформованих кузовів легкових автомобілів на технологічних операціях рихтування застосовується різне обладнання. До складу такого обладнання входять рихтувальні столи або аналогічні пристрої, які оснащені відповідними кріпильними пристосуваннями. За їх допомогою легковий автомобіль фіксується на рихтувальному столі, а відповідними тяговими пристроями здійснюється виправлення пошкоджених конструкцій легкового автомобіля. Сучасні конструкції кузовів легкових автомобілів мають складні геометрію та структуру, деталі кузова виконуються з різних матеріалів. Застосовуються підсилювачі конструкції, такі як вставки з високоміцної сталі, що забезпечують підвищення жорсткості і міцності.

Під час рихтування окремих деталей і ділянок пошкоджених кузовів легкових автомобілів потрібно відповідно враховувати ту обставину, що ці матеріали вимагають підвищених зусиль для деформування. Це обумовлює необхідність створювати великі зусилля під час проведення рихтувальних робіт. При цьому вплив відповідних напружень рихтування треба локалізувати в потрібних місцях, де проводиться виправлення конструкції, враховуючи суттєву різницю в міцності окремих деталей кузова. Також необхідно забезпечити відповідний напрям впливу зусиль, щоб вони діяли тільки на пошкоджену зону, і не допустити будь-якого впливу цих зусиль на неушкоджені зони. Якщо ця обставина не береться до уваги, то можливі під час рихтування пошкодженої зони всякі небажані зміни в інших зонах, що залишалися неушкодженими.

До недоліків стендів, робота яких побудована на визначенні величини і напрямку деформацій пошкодженого кузова можна віднести:

- відсутня можливість накопичення інформації по виконаних ремонтах кузовів різних моделей з фіксацією первинного стану і оцінкою якості відновлення, що дало б змогу порівнювати не лише з еталоном, а й аналогічними по технічному стану моделями кузовів автомобілів;

- обмеженість інформації, що може бути використана для управління та контролю за ремонтними операціями для проведення якісного та бездефектного рихтування.

Для підвищення ефективності такого технологічного обладнання необхідно розширити його функціональні та технічні можливості за рахунок створення інформаційного супроводження технологічних операцій. Застосовується вимірювання переміщень та їх похідних за часом по геометрії кузова, накопичення та класифікаційний аналіз інформації по первісному стану кузовів різних моделей автомобілів, накопичення та класифікаційний аналіз інформації

по проведенню процесів рихтування кузовів різних моделей автомобілів, підготовка для оператора рекомендацій по характеристикам процесу рихтування, накопичення та класифікаційний аналіз інформації по оцінці якості ремонту.

Для підвищення продуктивності та гнучкості до стенду для правки кузовів вводиться система вимірювання переміщень та їх похідних за часом по геометрії кузова за допомогою датчиків, блок управління з обчислювачем і зовнішньою пам'яттю для накопичення та класифікаційного аналізу інформації по станам кузовів різних моделей, а також блок відображення інформації для представлення оператору рекомендацій по проведенню ремонтних операцій, зокрема з пристроями впливу на зону деформації.

В процесі виконання технологічної операції рихтування під дією сил розтягування відслідковується зміна значення переміщень та їх похідних. Ця інформація обробляється належним чином із застосуванням програм штучного інтелекту по розпізнаванню та класифікаційному аналізу стану деталей кузова, що повинно перешкоджати виникненню дефектів в процесі рихтування (розриви деталей, пошкодження зварювальних швів, тощо). Зокрема, може бути рекомендовано додатково застосувати пристрої нагріву і охолодження для впливу на зону деформації. Щоб забезпечити бездефектний ремонт потрібно виконувати відповідну локалізацію впливу зусиль деформації. Локальні пристрої нагріву і охолодження з регуляторами потужності впливу та блоками управління встановлюються на пристроях просторового позиціонування.

В процесі рихтування під дією сил розтягування із застосуванням локальних пристроїв нагріву і охолодження з регуляторами потужності впливу відслідковується зміна значення переміщень та їх похідних. Ця інформація також обробляється належним чином із застосуванням програм штучного інтелекту по розпізнаванню та класифікаційному аналізу стану деталей кузова і накопичується в блоці зовнішньої пам'яті. Для управління процесом рихтування оператору пропонуються рекомендації по просторовому позиціонуванні пристроїв нагрівання та охолодження і встановленню потужності впливу для кузовів відповідних моделей автомобілів.

Таким чином, технологічне обладнання реалізується як самонавчальний стенд для рихтування кузовних деталей і знайти застосування для високопродуктивного та якісного виконання технологічних операцій відновлення кузовів автомобілів. Високий рівень технічних характеристик забезпечується використанням системи управління з самонавчальними базами знань, які накопичують інформацію про початковий та вихідний стан кузовів для їх різноманітних конструкцій, апробовані алгоритми технологічних переходів, включаючи характеристики тягових зусиль і додаткових пристроїв нагрівання та охолодження, що, в свою чергу, дозволить підвищити продуктивність ремонту і якість виробів після ремонту за рахунок індивідуалізованого виконання технологічних процесів, що враховують фізико-механічні властивості матеріалів і фактичний стан технічного об'єкту.

**Кишун Володимир Андрійович**, к.е.н., доцент,  
**Нестеренко Леонід Володимирович**, магістрант,  
*Луцький національний технічний університет*

## **ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТИКИ П'ЄЗОФОРСУНОК BOSCH СИСТЕМИ COMMON RAIL**

Форсунки двигунів мають відповідати заявленим параметрам, тому їх необхідно періодично перевіряти та обслуговувати. Процес діагностики п'єзофорсунок складається з таких основних етапів:

- перевірка герметичності форсунки;
- перевірка наповнення гідрокомпенсатора;
- перевірка електричних параметрів п'єзомодуля;
- визначення мінімальної напруги для активації форсунки (ISA код);
- вимірювання кількості палива, яке подається форсункою на різних режимах роботи двигуна;
- присвоєння індивідуального коригувального коду форсунки (IMA код).

Перевірка герметичності. Для здійснення первинної діагностики п'єзофорсунки на герметичність клапана керування і розпилювача використовується прилад для перевірки форсунок Bosch EFEP-60H. За його допомогою у форсунці створюється тиск в межах 25...30 МПа. Носик розпилювача при цьому в інтервалі 90 секунд не повинен ставати вологим, а час зниження тиску від 30 до 20 МПа не має бути меншим 10 секунд.

Перевірка наповнення гідрокомпенсатора. Передача зусилля від п'єзоелемента до голки розпилювача відбувається за допомогою гідравлічної передачі, тому гідрокомпенсатор повинен бути повністю заповнений дизельним паливом. Для перевірки заповнення форсунка встановлюється на прилад Bosch EFEP-60H, створюється тиск у межах 25...30 МПа і за допомогою актуатора Bosch CRR220 на форсунку подається імпульс відкриття. При заповненому гідрокомпенсаторі через розпилювач відбудеться впорскування.

Після розбирання форсунки або при відсутності впорскування, необхідно провести процедуру калібровки гідрокомпенсатора. Для цього він заповнюється дизельним паливом і стискається у калібровочному циліндрі до установочного розміру 30 мм.

Перевірка електричних параметрів п'єзомодуля. Характерними електричними дефектами п'єзофорсунок є: зменшення ємності п'єзопакету; замикання п'єзопакету на корпус та його обрив. Для визначення електричних параметрів використовуються наступні прилади: вимірювач імпедансу E7-22 та прилад для перевірки ізоляції – мегаометр Ф4102.

Опір справної форсунки знаходиться у межах 170...200 кОм, а ємність п'єзопакету становить 2,0...2,6 мкФ. Опір ізоляції п'єзопакету перевіряється мегаометром при напрузі 500 В, при цьому перший щуп приладу кріпиться на один з контактів форсунки, а другий – на її корпус. Опір справної ізоляції повинен наближатись до нескінченності. При відхиленні опорів та ємності

п'єзопакету від заданих параметрів та значенні опору ізоляції більше 50 мОм форсунка вибраковується.

Визначення мінімальної напруги для активації форсунки. Неможливість виготовлення абсолютно однакових за електричними параметрами п'єзопакетів вимагають підбору індивідуальної для кожної форсунки робочої напруги. У форсунках фірми BOSCH діапазон робочих напруг розділений на дев'ять інтервалів кожний з яких позначається окремою латинською літерою (С-D-E-F-G-H-I-K-L); літера С – діапазон з найменшою напругою, літера L – з найбільшою. Така процедура називається ISA кодуванням.

Визначення мінімальної напруги спрацювання форсунки проводиться на стенді для перевірки форсунок Bosch EPS 708. Вимірювання циклової подачі проводиться починаючи з найвищої напруги (літера L). Поступово знижуючи її, досягається циклова подача  $5 \pm 5 \text{ см}^3$  за 1000 циклів спрацювання форсунки; отриманий діапазон напруги і буде робочим. Літера, яка відповідає зазначеному інтервалу напруги записується останньою у загальному коригувальному кодї форсунки (ІМА код).

Вимірювання кількості палива, яке подається форсункою на різних режимах роботи двигуна. Перевірка п'єзофорсунок проводиться на стендах Bosch EPS 708, EPS 815 та EPS 205 з вимірюванням таких параметрів:

- визначення кількості палива зворотного зливу при тиску 160...180 МПа;
- визначення кількості палива при повному навантаженні двигуна (режим VL);
- визначення кількості палива при частковому навантаженні двигуна (режим EM);
- визначення кількості палива у режимі попереднього впорскування (режим VE);
- визначення кількості палива у режимі холостого ходу (режим LL).

Перед проведенням вимірювання перерахованих показників, з метою отримання більш точних даних, форсунка прогривається на стенді протягом двох хвилин під тиском 150 МПа.

До кожного каталожного номеру форсунки застосовується індивідуальний тест-план у якому вказані значення подачі і зворотного зливу палива із рекомендованими допусками за певного тиску палива і відповідному імпульсі керування. Якщо усі подачі і зворотній злив палива відповідають тест-плану, форсунка вважається технічно справною. Присвоєння індивідуального коригувального коду форсунки (ІМА код). З метою компенсації відхилень параметрів подач палива від еталонного середнього значення, фірмою BOSCH застосовується технологія впровадження коригувальних коефіцієнтів.

Після перевірки форсунок на стенді і вимірювання подач на усіх режимах, програмне забезпечення стенда вираховує поправочні коефіцієнти для кожного із режимів, які наносяться на корпус форсунки у вигляді буквено-цифрового коду. При встановленні форсунки зазначений код записується у блок керування двигуном. Надалі, з метою забезпечення подачі у заданому значенні на кожному із швидкісних режимів, блок корегує імпульс напруги.



**Коробко Андрій Іванович**, к.т.н., доцент, ak82andrey@gmail.com,  
**Зяблов Ярослав Сергійович**, студент,  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ МЕТОД ВСТАНОВЛЕННЯ ЧИСЛОВОГО ЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКА**

Однією з основних (першочергових) задач в умовах технічного регулювання є розробка нових (сучасних) методів випробувань. Ця умова витікає із умов науково-технічного прогресу та сучасного розвитку техніки і засобів контролю її технічного стану. Існуючі методи випробувань є надійними. Проте, в деяких випадках, застосовувані засоби вимірювальної техніки, випробувальне устаткування і сама методика випробувань не відповідають об'єкту випробувань. Тому особливу увагу необхідно приділяти розробці нових методів і методик, а також питанням нормування визначуваних показників, тобто встановлення їхніх номінальних значень, а також метрологічного допуску на ці значення.

Кожне вимірювання супроводжується певною похибкою і невизначеністю. Причини їх виникнення достатньо добре описані у відомій літературі. Невизначеність вимірювання – це параметр вимірювання, характеризує інтервал значень вимірюваного показника, які обґрунтовано можуть, з певною ймовірністю, бути приписані вимірюваній величині. При встановленні нормативного значення показника, необхідно жадати, щоб невизначеність була якнайменшою. Проте, в силу дію випадкових об'єктивних і суб'єктивних причин, невизначеність завжди залишається. Суб'єктивною основною причиною невизначеності (розкиду виміряних значень від досліду до досліду), при проведенні випробувань є «випробувач». Тобто людина, що проводить випробування із своїми індивідуальними фізіологічними можливостями і досвідом при приведенні в дію органів керування машини. Менш впливовим фактором на невизначеність при динамічних випробування мобільних машин є дорога або фон на яких проводяться випробування та стан коліс машини. Обґрунтувати вимоги до дороги і коліс можливо, проте незавжди можливо забезпечити повну відтворюваність цих вимог.

Введемо поняття – метрологічний допуск – це інтервал в межах якого вважається, що показник відповідає певному рівню.

Алгоритм встановлення нормативного значення показника і метрологічного допуску на його визначення наступний:

- обґрунтування методу і методики його реалізації;
- попередня серія вимірювань: експериментальне встановлення попередніх даних про точнісні характеристики методу (невизначеність вимірювання, оцінка результату вимірювання і її похибка, середньоквадратичне відхилення результату вимірювання і його похибка, коефіцієнт варіації) шляхом проведення серії попередніх випробувань за розробленою методикою, аналітичне

визначення необхідного числа вимірювань для встановлення нормативного значення із заданою невизначеністю;

– основна серія вимірювань: експериментально-аналітичне визначення нормативного значення показника, визначення метрологічного допуску на контрольований показник;

– коригування (за необхідності) вимог до методу випробувань в частині похибки (невизначеності) засобу вимірювальної техніки. Що використовується при випробуваннях.

Обґрунтування методу випробувань і методики його здійснення проводиться шляхом наукових досліджень і аналізування закономірностей зміни технічного стану за досліджуваним параметром. На цьому етапі встановлюється рівняння вимірювання, залежність зміни вихідної величини від зміни вхідної. Проводяться аналітичні розрахунки з використанням теорії чутливості. На основі цих розрахунків встановлюються орієнтовні значення довірчого інтервалу і невизначеності вимірювання.

Попередня серія вимірювань проводиться з метою встановлення попередніх даних про метод, його чутливість до випадкових впливаючих факторів. Дані про точнісні характеристики методу визначаються шляхом проведення серії випробувань за розробленою методикою. Випробування проводяться на технічно-справному (новому) об'єкті, що підтверджено результатами випробувань іншими (стандартизованими) методами. На цьому етапі нормування, в наявності у випробувача є лише дані про похибку засобу вимірювальної техніки, яким проводиться вимірювання, або про невизначеність його калібрування.

Нормативне значення показника, розраховане за попередньою серією вимірювань, з однаковою ймовірністю може знаходитись в інтервалі  $\pm U_{\text{п}}$ . При номінальному значенні нормованого показника, формулювання висновку про рівень об'єкту випробувань не викликає ніяких труднощів. Проте, із наближенням його значення до допустимого або граничного значення, виникають певні труднощі із формулюванням висновку. Для звуження інтервалу, в якому може знаходитись нормативне значення показника необхідно провести основну серію вимірювань.

Розроблений метод встановлення нормативних (номінальних) значень показників при розробці нових методів випробувань базується на використанні похибок і невизначеності вимірювання. Введено поняття метрологічного допуску, суть якого інтервал в межах якого вважається, що показник відповідає певному рівню. Окремого дослідження потребують питання обґрунтування взаємозв'язку точності і невизначеності вимірювання та фактичних числових значень результатів вимірювання та обґрунтування показників валідації методу.

**Мороз Назар Васильович**, студент

*Київський транспортно-технологічний коледж ДУІТ*

**Збітнев Павло Володимирович**, асистент, [zbitniev@gmail.com](mailto:zbitniev@gmail.com)

*Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля*

## **УДОСКОНАЛЕННЯ СТЕНДУ ДЛЯ РОЗБИРАННЯ ТА СКЛАДАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Процеси капітального ремонту двигунів внутрішнього згоряння, які пов'язані зі зняттям двигуна з машини, його повним розбиранням та подальшим складанням, майже неможливі без використання кантувачів та стендів для розбирання та складання двигунів. Адже проведення таких робіт без використання вказаного обладнання не тільки ускладнює процес ремонту, підвищує трудомісткість та час розбирально-складальних робіт, але і може бути пов'язано з небезпекою травмування робітників.

Відомо велику кількість конструкцій стендів, об'єднаних одним принципом роботи: двигун закріплюється між стійками стенду з можливістю його обертання, що значно полегшує процес розбирання та складання [1, 2 та ін.]. Спільним недоліком відомих конструкцій є те, що процес встановлення та зняття двигуна потребує використання додаткового обладнання у вигляді кран-балок, лебідок або іншого підйомного обладнання. Даного недоліку позбавлено пристосування, що описано в роботі [3]. Однак через невеликі передаточні числа циліндричних зубчастих передач, відомий стенд неможливо використовувати при капітальному ремонті двигунів вантажних автомобілів (по причині великих зусиль на рукоятці ручного приводу механізму підйому).

Метою розробки є створення кантувача, конструкція якого дозволить використовувати його при капітальному ремонті двигунів вантажних автомобілів.

Стенд, показаний на рис. 1, складається з опорної рами 1, на якій встановлено поворотні 2 та неповоротні 3 колеса. На опорній рамі 1 закріплені вертикальні стійки 4, на яких встановлена стріла 5. Гак 6 через блоки 7 за допомогою канату 8 з'єднано з підйомним механізмом 9, що являє собою черв'ячну передачу з обертанням черв'яка від рукоятки. Між вертикальними стійками 4 кріпитися кантувач 10. Кантувач являє собою вал з закріпленням на ньому утримувачем двигуна, що також обертається від черв'ячної передачі.

Пристосування працює наступним чином. Стенд підводиться до передньої частини машини таким чином, щоб опорна рама 1 опинилась під кузовом машини, а стріла 5 – над відкритим капотом машини. Гак 6, що приводиться в рух підйомним механізмом, опускається; двигун, від'єднаний від кріплень, підвішується на гаку та виймається з машини. Далі кантувач від'їжджає від машини. Після чого двигун, підвішений на гаку, закріплюють на утримувачі двигуна кантувача 10. Після закріплення двигуна та від'єднання гака починають його розбирання.

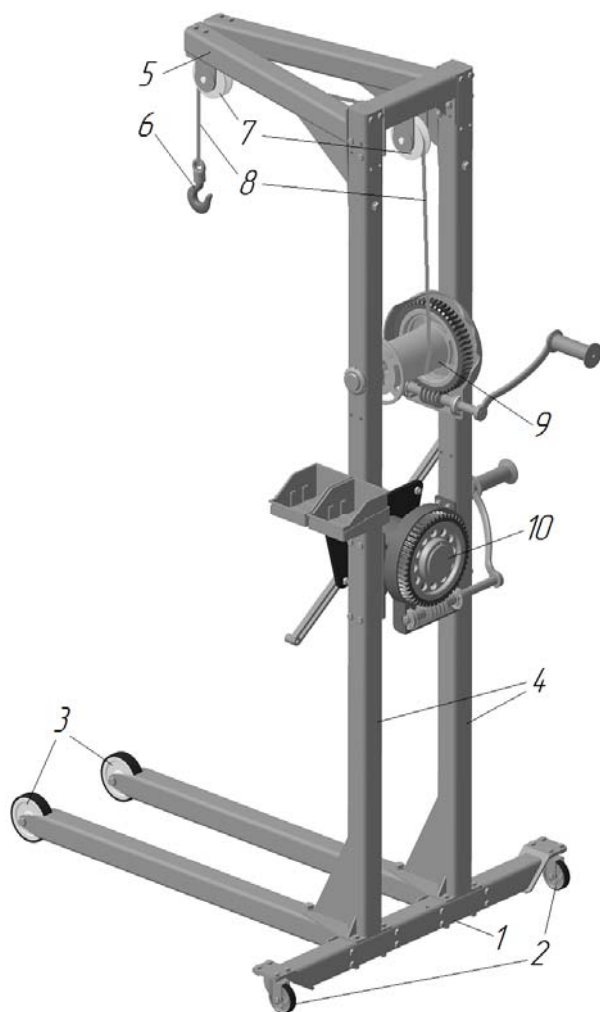


Рис. 1. Кантувач двигунів внутрішнього згорання

**Висновок.** Запропонований стенд має ручний привод підйому підвищеної вантажопідйомності у порівнянні з прототипом (за рахунок використання черв'ячної передачі), що дозволить використовувати його при капітальному ремонті двигунів вантажних автомобілів.

### Література

1. А. с. 770883 СССР, МПК В60S5/00. Стенд для сборки и разборки автомобильных двигателей / Я.М. Бреслер, А.Д. Кац, В.Н. Хоботов, А.Г. Щеславский (СССР). – 2709385/27-11; заявл. 23.01.79; опубл.15.10.80, бюл. №38.
2. А. с. 1412930 СССР, МПК В23Р19/02, В62В3/04. Стенд-кантователь / А.П. Карманов, В.И. Апальков, Ю.В. Желтов, Л.К. Чух, С.Н. Шавлак (СССР). – 4176867/30-27; заявл. 07.01.87; опубл.30.07.88, бюл. №28.
3. Щур В.Ю. Удосконалення кантувача двигунів внутрішнього згорання / В.Ю. Щур, П.В. Збітнев, О.Б. Неженцев // Збірка матеріалів Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Інновації молоді – машинобудуванню», секція «Прикладна механіка» / Укладач Горбатенко Ю.П. – К: НТУУ «КПІ», 2017. – С. 31-33.

**Пахар Дмитро Олександрович**, студент  
*Київський транспортно-технологічний коледж ДУІТ*  
**Збітнєв Павло Володимирович**, асистент, [zbitniev@gmail.com](mailto:zbitniev@gmail.com)  
*Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля*

## **УДОСКОНАЛЕННЯ ВІЗКА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ АГРЕГАТІВ**

В процесі технічного обслуговування та ремонту автомобілів на станціях технічного обслуговування та спеціалізованих підприємствах використання допоміжного обладнання (візків, кантувачів, гайкокрутів, знімачів тощо) може значно спростувати деякі операції технологічного процесу, зменшувати час на транспортування, перевантаження, закріплення деталей або агрегатів, тощо. Тому удосконалення такого обладнання може відігравати роль у зменшенні трудомісткості та підвищенні якості ремонтно-обслуговувальних робіт.

До такого обладнання на дільницях з технічного обслуговування та ремонту відносяться візки для транспортування агрегатів.

Існують багато конструкцій візків для транспортування агрегатів [1, 2 тощо], але їх використання є неефективним у зонах технічного обслуговування та ремонту.

Оскільки, наприклад, при знятті агрегату, з використанням оглядової канави знадобляться додаткові витрати мускульної сили (або підйомно-транспортне обладнання) для завантаження агрегату з оглядової ями на візок.

Даного недоліку позбавлений візок [3], однак відсутність приводу ручної платформи веде до незручностей при виводі її з агрегатом з-під автомобіля.

Метою розробки є підвищення безпеки експлуатації відомого візка та зручності демонтажу та монтажу агрегатів з його використанням.

Візок для транспортування агрегатів містить платформу 1, ручки 3 з підставками 10, фіксатори 4, колеса 9, рухому площадку 5, ролики 6, поздовжні направляючі 7 та 8, ручний привод 2 у вигляді барабана, з'єданого через канат з рухомою платформою 1.

Даний візок працює наступним чином. Візок підвозять до оглядової канави, де ручку 3 візка опускають, попередньо звільнивши фіксатор 4, та підводять під автомобіль так, щоб вона перекривала канаву під автомобілем в тому місці, де розташовано агрегат, що знімається. Рухому площадку 5 перекочують з направляючих 7 платформи на направляючі 8 ручки. Агрегат автомобіля звільняють від кріплень та встановлюють на рухому площадку 5, після чого за допомогою ручного приводу 2 площадку 5 виводять на направляючі 7 платформи 1, відкочують візок від оглядової канави, ручку 3 ставлять під кутом до основи та фіксують фіксаторами 4. В такому положенні візок перекочують до місця ремонту агрегату. Встановлення відремонтованого агрегату на автомобіль здійснюється у зворотному порядку.



Рис. 1. Удосконалений візок для транспортування агрегатів

**Висновок.** Удосконалення конструкції візка встановленням ручного приводу рухомої платформи підвищує зручність демонтажу та монтажу агрегатів з його використанням.

### Література

1. Оборудование для текущего ремонта сельскохозяйственной техники. Справочник / [С.С. Черепанов, А.А. Афанасьев, И.И. Мочалов и др.]. – М.: Колос, 1981. – 256 с.
2. Ларіонов О.А. Візок для транспортування агрегатів / Ларіонов О.А, П.В. Збітнєв // Майбутній науковець – 2016 : матеріали всеукр. наук.-практ. конф. 2 груд. 2016 р., м. Сєверодонецьк. Ч. II / [укл. : Тарасов В.Ю.]. – Сєверодонецьк : [Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля], 2016. – 139-141 с.
3. А. с. 582127 СССР, МПК В62В 3/04, В60S 9/00. Тележка для транспортировки агрегатов / Н.А. Харциев, К.В. Калвов, В.С. Матвеев (СССР). – 2369771/27-11; заявл. 08.06.76; опубл. 30.11.77, бюл. №44.

Подригало М.А., д.т.н., профессор

Клец Д.М., д.т.н., доцент

Сальников Р.Ю., аспирант, [roma3250@mail.ru](mailto:roma3250@mail.ru)

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## ВЛИЯНИЕ ДИСБАЛАНСА ЗАДНИХ ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА УСТОЙЧИВОСТЬ МНОГООСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ КРАЗ И ИХ МОДИФИКАЦИЙ

**Введение.** Наличие дисбаланса задних ведущих колес может привести к ухудшению эксплуатационных свойств колесной машины. В наибольшей степени дисбаланс оказывает влияние на устойчивость и управляемость автомобиля.

На основании проведенных исследований определена взаимосвязь между величиной дисбаланса одного из ведущих колес и параметрами колебаний автомобиля в плоскости дороги, вызванных указанным дисбалансом. Получены аналитические выражения, связывающие величину дисбаланса одного из колес с углом рыскания автомобиля.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Влияния 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.** Максимально допустимый дисбаланс колеса должен определяться при  $v = v_{\max}$ . 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 1800. В этом случае допустимый дисбаланс одного колеса равен

$$[S_{\text{дис}}] = 0,5 S_{\text{дис}} = [\psi_z] \frac{m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \cdot r_k^2}{B \cdot v_{\text{max}}^2} \sqrt{\left(k^2 - \frac{v_{\text{max}}^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{v_{\text{max}}^2}{r_k^2}}$$

где  $[\psi_z]$  – максимально допустимое значение угла рыскания автомобиля.

На рис. 2 приведен график зависимости максимально допустимого дисбаланса заднего ведущего колеса автомобиля от максимально допустимого угла рыскания

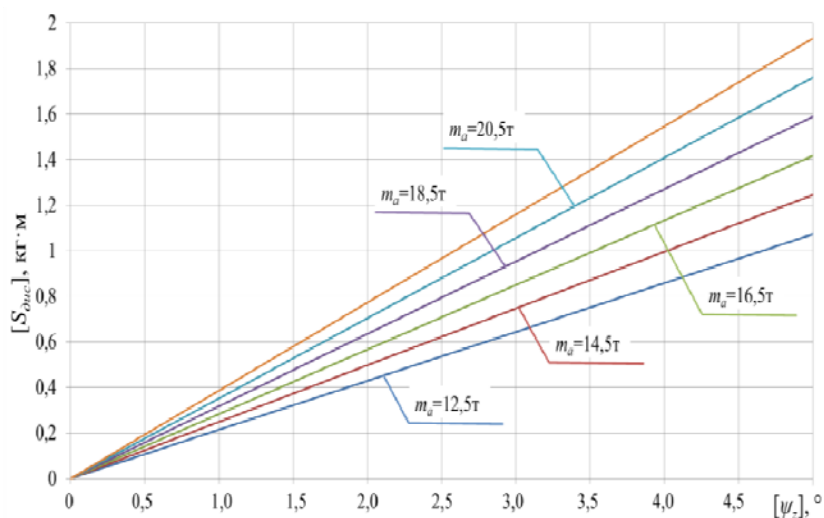


Рис. 2. График зависимости максимально допустимого дисбаланса заднего ведущего колеса автомобиля от максимально допустимого угла рыскания

**Выводы.** Полученное аналитическое выражение позволяют определять максимально допустимый по условию ограничения угла рыскания автомобиля дисбаланс задних ведущих колес.

### 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. Ярьско // Труды МАДИ, вып. 35. – М.: МАДИ, 1972. – с. 15-20.



**Подригало Михайло Абович**, д.т.н., професор,  
*Харківський Національний автомобільно-дорожній університет*  
**Кайдалов Руслан Олегович**, к.т.н., доцент,  
*Національна академія Національної гвардії України*

## ОЦІНКА ДОДАТКОВИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ КОМБІНОВАНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВЕДУЧИХ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ

Коливання крутного моменту двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) призводить до додаткових втрат енергії, оскільки викликає коливання швидкості і кінетичної енергії автомобіля. Впливу нерівномірності крутного моменту ДВЗ на додаткові втрати енергії при сталому русі автомобіля присвячені роботи [1–3]. У роботах [1, 2] визначено, що додаткові витрати енергії, зумовлені коливаннями крутного моменту  $i$ , відповідно, коливаннями тягової сили на колесах можуть бути визначені такою залежністю

$$\Delta W_s = \frac{A_p}{\pi} S, \quad (1)$$

де  $A_p$  – амплітуда коливань тягової сили (при моделюванні цих коливань гармонійним законом [1]);  $S$  – шлях, прохідний автомобілем (контрольований пробіг).

Аналіз рівняння (1) показує, що додаткові втрати енергії на рух автомобіля, викликаних коливаннями тягової сили на колесах, при використанні комбінованого електромеханічного приводу. Отримано [3] вираз, що дозволяє визначити додаткові втрати енергії

$$\Delta W_s = \frac{k_1}{2\pi} \cdot \Sigma P_o \cdot S \cdot \left( 1 - \frac{M_{ed} \cdot n_1}{r_d \cdot \Sigma P_c} \right) \quad (2)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту [1, 2],

$$k_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_y}; \quad (3)$$

$i_y$  – число циліндрів ДВЗ,  $\Sigma P_o$  – сумарна сила опору руху автомобіля;  $M_{ed}$  – крутний момент від електродвигуна, підведений до колеса автомобіля;  $n_1$  – число ведучих коліс автомобіля;  $r_d$  – динамічний радіус ведучих коліс.

При використанні комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс відбувається зменшення амплітуди коливань тягової сили [3]. В роботі [3] отримано залежність для визначення амплітуди коливань тягової сили в разі використання комбінованого електромеханічного приводу

$$\begin{aligned} A_p &= \frac{k_1}{2r_d} \cdot (\bar{M}_i \cdot u_{mp} \cdot \eta_{мдв} \cdot \eta_{mp} - M_{ed} \cdot n_1) = \\ &= \frac{k_1}{2} \cdot \Sigma P_c \cdot (1 - k_{ed}) = \left( 0,04 + \frac{7,22}{i_y} \right) \cdot (1 - k_{ed}) \cdot \Sigma P_c. \end{aligned} \quad (4)$$

Після перетворення виразу (4), отримаємо

$$\Delta W'_S = \frac{\left(0,04 + \frac{7,22}{i_y}\right) \cdot S \cdot \Sigma P_c \cdot (1 - k_{ed}) \cdot \Omega_M^2}{\pi \cdot \sqrt{\left(k^2 - \Omega_M^2\right)^2 + 4n^2 \cdot \Omega_M^2}}. \quad (5)$$

Перетворивши рівняння (5), отримаємо відносні додаткові втрати енергії

$$\frac{\Delta W'_S}{S \cdot \Sigma P_c} = \frac{\Delta W'_S}{A_c} = \frac{\Delta W'_S}{W_S} = \frac{\left(0,04 + \frac{7,22}{i_y}\right) \cdot (1 - k_{ed})}{\pi \cdot \sqrt{\left(\frac{k^2}{\Omega_M^2} - 1\right)^2 + \frac{4 \cdot n^2}{\Omega_M^2}}}. \quad (6)$$

Беручи допущення того, що демпфірування відсутнє ( $n = 0$ ), перетворимо (6) до виду

$$\frac{\Delta W'_S}{W_S} = \frac{\left(0,04 + \frac{7,22}{i_y}\right) \cdot (1 - k_{ed})}{\pi \cdot \left| \frac{k^2}{\Omega_M^2} - 1 \right|}. \quad (7)$$

Аналізуючи вираз (7) можна зробити висновок про те, що застосування комбінованого електромеханічного приводу дозволяє зменшити (в порівнянні з механічним приводом) додаткові енергетичні втрати. При  $k_{ed} = 1$  (при повністю електричному приводі) зазначені втрати дорівнюють нулю.

Таким чином, при використанні комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс також, як і в разі механічної трансмісії автомобіля небезпечний резонанс, тобто рівність  $k = \Omega M$ . Але зі збільшенням частки  $k_{ed}$  крутного моменту на колесі, створюваної електродвигуном, відносні додаткові витрати енергії на рух автомобіля знижуються. При  $k_{ed} = 1$  ці втрати дорівнюють нулю.

### Література

1. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.В. Абрамов, М.А. Шуляк // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле-та тракторобудування. – № 9 (1118) 2015. – С. 98 – 107.

2. Подригало М.А. Влияние неравномерности крутящего момента двигателя внутреннего сгорания на энергетическую экономичность колесных транспортных средств / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Н.М. Подригало, Д.В. Абрамов // Залізничний транспорт України. Науково-практичний журнал. – К.: ДП «Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України», 2005. – №6. – С. 40 – 46.

3. Кайдалов Р.О. Дослідження можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / Р.О. Кайдалов // Системи обробки інформації, 2016, випуск 9 (146). – С. 13 – 17.

**Подригало Михайло Абович**, д.т.н., професор, pmikhab@gmail.com  
**Тарасов Юрій Володимирович**, к.т.н., доцент, yurii.ledd@gmail.com  
**Патек Володимир Володимирович**, аспірант, patek.v@gmail.com  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ВИПРОБУВАННЯ НА СТАБІЛЬНІСТЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЯК НОВИЙ ВИД ОЦІНКИ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Випробування є джерелом майже всіх достовірних відомостей про властивості та якість автомобільної техніки на всьому протязі її життєвого циклу (від розробки проектів до закінчення терміну служби та утилізації) і служать підставою вдосконалення конструкції, технології виготовлення, планування постачання запасними частинами, технічного обслуговування в експлуатації. Синонімом поняття «випробування» у всіх випадках є експеримент. Повністю підпадаючи під узагальнене поняття продукції по ГОСТ 16504-81 [1], випробування автомобільних транспортних засобів розглядаються як експериментальне визначення значень параметрів і показників якості в процесі їх функціонування або при імітації умов експлуатації, а також при відтворенні впливів за заданою програмою. Випробування автомобільної техніки розрізняються по випробовуваним об'єктам, призначенням, способам проведення, тощо. [1]. Проводять випробування дослідних і макетних зразків нових або модернізованих автомобілів і їх модифікацій, зразків установчої серії нових моделей, базових моделей або модифікацій, а також автомобілів поточного виробництва. Дослідні і макетні зразки автомобілів і їх модифікацій піддають доводочним, попереднім і приймальним випробуванням.

У нормативних документах [1, 2] і в відомих роботах [3, 4] представлені основні види випробувань автотранспортних засобів, але ніхто не робить акцент на такий вид випробування АТЗ, як стабільність функціонування. При експлуатації відбувається зміна стабільності функціонування АТЗ, яка впливає на стійкість, керованість (динамічні властивості).

Комплексну властивість керованості руху автомобіля становлять такі складові: тягово-швидкісні властивості, гальмування, маневреність, оскільки вони характеризують здатність об'єкта адекватно реагувати на керуючий вплив [5].

Метою проведення випробування на стабільність функціонування АТЗ є отримання інформації про те, яким чином змінюється їх якість/властивість з часом під впливом зовнішніх факторів.

Для оцінки зміни динамічних властивостей АТЗ під дією часу, проводиться повторні динамічні випробування. Використовуються різні методи: прикорені випробування стабільності і дослідження в реальному часі (нормальні).

Визначення показників стабільності функціонування АТЗ  $SF_n$  повинно відноситися до основних характеристик автомобіля, що знаходиться в експлуатації:

$$SF_n = \frac{S_n}{S_n}. \quad (1)$$

де  $S_n$  – тягово-швидкісні властивості АТЗ, що отримані від автомобіля з пробігом;  $S_n$  – тягово-швидкісні властивості АТЗ нового автомобіля.

У законі про захист прав споживачів [6] таким показником є термін служби товару тривалого користування, який розглядається як період, після закінчення якого він може становити небезпеку для життя, здоров'я споживача, заподіювати шкоди його майну або навколишньому середовищу. До аналогічних показників відносяться призначені ресурси або терміни служби до ремонту машин різних видів. В метрології ту ж саму роль відіграють так звані міжпівірочні інтервали приладів.

Таким чином, випробування на стабільності функціонування АТЗ має проводитися для отримання інформації про те, яким чином змінюється їх якість/властивість з часом під впливом зовнішніх факторів. Запропоновано  $SF_n$  показник стабільності функціонування АТЗ, який повинен відноситися до основних характеристик автомобіля, що знаходиться в експлуатації.

### Література

1. ГОСТ 16504-81 Система государственных испытаний продукции. Испытания и контроль качества продукции. Основные термины и определения.
2. ГОСТ 13377-75. Государственный стандарт Союза ССР. Надежность в технике. Термины и определения.
3. Кушвид Р.П. Испытания автомобиля: учебник. – М.: МГИУ, 2011. – 351 с.
4. Испытания автомобилей: учебное пособие. / В.П. Беляев. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – 293 с.
5. Попов Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Е.П. Попов. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 304 с.
6. Закон України «Про захист прав споживачів» від 12.05.1991 № 1023-ХІІ.

Полянский Александр Сергеевич, д.т.н., профессор, khadi.pas@gmail.com  
Дубинин Евгений Александрович, к.т.н, доцент, dubinin-rmn@ukr.net  
Клец Дмитрий Михайлович, д.т.н., профессор, d.m.klets@gmail.com  
Молодан Андрей Александрович, к.т.н., доцент, molodanandrej@gmail.com  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В условиях эксплуатации повышение надежности колесных машин на основе совершенствования методов контроля работоспособности их систем, влияющих на безопасность использования, является одной из приоритетных задач. В работе [1] был проведен анализ надежности гидрообъемного рулевого управления, которое применяется на шарнирно-сочлененных машинах. Авторами установлено, что снижение давления рабочей жидкости ниже требований технических условий является определяющим параметром состояния гидропривода рулевого управления, который влияет на его надежность. В работе [2] предложен экспресс-метод диагностирования рулевого управления шарнирно-сочлененных машин. Он основан на оценке линейных ускорений и времени одного поворота. Для этого используется мобильный регистрационно-измерительный комплекс (МРИК) [3] с соответствующим программным обеспечением. Предложенный экспресс-метод [2] позволяет оценить отклонение диагностируемых параметров трактора, находящегося в эксплуатации, относительно их эталонных значений. Однако указанный подход не предусматривает определение одного из важнейших параметров работы рулевого управления шарнирно-сочлененных машин – угловых ускорений их секций в плоскости дороги.

Для повышения точности оценки работоспособности рулевого управления предложен усовершенствованный метод, основанный на определении угловых ускорений  $\varepsilon$  секций шарнирно-сочлененной колесной машины в плоскости дороги. Получено выражение для определения диагностического параметра  $\varepsilon$  для случая произвольной установки двух датчиков ускорений на каждой секции

$$\varepsilon = \frac{(a_{AY} + a_{BY}) \cdot (X_A + X_B) - (a_{AX} + a_{BX}) \cdot (Y_A + Y_B)}{(Y_A + Y_B)^2 + (X_A + X_B)^2}, \quad (1)$$

где  $a_{AY}, a_{BY}, a_{AX}, a_{BX}$  – компоненты линейных ускорений;  $X_A, X_B, Y_A, Y_B$  – расстояния от датчиков ускорений до центра поворота секции.

В соответствии с предложенным подходом было проведено диагностирование работоспособности рулевого управления на примере шарнирно-сочлененных колесных тракторов. На рис. 1 представлены места крепления датчиков на полурамах. Результаты проведения экспериментальных исследо-

ваний на тракторах с различной наработкой представлены в виде графиков диагностического параметра  $\varepsilon$  (рис. 2).

Статистическая обработка полученных результатов позволила определить средние угловые ускорения секций в плоскости дороги. Результаты экспериментальных исследований на тракторах с различной наработкой описываются экспоненциальным законом распределения случайных величин.



Рис. 1. Установка датчиков МРИК на шарнирно-сочлененной машине:  
а – на передней секции; б – на задней секции

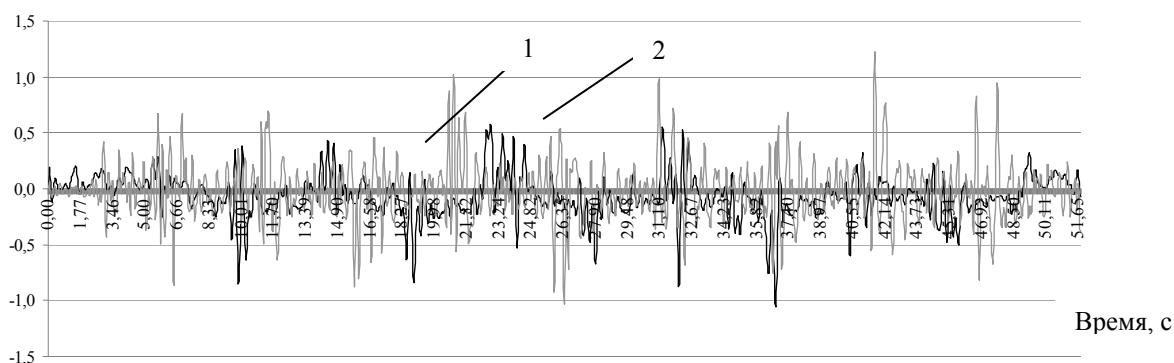


Рис. 2. Графики диагностического параметра рулевого управления шарнирно-сочлененных тракторов в различном техническом состоянии:  
1 – наработка 30 часов; 2 – наработка 6000 часов

Проведенные экспериментальные исследования по диагностированию рулевого управления шарнирно-сочлененных машин с различной наработкой показали, что при наработке до 6000 часов диагностический параметр  $\varepsilon$  может уменьшаться до 15%.

Для повышения эксплуатационной надежности рекомендовано применять средства диагностики, которые контролируют избыточное давление в картере двигателя. Определять количество картерных газов можно по эмпирической зависимости от их давления, предварительно построив ее с помощью экспериментальных данных (рис. 3).

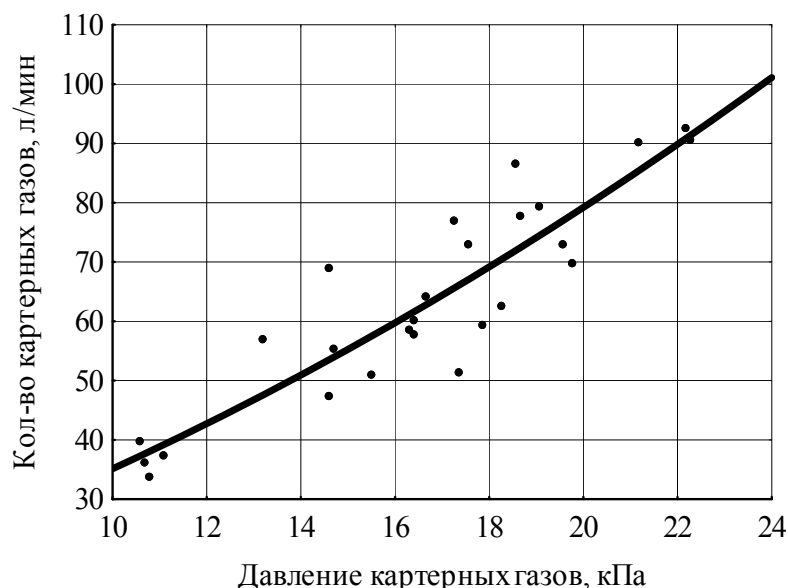


Рис. 3. Зависимость между количеством и давлением картерных газов на примере двигателя КамАЗ-740

Эмпирическая зависимость между количеством картерных газов и их давлением определяется экспериментально. Для двигателя КамАЗ-740 она выглядит следующим образом

$$Q = 0,076p_{к.г.}^2 + 2,11p_{к.г.} + 6,38, \quad (2)$$

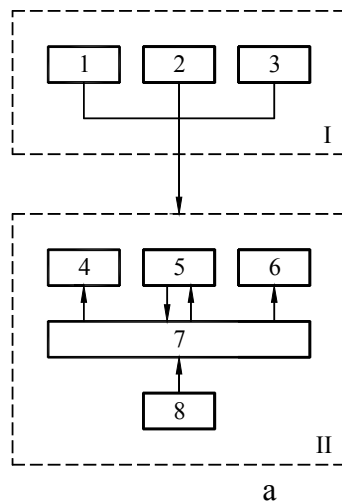
где  $p_{к.г.}$  – давление газов в картере двигателя.

Для измерения давления в картере двигателя устанавливается датчик давления типа DMP 330M, основанный на тензометрическом принципе действия с диапазоном измерения 0 – 1000 кПа.

Для оповещения водителя колесной машины об избыточном количестве картерных газов в ее кабине устанавливается оповещающее устройство, включающее блок световой сигнализации: «зеленая» – давление газов в картере двигателя в норме; «желтая» – давление газов превышено на 40% – необходимо обратить внимание, провести техническое обслуживание; «красная» – давление газов в картере достигло критического значения, дальнейшая эксплуатация невозможна.

Обработка информации о повышении давления газов в картере двигателя представлена на принципиальной схеме устройства на рис. 4а, а установленное оповещающее устройство в кабине водителя – на рис. 4б.

Получены номинальные (18-22 л/мин), допустимые (до 70 л/мин) и предельные (более чем 90 л/мин) значения количества картерных газов в двигателе КамАЗ-740 для оценки технического состояния ЦПГ, а также обоснованы номинальные и предельные значения для количества газов, проходящих из надпоршневого пространства сквозь площади зазоров в клапанном механизме головки цилиндра в картер (номинальные – 1–1,5 л/мин.; предельные – более чем 20 л/мин).



а

б

Рис. 4. Контроль количества картерных газов: а – принципиальная схема работы устройства: I – блок сбора первичной информации; II – вычислительный блок; 1 – датчик давления масла; 2 – датчик температуры; 3 – датчик давления газов; 4 – блок световой и звуковой сигнализации давления масла; 5 – электронный делитель-преобразователь; 6 – блок световой и звуковой сигнализации давления газов; 7 – вычислительно-электронный блок; 8 – преобразователь и стабилизатор напряжения аккумуляторной батареи; б – расположение контрольного прибора в кабине водителя: 1 – (зеленый) – норма; 2 – (желтый) – давление газов превышено на 40%; 3 – (красный) – давление газов критическое.

### Литература

1. Лебедев С.А. Визначальний параметр стану гідрооб'ємного рульового керування трактора / С.А. Лебедев, В.С. Шеїн, М.П. Артёмов, І.В. Колеснік // Вісник НТУ «ХП». – 2015. – № 8 (1117). – С. 11-18.
2. Подригало М.А. Экспрес-метод діагностування рульового керування шарнірно-зчленованих машин / М.А. Подригало, А.І. Коробко, О.О. Назарько, Ю.А. Радченко // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: VI наук.-практ. конф., 9 квіт. 2015 р.: тези доп. – Х., 2015. – С. 45-46.
3. 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.



**Савченков Борис Васильевич, к.т.н., профессор,**  
**Цыбульский Вадим Анатольевич, к.т.н., доцент, tsybulsky@ukr.net**  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,*  
**Леоненко Александр Николаевич, к.т.н., доцент**  
ХУПС им. И. Кожедуба

## **К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ МЕТОДОВ ДЛЯ УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ЧУГУНА**

В настоящее время широкое распространение на практике получили, так называемые, комбинированные методы упрочняющей обработки сталей и сплавов на их основе, совмещающие термическое воздействие на металл с его пластической деформацией. Такая обработка получила название термомеханической обработки (ТМО). В работах отечественных и зарубежных ученых [1] отражен обширный теоретический и экспериментальный материал, касающийся применения ТМО для деформируемых сплавов. Однако до сих пор не дан четкий ответ на вопрос о возможности и целесообразности применения ТМО для тех элементов машин, которые выполнены из железоуглеродистых сплавов с содержанием углерода более 2,0 %. В единичных работах, например, [2] отмечается, что ТМО положительно влияет на внешний вид поверхности чугунной детали; изучение макро- и микроструктуры образцов показало, что они претерпели определенные изменения соответственно изменениям режимов наплавки и термомеханической обработки. Констатируется, что деформирование аустенита и последующее термическое упрочнение при ТМО позволяют значительно измельчить и выровнять структуру наплавленного металла и повысить микротвердость поверхности. В отношении пластичности высказано предположение, что она, видимо, тоже повышается. Однако совершенно ничего не сказано в отношении того, как влияет данная обработка на такое важное эксплуатационное свойство материала как износостойкость.

Поэтому целью нашей работы было исследование возможности и целесообразности применения ТМО для изделий из чугуна, работающих в условиях трения и изнашивания.

В качестве исследуемых материалов были взяты специальный легированный чугун (используется для изготовления гильз цилиндров двигателей ЯМЗ и КамАЗ) и, параллельно, металл, наплавленный самозащитной порошковой проволокой марки ПП-АН125 на образцы из стали Ст. 5. Их химический состав приведен в табл. 1 и 2.

Таблица 1 – Химический состав специального чугуна, %

C	Si	Mn	Cr	Cu	Ni	Ti	S	P
3,2	2,1	0,9	0,3	0,4	0,4	≤0,8	≤0,12	≤0,20

Таблица 2 – Химический состав наплавленного металла, %

C	Cr	Mn	Si	Ti	B	S	P
2,1	16	0,92	1,50	0,34	0,70	0,005	0,008

Пластическая деформация поверхностей чугунных образцов осуществлялась после их предварительного нагрева до оптимальной температуры. Усилия прокатки при этом менялись от 5,0 до 6,0 кН.

Упрочнение ТМО поверхности, наплавленной порошковой проволокой ПП-АН125, выполнялось при совмещении в одной технологической схеме с процессом нанесения расплавленного металла.

После исследования износостойкости образцов на машине трения типа МИ-1М (по схеме «ролик – колодочка»), проводилась соответствующая обработка полученной информации и на ее основе строились математические модели, позволившие установить оптимальные значения режимных параметров ТМО.

Для чугуна оптимальным оказался режим: температура деформирования  $T_d = 870$  °С, степень деформации  $\lambda = 17$  %, температура отпуска  $T_{отп} = 200$  °С.

Для наплавленного металла (режим наплавки: сила тока  $I_{св} = 270$  А, напряжение дуги  $U_d = 27$  В) оптимальный режим: температура деформирования  $T_d = 960$  °С, степень деформации  $\lambda = 10$  %.

Основные значения характеристик механических свойств материалов после ТМО следующие:

– для чугуна: твердость 44–47 HRC, пластичность  $\delta_{5B} = 9,73$  % (определялась косвенным методом по методике, изложенной в РД 50-460-84);

– для наплавленного металла: твердость 55–57 HRC, пластичность  $\delta_{5B} = 5,72$  %.

При этом нами отмечалось значительное повышение стабильности механических свойств. Так, для чугуна коэффициент вариации для твердости снизился в 1,6–1,7 раза, для пластичности в 1,8–2,3 раза в сравнении с закалкой материала ТВЧ; для наплавленного металла – для твердости в 1,8–2,0 раза, для пластичности в 1,7–1,9 раза в сравнении с исходным металлом, наплавленным на тех же режимах наплавки.

Изменения механических свойств материалов привели к заметному увеличению износостойкости: для чугунных образцов на 18–22 %, для наплавленных образцов на 25–35 % по сравнению с исходным состоянием без ТМО.

Таким образом, проведенные нами исследования дают основания утверждать, что чугун, как и сталь, является материалом чувствительным к ТМО, которую целесообразно применять для упрочнения и чугунных изделий, и наплавленного металла.

### Литература

1. Берштейн М.Л. Термомеханическая обработка металлов и сплавов / М.Л. Берштейн – М.: Металлургия, 1968. – 1170 с.

2. Татаринцев М.И. К вопросу исследования восстановления чугунных деталей наплавкой с термомеханическим упрочнением / М.И. Татаринцев, А.И. Сидашенко // Ремонт машин и технология металлов: Сб. науч. трудов. – Т. XII. – Выпуск 4. – Ч. II. – М., 1975. – С. 44–49

**Сакно Ольга Петрівна**, к.т.н., доцент, [sakno-olga@ukr.net](mailto:sakno-olga@ukr.net)  
*Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,*  
**Лукічов Олександр Володимирович**, к.т.н., доцент  
*Донецький національний технічний університет*  
**Козлов Олександр Олександрович**, магістр  
*Придніпровська державна академія будівництва та архітектури*

## **КОМПЛЕКСНИЙ ПІДХІД ДО ТЕХНОЛОГІЙ ВИГОТОВЛЕННЯ ТА РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ НА ПІДСТАВІ АНАЛІЗУ ФУНКЦІОНАЛЬНО-ОРІЄНТОВАНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ**

Деталі автотранспортних засобів (АТЗ) працюють в найрізноманітніших умовах. Конструктивні особливості деталей, якість їх виготовлення впливає на довговічність і надійність систем АТЗ. Тому аналіз умов експлуатації деталей, їх окремих елементів, поверхонь, точок при виготовленні визначає термін служби деталей. Для деталей АТЗ раптова відмова часто приводить до аварій і катастроф. Проте врахувати всі особливості експлуатації конкретного виробу при виготовленні неможливо. Для збереження експлуатаційної надійності АТЗ створена система технічного обслуговування і ремонту (ТОіР). Для деталей АТЗ можливості ТОіР істотно обмежені тривалістю автономної експлуатації (може складати декілька місяців), відсутністю необхідної структури обслуговування у вузлових точках маршруту, вимогами до надійності (вірогідність відмов повинна наближатися до нуля).

Питанням дослідження основних принципів забезпечення надійності АТЗ присвячені роботи Аніловича В.Я., Говоруценка М.Я., Грінченка А.С. та інших авторів. Вони досліджували роль організації системи ТОіР АТЗ в поліпшенні основних показників надійності: довговічності, безпеці, працездатності. Основа такого підходу – аналіз функціонально-орієнтованих властивостей (ФОВ) деталей. Особливо важливо достовірно управляти надійністю, ФОВ саме на етапі експлуатації, коли АТЗ реалізує своє призначення.

Таким чином, забезпечити високі експлуатаційні властивості деталей АТЗ можна технологічними впливами при виготовленні, експлуатації, ТОіР, для чого необхідно розробити комплексний функціонально-орієнтований підхід (ФОП). Основа такого підходу – аналіз ФОВ деталей, поверхонь, зон, точок, нанозон виробів. Здійснити його можна в єдиному, постійно поновлюваному, інформаційно-технологічному полі. На існуючому етапі розвитку для технології машинобудування і ремонту АТЗ основою, пріоритетом повинні стати функціонально-орієнтовані технології (ФОТ), що активно розробляються в наукових школах України. Ядро VI техноукладу включає наноматеріали і наноструктуровані покриття, інформаційні технології, наносистемну техніку, когнітивні науки. Сьогодні вже існуючі технології дозволяють забезпечити задані властивості практично в кожній точці, лінії, поверхні деталі. Головна проблема – як правильно визначити набір цих властивостей. Найретельніше моделювання, проектування не може врахувати всі умови, ось чому необхідно враховувати досвід і базу даних системи ТОіР.

Цьому може сприяти комплексний підхід до виробництва і системи ТОiP. Їх розвиток можливий лише в загальному інформаційному полі. Забезпечити повні ФОВ деталей в процесі виготовлення досить складно. Реальні умови експлуатації, ФОВ можуть істотно відрізнятись від заданих, необхідна їх корекція в процесі ТОiP, відновлення їх на новому рівні. Тобто ФОП повинен супроводжувати деталі АТЗ протягом їх життєвого циклу: від конструювання і виготовлення, до вичерпання повного терміну експлуатації і утилізації.

ФОТ [1] відносяться до нового класу технологій, що забезпечують при виготовленні якісно нову сукупність властивостей виробів. Вони дозволяють повністю адаптувати вироби при виготовленні до особливостей їх експлуатації в АТЗ, забезпечити заданий їх експлуатаційний потенціал. ФОП ефективний при використанні на всіх етапах життєвого циклу. Нові комбіновані та ФОТ синтезуються на основі бази даних, що отримуються при ТОiP і безперервно доповнюються даними про ФОВ вузлів, деталей, поверхонь, нанозон.

Таким чином, ФОП до реалізації технологічних дій при ТОiP створюють систему, що постійно розвивається і оновлюється. Вона дозволяє безперервно удосконалювати: технології ТОiP та виготовлення нового покоління виробів; конструктивні вирішення елементів АТЗ [2]. Основним напрямом є створення композиційних технологій. Це спеціальні технології, що базуються на композиції принципів і особливостях синтезу різних варіантів технологій. Вони дозволяють управляти властивостями виробу і забезпечувати підвищення параметрів його якості по напрямках складу композиції варіантів технологій. У технології кількість напрямів підвищення якості виробів визначається числом варіантів технологій, що входять до складу композиційної технології. Зв'язки між етапами проектування в цих технологіях ітераційні і рекурентні.

У результаті ФОТ можуть бути використані на нанорівні, забезпечуючи задані ФОВ поверхонь, мікро- і нанозон. Цей рівень технологій відповідає VI технологічному укладу. Нерозривний зв'язок технологій машинобудування і ТОiP дозволяє вирішувати питання вдосконалення АТЗ, управляти їх ресурсом в найкоротші терміни. Застосування пропонованого ФОП до створення комплексних наборів ФОТ відповідає сучасному етапу розвитку технологій.

**Висновок.** Комплексні ФОП дозволяють забезпечити надійність АТЗ на всіх етапах їх життєвого циклу за рахунок аналізу і синтезу статистичних і експериментальних даних ресурсу окремих елементів систем АТЗ і технологічних систем виготовлення. ТОiP у єдиному інформаційному полі дозволяє управляти ресурсом за рахунок здійснення необхідних технологічних дій, на базі синтезу ФОТ і вдосконалення технологічних процесів виготовлення.

### Література

1. Михайлов А.Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий / Михайлов А.Н. – Донецк : ДонНТУ, 2009. – 346 с.
2. Ступницький В.В. Методологія проектування об'єктно-орієнтованих та функціонально-орієнтованих технологічних процесів машинобудівного виробництва / В.В. Ступницький, Н.В. Ступницька // Високі технології в машинобудуванні : зб. наук. пр. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – Вип. 1 (26). – С. 91-99.

## **ВЛИЯНИЕ ПРОИЗВОДСТВА ЛИТИЙ-ИОННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ ДЛЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ НА МИРОВЫЕ РЕСУРСЫ ЛИТИЯ**

Электромобили стремительно завоевывают свое место на рынке автомобильной промышленности, и хотя правительства многих стран оказывают поддержку в развитии экологически чистого транспорта, стоимость электромобилей остается довольно высокой. В первую очередь, это является следствием высокой стоимости литий-ионных аккумуляторов – главного источника энергии современных электромобилей. Данный вид аккумуляторов получил свою популярность благодаря электрохимическим и физическим свойствам лития, в частности малому весу, малому коэффициенту теплового расширения и возможности удерживать высокий заряд более длительное время по сравнению с другими видами аккумуляторов.

Чтобы снизить конечную стоимость литий-ионных аккумуляторов необходимо вывести их производство на крупносерийный или массовый уровень. В то же время, при резком увеличении спроса на литий – основного материала, который используется при изготовлении литий-ионных батарей, могут возникнуть две глобальные проблемы: поставка сырья и истощение ресурсов лития.

Дело в том, что хотя литий довольно широко распространен в мире, добыча большей его части, например, из толщи морской воды, которая содержит миллиарды тонн высокообогащенного разбавленного лития (концентрация 0,17 мг/л), является трудоемким и дорогостоящим процессом при существующих на сегодняшний день технологиях.

По данным компании «Chemetall» ежегодный спрос лития в мире оценивается в 23 тыс. тонн, а объем его запасов – в 28 млн. тонн. Расчетное содержание лития в аккумуляторах с напряжением 3,6 В составляет порядка 0,15 кг на 1 кВт·ч. Емкость аккумуляторов наиболее популярных электромобилей – 22 кВт·ч (Nissan Leaf, Renault ZOE, BMW i3) и 85 кВт·ч (Tesla Model S). Если годовой объем мирового производства электромобилей достигнет 50% от общего числа выпускаемых автомобилей, что составит порядка 40 млн. электромобилей в год со средним значением емкости аккумуляторов 50 кВт·ч, то спрос на литий возрастет до 300 тыс. тонн в год.

Таким образом, ресурсов этого металла хватит на 90-100 лет при производстве одних лишь аккумуляторов для электромобилей. Не стоит забывать, что литий также используется для производства керамики, промышленной выплавке стекла, в электронике, медицине и многих других отраслях. Поэтому развитие эффективных технологий переработки литийсодержащих аккумуляторов для вторичного получения лития поможет сохранить его запасы на достаточно длительный срок.

## Секція 4. ПЕРСПЕКТИВНІ ДВЗ

**Абрамчук Федор Иванович**, д.т.н., профессор

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

**Авраменко Андрей Николаевич**, к.т.н., с.н.с., [an0100@ukr.net](mailto:an0100@ukr.net)

*ИПМаш НАН Украины*

### ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ЦИКЛОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Совершенствование рабочих процессов современных ДВС невозможно представить без комплексных экспериментальных и расчетно-теоретических исследований. Проведение экспериментальных исследований рабочих процессов ДВС на современном уровне требует соответствующего оснащения моторного исследовательского стенда дорогостоящими контрольно-измерительными приборами, значительных затрат времени и ресурсов.

Современные программные комплексы, используемые для моделирования рабочих циклов ДВС позволяют с высокой степенью точности и достоверности моделировать внутрицилиндровые процессы, проводить оптимизацию и получать результаты с минимальными затратами ресурсов.

Современные программные комплексы, например такие, как AVL FIRE ESE Diesel за счет использования интегрированной библиотеки с типами камер сгорания дизельных двигателей, баз данных со свойствами материалов (рабочих тел) и удобного интуитивного интерфейса позволяет с минимальными затратами машинного времени моделировать рабочие циклы дизельных двигателей в двухмерной и трехмерной осесимметричных постановках.

Процесс синтеза расчетной сетки и её адаптация, с учетом особенностей конфигурации камеры сгорания в программном комплексе выполняются автоматически (рис. 1), а настройка параметров – в интерактивном режиме.

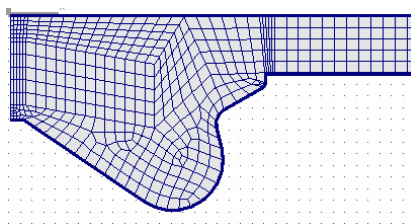


Рис. 1 Синтез расчетной сетки камеры сгорания дизельного двигателя

Важной особенностью программного комплекса ESE Diesel в отличии программных комплексов от Fluent и CFX является то, что результаты численного моделирования рабочего цикла автоматически анализируются и переводятся в удобные для визуального восприятия зависимости.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что совершенствование программных комплексов, путем оптимизации математического описания процессов и использования интегрированных баз данных для численного моделирования рабочих циклов ДВС является перспективным направлением научных исследований.

**Аврамов Костянтин Віталійович**, д.т.н., завідувач відділу  
*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України*  
**Ніконов Олег Якович**, д.т.н., професор  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*  
**Успенський Борис Валерійович**, к.т.н., молодший науковий співробітник  
*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України*

## **ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ДВИГУНІВ СЕРІЙ ЗТД ТА БТД**

Розглянуто використання сучасних інформаційних технологій і систем штучного інтелекту для підвищення енергоефективності і надійності транспортних двигунів серій ЗТД та БТД вітчизняного виробництва. Специфічні умови роботи транспортних дизелів привели до спеціальних розробок автоматичних регуляторів для них, в основному непрямої дії. Якщо раніше на транспортних двигунах застосовувалися однорежимні або двохранові регулятори, то для транспортних двигунів з'явилася необхідність застосування всережимних регуляторів. Дослідженню і створенню таких регуляторів присвячені роботи фахівців НДДІ, заводу «Російський дизель», Коломенського теплово-виробничого заводу і ДП «Завод імені Малишева».

Класична теорія автоматичного керування транспортним ДВЗ знайшла своє завершення у роботах професора В.І. Крутова і професора В.О. Петрова. Подальший розвиток систем керування транспортними дизелями пішов шляхом застосування сучасної теорії керування з використанням складних нелінійних законів і алгоритмів керування. Суттєвий вклад в розробку таких систем внесли співробітники НТУ «ХП», фахівці ХКБД, спеціалісти ХКБМ ім. О.О. Морозова і спеціалісти ДП «Завод імені Малишева».

Шляхи вирішення поставленої проблеми ведуть до розроблення методів і алгоритмів синтезу з використанням розвиненої математичної моделі об'єкту управління з урахуванням його нелінійних характеристик, інтелектуальних систем управління, новітніх інформаційних технологій. Інтелектуалізації таких систем можна досягнути насамперед на основі багатошарових нейронних мереж і методів еволюційного моделювання, зокрема генетичних алгоритмів, а також нечіткої логіки і гібридних нейро-фаззі архітектур з глибокими алгоритмами навчання, що призведе до зменшення витрат пального та димності і підвищенню надійності системи в цілому. В якості основного підходу для зниження витрат пального пропонується використання електронної системи паливоподавання з нейроконтролером в контурі управління паливоподаванням, яка дозволить знизити коливальність рейки паливного насоса та кутової швидкості двигуна внаслідок випадкових змін навантаження. Публікація містить результати досліджень, проведених при грантовій підтримці Держаного фонду фундаментальних досліджень за конкурсним проектом Ф76/92-2017.

**Балака Максим Миколайович**, асистент, [maxim.balaka@gmail.com](mailto:maxim.balaka@gmail.com)  
**Ходневич Микола Миколайович**, студент  
*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ВИМОГИ ДО РЕФОРМУЛЬОВАНИХ ДИЗЕЛЬНИХ ПАЛИВ**

Реформулювання моторного палива полягає в модифікації його складу під час виробництва на нафтопереробному заводі для зниження емісії шкідливих компонентів відпрацьованих газів. Хоча зниження емісії таким шляхом є меншою, ніж у випадку застосування сучасних технологій в конструкції двигунів або використання альтернативних моторних палив, отриманий ефект помітний, оскільки виникає у всіх типах двигунів внутрішнього згоряння.

З метою зниження емісії токсичних речовин і твердих часток у відпрацьованих газах слід покращувати властивості дизельних палив (дизпалив) шляхом зниження вихідної температури кипіння і густини, вмісту сірки і ароматичних вуглеводнів, в основному дво- і трициклічних [1].

Реформульовані (екологічно чисті) палива рекомендують застосовувати насамперед у великих населених пунктах, курортно-паркових зонах, кар'єрах та інших місцях з обмеженим повітрообміном.

Приміром фірма «Нафтохімія Полоцьк АТ» (Польща), починаючи з 1995 року, виробляє реформульоване дизпаливо ONM «Standard», яке порівнюють за параметрами з паливом «City Diesel» [2], що використовують в основному для живлення двигунів внутрішнього згоряння міських засобів транспорту.

У виробництві палива ONM «Standard» застосовують фракції нафти з діапазоном температури кипіння 180...300 °С, у яких завдяки обмеженій вихідній температурі кипіння виключені найважчі вуглеводні з великим атомним числом вуглецю в молекулі. Для виробництва палива підібрано відповідну суміш нафт, що забезпечує обмежений вміст ароматичних вуглеводнів у паливі та глибокий процес ароматизації. Це дозволяє витягти з палива майже всі сполуки сірки.

Порівняння основних властивостей нафтового дизельного палива ONM «Standard» із вимогами, що стосуються стандартного дизельного палива DZ в Польщі та GRADE F у Західній Європі [2] наведено в таблиці 1.

Жорсткі критерії норм в Європі стосовно поліпшення екологічних властивостей нафтових дизпалив, запропонували скандинавські країни [3]:

- вміст сірки не більше 0,001% мас.;
- вміст багатоциклічних ароматичних вуглеводнів не більше 0,02% мас.;
- температура закінчення кипіння не більше 300 °С.

Цим вимогам задовольняє реформульоване комерційне стандартне дизпаливо OM590 (Фінляндія) – Neste Oy (літнє – марки LEDS і зимове – LEDW). Зміна емісії токсичних компонентів у відпрацьованих газах у порівнянні зі стандартним дизпаливом за EN 590 наступна: зниження оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) на 13%, твердих часток на 5...40%, а поліциклічних ароматичних вуглеводнів на 10...70% [4]. Крім того, зросло цетанове число до значень 53 та 54 ум. од.



відповідно у Neste Oy (LEDS) і Neste Oy (LEDW), а також до 47 та 49 ум. од. у EN 590 відповідно видів Winter та Summer за національним стандартом SF-EN590 Reformulated Diesel [2].

Таблиця 1 – Порівняння основних властивостей нафтових дизпалив ONM «Standard», DZ і GRADE F

Показник	Марка палива (нормаль)		
	ONM «Standard» (ZN-94/ Mpi/NF-213)	DZ (PN-92/C-96051)	GRADE F (EN-590)
Цетанове число, min	50	45	49
Фракційний склад:			
5% об. (°C), min	190	–	–
50% об. (°C), max	240	280	–
95% об. (°C), max	290	–	370
250°C (% об.), max	–	–	65
350°C (% об.), min	–	90	85
Вміст:			
сірки, % мас. (max)	0,02	020	0,20
ароматичних вуглеводнів, % об. (max)	22	–	–
Температура, °C:			
помутніння, max	-25	-10	–
блокування холодного фільтра, max	-30	-20	-20
В'язкість кінематична при 40°C, мм <sup>2</sup> /с (в межах)	min 1,5	1,7...3,7	2,0...4,5
Густина при 15°C, кг/м <sup>3</sup> (в межах)	–	810...870	–
	800...830	–	820...860

### Література

1. 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.
2. Лютко В. Застосування альтернативних палив у дизельних двигунах / В. Лютко. – Івано-Франківськ : Видавн. відділ «Полум'я» Ін-ту менеджменту та економіки, 2000. – 238 с.
3. Сафонов А. С. Автомобильные топлива : Химмотология, эксплуатационные свойства, ассортимент / А. С. Сафонов, А. И. Ушаков, И. В. Чечкенов. – СПб. : НПИКЦ, 2002. – 264 с.
4. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение : справочник / [И. Г. Анисимов, К. М. Бадаштова, С. А. Бнатов и др.] ; под ред. В. М. Школьников. – [2-е изд.]. – М. : Техинформ, 1999. – 596 с.

**Безвесільна Олена Миколаївна**, д.т.н., професор, bezvesilna@mail.ru  
**Ільченко Андрій Володимирович**, к.т.н., доцент, avi\_77@ukr.net  
*Житомирський державний технологічний університет*

## **ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ І ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТ БІОПАЛИВ ДИЗЕЛЬНИМИ ДВИГУНАМИ, ЩО ОСНАЩЕНО ТЕРМОАНЕМОМЕТРИЧНИМИ ВИТРАТОМІРАМИ**

Необхідність економії палив нафтового походження, перехід на менш токсичні двигуни внутрішнього згоряння, необхідність зниження викидів CO<sub>2</sub> в атмосферу, що впливають на парниковий ефект, вимушує спеціалістів та науковців шукати шляхи зниження впливу двигунів на навколишнє середовище. Останнім часом все більш широке поширення набувають альтернативні біопалива на основі рослинних олій та тваринних жирів. Роботи з переведення дизельних двигунів на біопаливо ведуться як в країнах з обмеженими паливно-енергетичними ресурсами, так і в високорозвинених країнах.

Метою даного дослідження є – проаналізувати основні властивості біодизельного палива, його вплив на роботу термоанемометричних витратомірів біодизельних палив, роботу паливної апаратури та інших систем дизеля.

Біодизельне паливо (біодизель, МЕРО (метиловий ефір ріпакової олії), РМЕ (ріпаковий метиловий ефір), RME, FAME (метилові ефіри жирних кислот), EMAG, біонафта та ін.) – рідке моторне біопаливо, що являє собою суміш моноалкідних ефірів жирних кислот. Біодизель отримують з тригліцеридів (рідше вільних жирних кислот) реакцією переетерифікації (етерифікації) одноатомними спиртами (метанол, етанол та ін.). Джерелом тригліцеридів слугують різні рослинні масла або тваринні жири. Це екологічно чистий вид біопалива, який використовують для заміни нафтового дизельного палива. З хімічної точки зору біодизельне паливо являє собою суміш метилових (етилових) ефірів насичених і ненасичених жирних кислот.

Метилові ефіри жирних кислот – складні ефіри жирних кислот, одержувані реакцією переетерифікації жирів з метанолом. Вони є основним компонентом біодизельного палива, яке зазвичай отримують з рослинних олій шляхом переетерифікації. Метилові ефіри жирних кислот отримують в реакції між жирами і метанолом в умовах кислого або лужного каталізу. Реакцію проводять в присутності гідроксиду натрію або метоксиду натрію.

Біонафта – біопаливо другого покоління, яке синтезується з біомаси шляхом глибокої хімічної переробки.

В Україні з 01.03.2010 введено ДСТУ 6081:2009 «Паливо моторне БЗ № 1-2009/50. Ефіри метилові жтрних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги».

Менша частка вуглецю (близько 77 %) в молекулі біодизельного палива призводить до зменшення його нижчої теплоти згоряння на 13–15 % і збільшення годинної та питомої ефективної витрати палива. Застосування біодизельного

палива дозволяє забезпечити зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля. Відомо, що для дизельних двигунів з вихровою камерою (передкамерою) і безпосереднім упорскуванням зниження, відповідно, становить: CO – 12 (10) %,  $C_nH_m$  – 35 (10) %, РМ (тверді частинки) – 36 (24) %, С (сажа) – 50 (52) %.

При експлуатації дизельних двигунів на біодизельному паливі необхідно звернути увагу на наступне. Перед початком експлуатації двигуна на біодизельному паливі необхідно промити фільтри грубого і тонкого очищення палива. Через підвищену агресивність такого палива потрібно замінити паливні шланги і прокладки на виготовлені зі стійкого до біопалива матеріалу. Треба слідкувати, щоб біодизельне паливо не потрапило на лакофарбові покриття. У деяких випадках потрібна частіша заміна моторного масла через можливе потрапляння в нього біодизельного палива. Можливе деяке збільшення рівня шуму і димності при холодному пуску, при знижених температурах слід застосовувати депресорні присадки. Потрібно контролювати вміст води в біодизельному паливі (через його високу гігроскопічність), щоб уникнути небезпеки розвитку мікроорганізмів, утворенню перекисів і корозійного впливу води, в тому числі і на елементи паливної апаратури та термоанемометричного витратоміра. Збільшення густини палива призводить до збільшення тиску впорскування і, як наслідок, спостерігається зменшення ресурсу паливної апаратури. Збільшення в'язкості палива, особливо при зниженні температури, викликає більш жорсткі умови роботи паливного насоса високого тиску, підвищене зношування деталей.

Вплив деяких складових палива на роботу паливної апаратури, систем дизеля та на роботу термоанемометричного витратоміра можна узагальнити наступним: метилові ефіри жирних кислот внаслідок руйнування гумових виробів викликають підтікання палива; вільний метанол викликає корозію металів (алюмінію та цинку); вільна вода викликає корозію металів, сприяє перетворенню метилових ефірів рослинної олії в жирні кислоти, а також розвитку мікроорганізмів у паливі; вільний гліцерин, моно- та дигліцериди викликають корозію кольорових металів, утворюють осад і також негативно впливають на лакофарбові покриття; вільні жирні та високомолекулярні органічні кислоти сприяють утворенню солі органічних кислот та органічних сполук, прискорюють корозію цинку; продукти полімеризації утворюють осад; фосфор сприяє «отруєнню» каталізаторів та нейтралізаторів системи випуску відпрацьованих газів двигуна, що негативно впливає на сумарну токсичність дизеля; мурашина та оцетова кислоти викликають корозію всіх металів; тверді частинки погіршують мастильні властивості палива та сприяють прискореному зношуванню паливної апаратури.

Очевидно, що вказані властивості треба обов'язково враховувати під час розробки схематичного рішення, створення, розроблення конструкції, вибору матеріалів та експлуатації термоанемометричних витратомірів біопалив для дизельних двигунів внутрішнього згорання.

**Белоусов Евгений Викторович**, к.т.н., доцент, [ewbelousov67@gmail.com](mailto:ewbelousov67@gmail.com)  
**Савчук Владимир Петрович**, к.т.н., доцент, [ewbelousov67@gmail.com](mailto:ewbelousov67@gmail.com)  
**Грицук Игорь Валерьевич**, д.т.н., профессор, [gritsuk\\_iv@ukr.net](mailto:gritsuk_iv@ukr.net)  
*Херсонская государственная морская академия*

## **ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ НА ОРГАНИЗАЦИЮ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ**

Ужесточение экологических норм и рост цен на нефтяные топлива заставили производителей двигателей внутреннего сгорания направить свои усилия на разработку двигателей работающих на более экологичных и более дешевых газовых топливах (ГТ). Не остались в стороне от этой тенденции и производители судовых малооборотных дизелей (МОД) которые на базе уже существующих моделей наладили выпуск газодизельных двигателей работающих на природном газе. Ряд конструктивных особенностей двухтактных МОД заставил разработчиков искать новые подходы в организации смесеобразования в таких двигателях, связанных с подачей газового топлива непосредственно в рабочий цилиндр под повышенным давлением. На сегодня остается открытым вопрос – на каком участке такта сжатия рациональнее всего подавать ГТ в цилиндр. Очевидным является только то, что, чем позже это делать, тем под более высоким давлением ГТ необходимо подводить к газоподающим органам. На сегодня реализовано два варианта внутреннего смесеобразования в МОД – под низким давлением (1,6 МПа) когда ГТ поступает в рабочий цилиндр сразу после закрытия органов газораспределения (двигатели фирмы Wärtsilä) или непосредственно перед приходом поршня в ВМТ под высоким давлением (20 МПа) (двигатели фирмы MAN) [1–5]. Каждый из реализованных подходов к организации смесеобразования имеет свои преимущества и недостатки, которые подробно рассмотрены были ранее в работе [5]. Каждый из разработчиков, очевидно преследуя коммерческие интересы, акцентировал внимание на достоинствах систем реализованных им в своих двигателях, упуская важный аспект – энергетические затраты на подготовку (сжатие) топлива перед подачей его в цилиндры. В опубликованных на сегодня работах [1-4] в основном приводится качественная оценка таких затрат, что усложняет оценку расходов связанных с переоборудованием и дальнейшей эксплуатацией газодизельных МОД. В данной работе авторами была предпринята попытка выполнить количественную оценку энергетических затрат на сжатие ГТ до давления необходимого для обеспечения эффективного смесеобразования на разных участках процесса сжатия.

Для анализа возможности смесеобразования на различных участках процесса сжатия авторами была разработана расчетная модель позволяющая получить значение массовых расходов ГТ через газовый клапан заданного сечения. Основной особенностью модели является необходимость учитывать протекание смесеобразования в условиях меняющегося в процессе сжатия противодействия. В качестве примера далее приведены результаты моделирования процессов смесеобразования в судовом малооборотном газодизельном

двигателе RT-flex50DF. В результате моделирования было исследовано девять вариантов подачи ГТ в процессе сжатия. Для обеспечения надежного поступления ГТ в рабочий цилиндр давление перед газовым клапаном принималось на  $\approx 20\%$  выше максимального давления в цилиндре на момент прекращения подачи.

Из рис. 1 видно, что с увеличением давления перед газоподающим клапаном, затраты на сжатие ГТ возрастают с 2,5% от мощности цилиндра при давлении 1,1 МПа до 9,7% при давлении 20 МПа. При этом время открытия клапана сокращается на порядок с 0,066 до 0,0064 с, что повышает требования к его быстродействию.

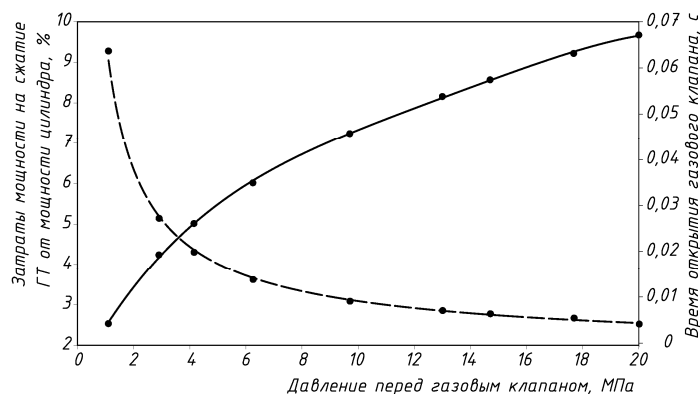


Рис. 1. Относительные затраты мощности на сжатие ГТ перед подачей его в цилиндр двигателя: (—) на такте сжатия и время открытия газового клапана как функция давления перед ним (---)

С увеличением давления перед газоподающим клапаном газодизельного двигателя с внутренним смесеобразованием, затраты на предварительное сжатие ГТ сильно зависят от способа подачи газа в цилиндр. Для рассмотренного случая затраты на сжатие ГТ при его подаче в конце такта сжатия могут в 3,9 раза превышать аналогичные затраты при его подаче в начале такта сжатия и доходить до 10% от мощности цилиндра, что безусловно, необходимо учитывать при анализе полного энергетического баланса силовой установки.

### Литература

1. Rolsted, H. MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges. Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p.
2. ME-GI – Dual Fuel Done Right. MAN Diesel, ME-GI, Sname NY, 2013. – 73 p.
3. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas. Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 2012. – 36 p.
4. Wettstein, R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 2014 – 31 p.
5. Белоусов, Е.В. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей [Текст] / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков: изд. НТУ«ХПИ» – № 1. 2016 – С 81-88.

**Воронков Олександр Іванович**, к.т.н., доцент

**Тесленко Едуард Вікторович**, аспірант

**Удовік Т.О.**, аспірант

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **РОЗРОБКА ЕЛЕКТРОГІДРОПРИВОДУ ГАЗОРОЗПОДІЛЬЧОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ПОРШНЕВОГО ПНЕВМОДВИГУНА**

Розглянуто можливі принципові схеми реалізації керування впускним клапаном поршневого кривошипного пневмодвигуна за допомогою пристроїв електрогідроавтоматики.

У роботі розглянуті можливі стендові схеми керування роботою впускного клапана в однопоршневому кривошипному пневмодвигуні з регулюванням фаз повітродозподілення за допомогою електрогідроматики.

Мета роботи полягає у виборі оптимальної схеми привода клапанів пневмодвигуна, конвертованого із ДВЗ 4Ч 9,2/9,2. Відповідно до термінології в області об'ємного пневмопривода об'єкт досліджень є поршневий пневмодвигун із кривошипно-шатунним механізмом.

Порівняні характеристики зазначених гідропрстроїв за швидкодією (кількість включень у секунду й частота спрацьовування штовхача), з якої потрібно:

– гідророзподільник з електромагнітом циклової дії й гідророзподільник з електромагнітним пропорційним керуванням не забезпечують функціонування в тривалому режимі;

– гідророзподільник із пропорційним електромагнітом і редуційним клапаном забезпечують тривалий режим роботи, але обмежені з частотою в 17 Гц;

– електрогідролінійний підсилювач потужності (сервоклапан) забезпечує необхідні значення за швидкодією (25 Гц), однак є дорогим за ціною гідропрстроєм (на порядок порівняно з перерахованими вище) і вимагає введення високого ступеня очищення й інтенсивного охолодження.

Обрано експериментальний зразок об'ємного гідроприводу моделі ОГП-Р574/ПЭМ24 для керування впускним клапаном пневмодвигуна розроблений у ХНАДУ на базі гідророзподільника циклової дії, що має гідравлічну схему 574 за ДСТ 2.781 і приєднаного до нього пропорційного електромагніта, що дозволило реалізувати роботу гідроприводу.

Стійким рішенням з розглянутих схем керування впускним клапаном володіє схема об'ємного гідроприводу моделі ОГП-Р574/ПЕМ24, що включає цикловий гідророзподільник і пропорційний електромагніт.

На першому етапі ухвалено рішення про створення експериментальної стендової установки на базі гідророзподільника з електричним пропорційним керуванням для пневмодвигуна 9,2/9,2 здатний переборювати зусилля пружини

впускного клапана 600Н з частотою спрацьовування 25 Гц, що забезпечує відкриття впускного клапана на висоту 10 мм.

Відпрацьовування експериментальної моделі пневмодвигуна повинна включати вимірально-керуючий комплекс, що включає програмувальний контролер і датчики положення верхніх і нижніх мертвих положень поршня й аналогового значення тиску в циліндрі.

Аналітичний огляд інформаційних джерел існуючих схем привода клапанів з керованими параметрами показав, що керування газорозподільним механізмом силової установки найбільш перспективною системою є гідравлічна система з мікропроцесорним керуванням.

Проведено конструктивну розробку загального вигляду механізму електрогідравлічного приводу клапана пневмодвигуна.

Створено систему гідравлічного приводу клапанів, на базі якої створений стенд для експериментального дослідження пневмодвигуна як елемента гібридної силової установки автомобіля.

**Врублевський Олександр Миколайович**, д.т.н. професор,  
*Університет Вармінсько-Мазурський в Ольштині, Польща*  
**Левченко Денис Вадимович**, студент,  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **АНАЛІЗ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В РОЗПИЛЮВАЧІ ФОРСУНКИ ВИСОКООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ**

Середній ресурс роботи найбільш досконалих конструкцій форсунок дизельних двигунів складає 150–180 тис. км. пробігу автомобіля. Враховуючи тенденції розвитку автомобільної галузі, сьогодні необхідно мати ресурс біля 500 тис. км.

Розпилювач дизельної форсунки представляє собою кінцевий елемент лінії паливоподачі дизельного двигуна і значною мірою впливає на процес розпилювання, характеру і якості впорскування, опір гідравлічному потоку. Дослідження гідродинамічних процесів в каналах розпилювача дуже складне завдання через дрібномасштабність отворів проточної частини (0,1–3 мм) та короткочасність протікання процесу впорскування (0,1–3 мс).

Перспективною і актуальною є задача розробки математичної моделі Гідродинамічних процесів в порожнині розпилювача, що дозволяє дослідити процеси потоку палива в розпилювачі. Розрахунки з високим ступенем точності дозволяють оцінити фізичні параметри потоку палива, дають можливість проведення відносно швидкого і зручного випробування в широких діапазонах змінних початкових параметрів, що є необхідним етапом в процесі проектування та доводки конструкції розпилювача.

Для реалізації задачі обрано програмний комплекс AVL FIRE 2013, що повністю відповідає сучасному рівню моделювання гідродинамічних процесів.

Моделювання проводилося на геометричній моделі проточних частин крайньої нижньої частини розпилювача, яка покриває кінчик голки, області сідла, передсопловий колодязь і соплових отворів для впорскування палива. Для прискорення розрахунку розглядалась осьова симетричність проточної частини розпилювача а також його соплових отворів. Раховувалась неперервність потоку та симетричність результатів на поверхнях умовного перетину моделі, для розрахунку використовувався сегмент  $60^\circ$ , що повністю охоплює один сопловий отвір та його приграничні зони.

Для цілей чисельного моделювання, внутрішніми засобами AVL FIRE було створено просторові розрахункові сітки. Початкові дані для розрахунку були отримані під час опрацювання результатів дослідження паливної апаратури дизеля 4ДТНА1. Дані про тиск в паливопроводі високого тиску, характеристика підйому голки були зібрані і використовувалися в якості граничних умов при моделюванні процесу паливоподачі.

Наближуючи задачу до реальних умов протікання процесу впорскування, було проведено ряд послідовних розрахунків із змінною геометрією моделі, що імітує рух голки розпилювача за певною характеристикою. Нестационарність



процесу значною мірою збільшує об'єм розрахунків, проте дає повну завершену картину умови руху палива в розпилювачі.

Метою даного дослідження є дослідження гідродинамічних процесів в проточних частинах розпилювача форсунки і спроба покращення характеристики впорскування, зменшення ризиків закоксування, ерозійного зношування соплових отворів внаслідок ефекту кавітації, за рахунок використання більш досконалої геометрії. Найпростіше технологічно виправдане досягнення одразу декількох заходів покращення характеристики впорскування – свердлення соплових отворів безпосередньо на запираючий конус та зменшення об'єму передсоплового колодязя.

За результатами розрахунку отримано набір миттєвих локальних параметрів потоку палива в розпилювачі на певних етапах впорскування. Для загальної характеристики потоку були використані наступні параметри: швидкість [м/с], напрямок (лінії потоку), тиск [МПа], кінетична енергія турбулентного потоку, [м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>] об'ємна доля газової фази [%], швидкість кавітаційної ерозії [мкм/год].

Локальні швидкості руху палива з передсоплового об'єму в розпилюючий отвір в районі вхідної кромки отвору в верхній його частині виникає гідравлічний опір. Внаслідок цього швидкість потоку зменшується в 4 рази від максимальної у сопловому отворі. На протязі всього процесу паливоподачі зберігається зона знижених швидкостей.

Найбільших втрати тиску в потоці спостерігаються в пристінній зоні сопла за вхідною кромкою і має перемінне значення довжини від 0,01 до 0,03 мм. Для усунення цього явища необхідно зробити скруглення вхідної кромки сопла радіусом не менше 0,03 мм. Також через різку зміну напрямку потоку верхні шари палива в соплі зазнають більшого розрідження. Для зменшення різниці тисків в перерізі сопла можна регулювати кут його нахилу відносно осі руху голки.

В об'ємах під торцем голки та на дні передсоплового колодязя відбувається завихрення потоку, що також негативно впливає на параметри швидкості потоку внаслідок наявності гальмування через внутрішні тертя в рідині.

Турбулізації потоку, що виникають в місцях значних градієнтів швидкостей, і, більшою мірою, відбуваються в граничних шарах соплового отвору впливають на час установаження нормального режиму впорскування.

Розглядаючи конструкцію із свердленням соплових отворів на запираючий конус можна виділити переваги протікання процесу впорскування. Рух палива в сопловому отворі більш рівномірний і відрив потоку від стінки соплового отвору за рахунок гідравлічного опору встигає нормалізуватися до моменту виходу з сопла, що дає передумови для більш повного та рівномірного розпилювання. Помітне покращення тиску впорскування, через менший опір потоку на вхідній границі соплового отвору в момент опускання голки розпилювача. У відкритому стані тиск в соплових отворах відрізняється мало. Проте розрахунки показали, що остання модель знаходиться під більшим впливом руйнівного для поверхні соплового отвору фактору – кавітаційної ерозії.

Гутаревич Юрій Феодосійович, д.т.н., професор  
Сирота Олександр Вадимович, к.т.н., доцент, [kafedradvzntu@gmail.com](mailto:kafedradvzntu@gmail.com)  
Національний транспортний університет

## ВПЛИВ МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

Одним з ефективних методів поліпшення паливної економічності сучасних багатоциліндрових бензинових двигунів є метод регулювання потужності відключенням групи циліндрів. Відключення частини циліндрів двигуна в режимах малих навантажень дозволяє зменшити дроселювання працюючих циліндрів, що знижує насосні втрати та покращує протікання робочого процесу. Так як при великих навантаженнях двигун працює на всіх циліндрах, метод можна назвати комбінованим.

Важливим питанням при дослідженні методу регулювання потужності бензинових двигунів відключенням групи циліндрів є дослідження процесів, що відбуваються в циліндрах, та порівняння індикаторних показників за різних методів регулювання потужності.

У Національному транспортному університеті проводять експериментальні та розрахункові роботи пов'язані з можливістю застосування методу регулювання потужності бензинових двигунів відключенням групи циліндрів на серійних двигунах з системою впорскування та зворотнім зв'язком, які знаходяться у експлуатації. Об'єктом досліджень є двигун 6Ч 9,5/6,98 з системою впорскування бензину і зворотнім зв'язком на якому встановлено експериментальна система для відключення групи циліндрів.

Для обґрунтування поліпшення паливної економічності двигуна в режимах малих навантажень при регулюванні потужності відключенням групи циліндрів проведено індицирування робочого процесу за різних методів регулювання потужності. З використанням заміряних ефективних показників розраховані механічні втрати двигуна.

Порівняння індикаторних показників і механічних втрат при різній кількості працюючих циліндрів дозволяє обґрунтувати доцільність переходу до регулювання потужності відключенням групи циліндрів.

Для підтвердження достовірності отриманих характеристик була розрахована характеристика вигорання палива за відомим виразом Вібе І.І.

$$x = 1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}$$

Встановлено, що при переході двигуна з роботи на шести циліндрах на роботу з трьома відключеними циліндрами максимальний тиск в циліндрі  $p_z$  збільшується з 18,6 бар до 34,47 бар. При цьому зростає кут повороту колінчастого вала, що відповідає максимальному тиску з 10,86 град до

13,13 град після ВМТ. Також на 100 К зростає максимальна температура циклу. Кут повороту колінчастого вала при максимальній температурі збільшується з 21,25 град до 26,25 град після ВМТ. Збільшення цих кутів пояснюється зменшенням кута випередження запалювання при відключенні трьох циліндрів з 35,5 град до 25,34 град у зв'язку зі зменшенням розрідження у впускному трубопроводі при переході двигуна на роботу на трьох циліндрах. Це необхідно для забезпечення ефективного використання енергії палива при згорянні, через те, що за роботи на трьох циліндрах зменшується тривалість першої і другої фаз згоряння.

Розраховано та побудовано характеристики зміни роботи газів  $L$ , зміни внутрішньої енергії  $\Delta U$  та кількість теплоти, відведеної від робочого тіла в циліндрі внаслідок теплообміну  $Q_w$ , а також характеристики тепловиділення та тепловикористання за роботи двигуна на трьох та шести циліндрах.

Встановлено, що з підвищенням коефіцієнта наповнення більш ніж в два рази збільшується максимальна швидкість наростання тиску в циліндрі з 0,064 до 0,15 МПа/град, від якої залежить жорсткість роботи двигуна. Але це не спричинить зниження ресурсу роботи двигуна тому, що швидкість наростання тиску менша за максимальну для даного двигуна. При майже однакових значеннях коефіцієнта активного тепловиділення в момент максимального тиску  $\chi_{pz6}=0,702$ ,  $\chi_{pz3}=0,701$  за роботи на трьох циліндрах зростає коефіцієнт тепловикористання  $\xi_{pz}$  з 0,567 до 0,6 за рахунок оптимізації процесу згоряння. Скорочується загальна тривалість процесу згоряння з 71,23 град до 64,69 град п.к.в.

Таким чином, зменшення тривалості тепловиділення при переході двигуна на роботу на трьох циліндрах покращує ефективність використання теплоти та сприяє збільшенню індикаторного к.к.д. двигуна. За рахунок зменшення першої і другої фаз згоряння скорочується тривалість процесу згоряння. Суттєво підвищується максимальний коефіцієнт використання теплоти, що обґрунтовує збільшення індикаторного к.к.д. двигуна.

Визначено, що перехід на роботу на трьох циліндрах дозволяє підвищити індикаторний к.к.д.  $\eta_i$  з 0,294 до 0,313, тобто паливна економічність двигуна внаслідок покращення робочого процесу поліпшується на 6,46 %.

Крім того, для отримання однакової ефективної потужності необхідна індикаторна потужність на трьох циліндрах зменшується, що свідчить про зменшення механічних втрат в двигуні при відключенні циліндрів.

При переході двигуна на роботу на трьох циліндрах зменшується потужність механічних втрат, що теж сприяє поліпшенню паливної економічності двигуна, тому що механічний та ефективний к.к.д. при комбінованому методі регулювання збільшуються. Експериментально заміряне зниження витрати палива складає 6,75 %.

Таким чином з'ясовано, що при переході до комбінованого методу регулювання потужності паливна економічність бензинового двигуна поліпшується в результаті покращення робочого процесу і зменшення механічних втрат.

**Колесникова Татьяна Николаевна**, к.т.н., доцент кафедры эксплуатации и ремонта машин, [tnk1403@ukr.net](mailto:tnk1403@ukr.net)

**Реджепов Руслан Реймбергенович**, студент, [redgepov@zoho.com](mailto:redgepov@zoho.com)

*Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРСПЕКТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ МОДУЛЬНОГО ОТКЛЮЧЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ**

Совершенствование двигателей традиционных схем с кривошипно-шатунным механизмом с целью повышения энергетических характеристик достигло своего логического завершения. Двигатели нетрадиционных конструктивных схем, по вопросу топливной экономичности, исследованы недостаточно.

Повышение экономических и экологических показателей ДВС возможно различными способами, такими как изменением степени сжатия и фаз газораспределения, применения наддува, но одним из самых перспективных направлений улучшения этих показателей является метод отключения цилиндров.

Существует несколько способов отключения цилиндров, а именно: отключение топливоподдачи, отключение клапанов и модульное отключение цилиндров.

Применение первого способа отключения топливоподдачи имеет наименьший эффект, так как доля потерь на газообмен в общем объеме механических потерь в ДВС составляет (13–15%).

Второй способ отключения клапанов конструктивно более сложный чем первый, но является более эффективным.

Широкое распространение получили такие технологии отключения клапанов, а именно: использование толкателя особой конструкции (системы Multi-Displacement System [1], Displacement Demand), возможность отключения коромысла (системы Variable Cylinder Management [2], Active Cylinder Control) и использование кулачков разной формы распределительного вала (система Active Cylinder Technology [3]).

Использование системы MDS позволяет повысить на 20% топливную экономичность автомобиля. Преимущества технологии Variable Cylinder Management: экономия топлива, что как следствие приводит к уменьшению количества отработавших газов и снижению экологического вреда. Система Active Cylinder Technology позволяет сократить расход топлива на 7% при движении в городских условиях и на 20% при движении за городом.

Отключения цилиндров по второму способу имеет ряд существенных недостатков, таких как: нарушение теплового режима отключенных цилиндров, неравномерный износ и повышение токсичности ОГ при их повторном включении, накопление смазочного масла в отключенных цилиндрах. Усложнение конструкции, не позволяет реализовать выключение цилиндров из работы по одному.

Исследования показали, что наиболее эффективным способом является третий способ – отключение цилиндров по одному, а не группами. Это возможно реализовать при применении модульных силовых установок (МСУ) [4]. При этом цилиндры отключаются не по одиночке, а группами.

Однако практическая реализация этого метода представляет большие трудности из-за конструктивной сложности механизма соединения отдельных частей, а также строгой синхронизации между подключаемыми частями. Необходимо также учитывать нарушение уравновешенности двигателя в целом. Этим недостатком лишен бесшатунный двигатель с кривошипно-кулисным механизмом [5], который позволяет применить модульную конструкцию.

Анализ бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом [6] показывает, что в этом двигателе, кроме возможности повышения эффективного КПД из-за малых механических потерь, конструктивно проще реализуется модульное отключения цилиндров. Это связано с тем, что в бесшатунном двигателе вместо шатуна установлен шток, который осуществляет исключительно прямолинейное движение, в связи с чем боковые нагрузки на поршень отсутствуют, что позволяет установить на штоке устройство для отключения цилиндров двигателя.

Вывод. Перспективной конструкцией двигателя для применения в нем отключения цилиндров по модульному принципу является бесшатунный поршневой ДВС с кривошипно-кулисным силовым механизмом.

### Литература

1. Характеристики Mitsubishi Lancer (Мицубиси Лансер). [Электронный ресурс. – Электрон. текстовые данные. – Режим доступа: [http://avtomarket.ru / catalog/Mitsubishi/Lancer](http://avtomarket.ru/catalog/Mitsubishi/Lancer).
2. Cylinder Deactivation Reborn – Part 2. [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые данные. – Режим доступа: [http://autospeed.com/cms/title-Cylinder-Deactivation-Reborn-Part-2/A\\_2623/article.html](http://autospeed.com/cms/title-Cylinder-Deactivation-Reborn-Part-2/A_2623/article.html).
3. Der neue Mercedes-Benz Zwölfzylinder motor mit Zylinder abschaltung / Joachim Schommers, Uwe Kleinecke, Jorg Mirroll, Alfred Wirth // Motortechnische Zeitschrift. – 2000. – № 6 – S. 57–61.
4. Roda Franco Variable Steuerzeiten – ein Mittel zur Optimierung auf geladener Viertakt– Dieselmotoren / Roda Franco // «MTZ: Motortechn. Z.». – 1988, 49. – № 7–8. – S. 303–308.
5. Мищенко Н. И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: Лебедь, 1998. – 228 с.
6. Міщенко М. І. Деякі результати досліджень відключення циліндрів в автомобільному бензиновому двигуні внутрішнього згорання / М.І. Міщенко, В. С. Шляхов, Ю. В. Юрченко, А. С. Корольова, В. Г. Заренбін, Т. М. Колеснікова, // Вісник СевНТУ збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – 2013. – Випуск 142. – С. 84– 87.

**Кондратенко Олександр Миколайович**, к.т.н., доцент кафедри,  
kondratenko@nuczu.edu.ua

**Бігун Сергій Михайлович**, курсант

**Семчук Вікторія Михайлівна**, курсант

Національний університет цивільного захисту України

## ВПЛИВ ВИТРАТ ПАЛИВА ПОРШНЕВОГО ДВЗ НА ФАКТОРИ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ ПРОЦЕСУ ЙОГО БЕЗАВАРІЙНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Аналіз науково-технічної літератури показує, що середньоексплуатаційні значення витрат палива поршневим ДВЗ у складі енергетичної установки чинять комплексний вплив на значення показників рівня екологічної безпеки процесу безаварійної експлуатації таких об'єктів. При цьому значення масових годинних витрат палива  $G_{fme}$  (у кг/год) чинить екстенсивний вплив, а значення питомих ефективних масових годинних витрат палива  $g_{eme}$  (у кг/(кВт·год)) – інтенсивний. За інших рівних умов, для усіх факторів екологічної безпеки, наведених у відповідній класифікації у [1, 2], принциповий характер такого впливу проілюстровано вмістом табл. 1.

Таблиця 1 – Вплив витрат палива поршневим ДВЗ на фактори екологічної безпеки процесу безаварійної експлуатації енергетичної установки

№	Фактор екологічної безпеки	Впливаючий фактор		
		$G_{fme}$	$g_{eme}$	$\eta_{eme}$
		кг/год	кг/(кВт·год)	–
Характер впливу*				
1	Споживання невідновлюваного джерела енергії (моторне паливо нафтового походження)	+	+	–
2	Викид законодавчо нормованих поліютантів продуктів неповного згоряння палива в потоці аерозолу ВГ ( $C_nH_m$ , $CO$ , ТЧ)	+	+	–
3	Викид законодавчо не прямо нормованих поліютантів оксидів сірки в потоці аерозолу ВГ ( $SO_x$ )	+	–	+
4	Забруднення НС шумом, вібрацією	+	+	–
5	Забруднення навколишнього середовища (НС) теплотою	+	+	–
6	Викид поліциклічних ароматичних вуглеводнів, з'єднань важких металів в потоці аерозолу ВГ (бенз(а)пірен, ТЕС)	+	+	–
7	Викид законодавчо нормованих поліютантів продуктів повного згоряння палива в потоці аерозолу ВГ ( $NO_x$ )	+	–	+
8	Викид законодавчо не прямо нормованих поліютантів – парникових газів в потоці аерозолу ВГ ( $CO_2$ )	+	–	+
9	Викид парів моторного палива та мастила (велике і мале дихання резервуару)	+	+	–
10	Викид картерних газів	+	+	–
11	Забруднення НС електромагнітними полями	+	+	–
12	Забруднення НС інформацією	+	+	–
13	Забруднення НС речовинами-твердими (відходами)	+	+	–
14	Забруднення навколишнього середовища рідкими речовинами-поліютантами	+	+	–

\* Примітка: позначка «+» означає, що збільшення значення впливаючого фактору збільшує значення фактора екологічної безпеки, позначка «–» – навпаки, зменшує.

При розробці критеріального апарату для комплексного розрахункового оцінювання рівня екологічної безпеки процесу безаварійної експлуатації енергетичних установок (у тому числі й автотранспортних засобів, пожежної та аварійно-рятувальної техніки тощо) з поршнеvim ДВЗ доцільно не лише враховувати перелічені у табл. 1 фактори екологічної безпеки, джерелом яких є поршневий ДВЗ, а й вплив витрат палива двигуном на усі означені фактори.

Створенню такого апарату присвячено публікації [3–6], де наведено математичні моделі для розрахункового отримання наборів вихідних даних для такого оцінювання та результати оцінювання за допомогою математичних апаратів критеріїв з числа відомих – комплексного паливно-екологічного критерію проф. Парсаданова та узагальненої функції бажаності Харрінгтона.

### 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.: НУЦЗУ, Стил-Издат (ФОП Бровін О.В.), 2015. – 212 с. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3529>.

2. Scientific and practical problems of application of ecological safety management systems in technics and technologies: Monograph» [Text] / S.O. Vambol, V.V. Vambol, Y.O. Suchikova, I.V. Mishchenko, O.M. Kondratenko. – Ополе: Academy of Management and Administration in Opole, 2017. – 205 с. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3530>.

3. Кондратенко О.М. Математична модель ефективності роботи фільтра твердих частинок дизеля [Текст] / О.М. Кондратенко, О.П. Строков, С.О. Вамболь, А.М. Авраменко // Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ, 2015. – № 6 (150). – С. 55 – 61. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/2227>.

4. Assessment of improvement of ecological safety of power plants by arrangement of pollutants neutralization system [Text] / S. Vambol, V. Vambol, O. Kondratenko, Y. Suchikova, O. Hurenko // East-European Journal of Enterprise Technologies. – № 3/10 (87). – Kharkiv: USURT, 2017. – pp. 63 – 73. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3423>.

5. Vambol S.O. Results of complex criterial fuel and ecological assessment of diesel engine 2Ch10.5/12 for emergency and rescue power plants [Text] / S.O. Vambol, O.M. Kondratenko // Науково-технічний журнал «Техногенно-екологічна безпека». – Вип. 1. – Х.: НУЦЗУ, 2017. – С. 32 – 38. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/2269>.

6. Vambol S.O. Calculated substantiation of choice of units of monetary equivalents of complex fuel and ecological criteria components [Text] / S.O. Vambol, O.M. Kondratenko // Науково-технічний журнал «Техногенно-екологічна безпека». – Вип. 2. – Х.: НУЦЗУ, 2017. – С. 53 – 60. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/2275>.

## **СРАВНЕНИЕ УРОВНЯ ЭФФЕКТИВНОГО К.П.Д. И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВУХТАКТНЫХ И ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВС**

Двухтактные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) имеют более высокие удельные показатели по мощности, массе и объему в сравнении с четырехтактными двигателями. Однако при использовании внешнего смесеобразования они отличаются сравнительно высоким удельным эффективным расходом топлива ( $g_e$ ) и соответственно низким уровнем эффективного к.п.д. ( $\eta_e$ ), а также повышенным содержанием вредных веществ (ВВ) в отработавших газах (ОГ).

Современные требования по расходу топлива и выбросам ВВ с ОГ предопределяют совершенствование рабочего процесса ДВС. Эффективным способом повышения уровня  $\eta_e$  и сокращение выбросов ВВ в ОГ двухтактного двигателя с искровым зажиганием (ИЗ) является применение непосредственного впрыска топлива (НВТ) и организация внутреннего смесеобразования, что позволяет повысить степень сжатия ( $\epsilon$ ) и обеспечивает работу двигателя на частичных нагрузках с  $\alpha_{цил} > 1$ , что способствует повышению уровня  $\eta_e$  и сокращению выбросов ВВ в ОГ.

На базе дизельных ДВС для выполнения современных норм токсичности ОГ разрабатываются гибридные рабочие процессы с воспламенением топлива от сжатия и от ИЗ в зависимости от режимов работы двигателя.

Использование в гибридных рабочих процессах ДВС при сгорании жидких и газообразных топлив природного и искусственного происхождения с различными свойствами позволяет снизить содержание ВВ и продуктов полного сгорания в ОГ до минимального уровня.

Поэтому сравнение уровня  $\eta_e$ , учитывающего энергетическую ценность топлива, и экологических показателей двухтактных и четырехтактных ДВС при различных способах организации рабочего процесса, позволяет определить основные перспективные направления по дальнейшему повышению топливно-экологических показателей двигателей, что представляется актуальным.

Для сравнительной оценки уровня  $\eta_e$  и экологических показателей выбраны двухтактные и четырехтактные ДВС с воспламенением топлива от сжатия и с помощью искры зажигания.

Одним из эффективных способов применения НВТ в ДВС с ИЗ является организация рабочего процесса с расслоением обедненного топливовоздушного заряда (РОТВЗ). Для оценки топливно-экологических показателей используется двухтактный двигатель ДН-4М с ИЗ и механической системой НВТ.

Использование системы НВТ *E-TEC DI* в двухтактных двигателях с ИЗ позволяет качественно регулировать мощность и на частичных режимах работать с  $\alpha_{цил}$  на уровне дизелей. Для оценки выбран двухтактный двигатель с ИЗ *UICSC GDI (Idaho DI 2S)*, который превосходит по расходу топлива и экологическим показателям двухтактные двигатели: *Rotax SDI 2S* и *Platteville*



*SDI 2S* и четырехтактные двигатели: *Duluth CSC Turbo 4S* и *Madison 4S EFI*, устанавливаемые также на снегоходах.

Применение электронной системы непосредственной подачи природного газа в цилиндр двухтактного двигателя с ИЗ позволяет исключить потери топлива при продувке, качественно смешать топливо с воздухом и повысить степень сжатия. Для оценки выбран двухтактный двигатель с ИЗ *Yamaha*.

Использование в бензиновых двигателях рабочего процесса с контролируемым автоматическим воспламенением топлива *Controlled Auto Ignition (CAI)* позволяет повысить давление сгорания до уровня дизеля, что способствует повышению экономичности. Для оценки используются результаты исследований фирмы *Ricardo* на четырехтактном двигателе *BMW* с регулируемой системой открытия и закрытия клапанов.

Использование рабочего процесса *NADI<sup>TM</sup> (Narrow Angle Direct Injection)*, который представляет собой организацию двух режимов процесса сгорания: интенсивного сгорания предварительно подготовленной топливовоздушной смеси при низких и средних нагрузках *Highly Premixed Combustion (HPC)* и сгорании при НВТ на мощностных режимах. Для оценки используются результаты исследований одноцилиндрового и четырехцилиндрового четырехтактного дизеля двигателя со степенью сжатия 14 и 18 соответственно.

При организации рабочего процесса *Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)* используется два вида топлива, что позволяет регулировать интенсивность сгорания и уровень образования оксидов азота. Для оценки используются результаты работы четырехтактного дизеля при впрыске бензина на впуске и дизельного топлива непосредственно в цилиндр двигателя.

Оценка уровня  $\eta_e$  и содержание ВВ в ОГ проводились по результатам экспериментальных исследований двигателей по нагрузочной характеристике.

На режимах минимальных и частичных нагрузок до  $p_e = 0,4$  МПа наибольшие значения  $\eta_e$  соответствуют 36,5% двухтактному двигателю ДН-4М. В диапазоне средних нагрузок ( $p_e = 0,42-0,63$  МПа) наибольшие значения  $\eta_e$  у четырехтактного дизеля (до  $\eta_e = 36,5\%$ ) с процессом *RCCI*. На режимах максимальных нагрузок до  $p_e = 1,2$  МПа наибольшие значения  $\eta_e$  соответствуют четырехтактному дизелю с процессом *NADI<sup>TM</sup>* при  $\varepsilon = 18$ . Максимальный уровень  $\eta_e = 38,5\%$  достигнут при  $p_e = 1,1$  МПа.

Наименьшее содержание  $CO = 0,71-4,37$  г/(кВт·ч) в ОГ на режимах частичных нагрузок до  $p_e = 0,43$  МПа соответствует двухтактному двигателю *Yamaha* с электронной системой впрыска природного газа. В диапазоне нагрузок до  $p_e = 1,2$  МПа минимальные значения  $CO = 0,94-3,13$  г/(кВт·ч) в ОГ принадлежат четырехтактному дизелю с процессом *NADI<sup>TM</sup>* при  $\varepsilon = 18$ .

На режимах частичных нагрузок до  $p_e = 0,48$  МПа минимальные значения СН в ОГ зарегистрированы у двухтактного двигателя ДН-4М. С повышением нагрузки содержание СН в ОГ увеличивается от 0,176 до 1,187 г/(кВт·ч). В диапазоне средних нагрузок от  $p_e \approx 0,5$  МПа до  $p_e = 0,72$  МПа минимальные значения СН соответствуют дизелю с процессом *NADI<sup>TM</sup>* при  $\varepsilon = 14$ . С повышением нагрузки до максимальных значений ( $p_e = 1,2$  МПа) минимальное содержание СН в ОГ соответствует дизелю с процессом *NADI<sup>TM</sup>* при  $\varepsilon = 18$ .

## АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ СУМІШОУТВОРЕННЯ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ПРИ ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В РІДКОМУ СТАНІ

Свіжий заряд (у газоподібному стані) під час руху по впускній системі та всередині циліндру контактує з гарячими стінками і підігрівається. Ступінь підігріву заряду залежить від швидкості його руху, тривалості впуску, а також від різниці температур стінки та заряду. При підвищенні температури знижується щільність заряду, тому надмірний підігрів негативно впливає на наповнення циліндру. Дане питання є досить актуальним для двигунів які працюють на газовому паливі, адже відмічається що при переводі бензинового двигуна на газове паливо втрачається від 8 до 20% потужності. Частково це пов'язано з тим що паливо подається до двигуна у газовому стані. З цієї точки зору вигідним є процес впорскування палива в рідкому стані у впускну систему двигуна, при якому надлишкова теплота використовується для випаровування палива. Принципову схему подачі рідкого газового палива показана на рис. 1.

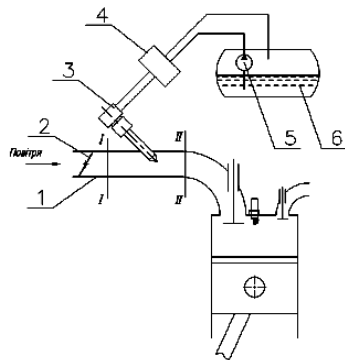


Рис. 1. Принципова схема подачі зрідженого газового палива:  
1 – впускний трубопровід; 2 – дросельна заслінка; 3 – форсунка;  
4 – регулятор тиску; 5 – паливний насос; 6 – бак з рідким газом

Проведені розрахункові дослідження зниження температури заряду та коефіцієнту наповнення двигуна MeM3-307, у випадку використання різних палив у рідкому стані. Результати досліджень представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Розрахункові значення температури заряду та коефіцієнту наповнення

Властивості	Одиниці вимірювання	Бензин	Метан (CH <sub>4</sub> )	Пропан (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	Бутан (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	Водень (H <sub>2</sub> )	Метанол (CH <sub>3</sub> OH)	Етанол (C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH)
Зниження температури свіжого заряду	К	19,1	28,1	20,3	19,7	12,7	133,3	75,7
Коефіцієнт наповнення		0,771	0,776	0,769	0,768	0,684	1,307	0,972

Як видно з таблиці, подача газових палив у рідкому стані дозволяє збільшити коефіцієнт наповнення, а отже і потужність, до рівня бензинового двигуна.

**Кухарёнок Г. М.**, д.т.н, профессор,

*Белорусский национальный технический университет*

**Березун В.И.**, зам. главного конструктора, [vitaliy.berezun@gmail.com](mailto:vitaliy.berezun@gmail.com)

*ОАО «Управляющая компания холдинга «Минский моторный завод»*

## **ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ И РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ НА ВЫБРОСЫ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ДИЗЕЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ**

Проведенные исследования влияния параметров систем топливоподачи Common Rail и рециркуляции отработавших газов (РОГ) на выбросы вредных веществ позволяют сформулировать 3-и основных подхода в области настройки рабочего процесса: минимизация  $\text{NO}_x$ , РТ и  $g_e$ .

Анализ полученных регрессионных зависимостей выброса вредных веществ от регулировочных параметров показывает целесообразность использования высокого давления впрыска за счет выбора угла опережения впрыска топлива ( $\theta$ ) и степени рециркуляции ( $\rho_p$ ). Так для различных значений  $\text{NO}_x$  минимизировать РТ рационально при низких значениях  $\rho_p$  за счет выбора  $\theta$ . Минимальный выброс  $\text{NO}_x$  при различном уровне РТ удастся реализовать за счет изменения  $\rho_p$  при  $\theta$ , находящихся в нижнем диапазоне границ исследования (0 град ПКВ). Минимизировать  $g_e$  позволяет использование РОГ на уровне 8...11% при обеспечении нахождения коэффициента избытка воздуха в диапазоне значений заведомо выше порога дымления, но не ниже 2...2,2.

Сравнение режимов динамических циклов испытания ETC и NRTC, учитывающих особенности эксплуатации автомобильной и внедорожной техники, показывает наиболее важные области для настройки параметров двигателя. Если для автомобильной техники зона контроля токсичности совпадает с областью средних частот вращения, то для внедорожной техники характерными режимами являются точки в области между максимальным крутящим моментом и номиналом. Испытательные циклы затрагивают практически весь диапазон работы двигателя, ввиду чего к формированию зависимостей изменения параметров систем топливоподачи и РОГ предъявляются строгие требования.

Эффективная область варьирования регулировочных параметров при смене частотно-нагрузочного диапазона работы двигателя изменяется, ввиду чего максимальное значение давления впрыска топлива используется только в ограниченной области, близкой к номинальному режиму. Несмотря на возможность в электронных системах управления выделять области, значительно влияющие на выброс вредных веществ, при формировании характеристик управления целесообразно придерживаться плавных переходов между значениями параметров. Такой подход позволяет обеспечить равномерность протекания ездового цикла, а также исключить резкие перепады механических и гидравлических нагрузок в системах двигателя.

Таким образом, рассмотрение рабочего процесса с точки зрения поиска компромисса между выбросом  $\text{NO}_x$  и РТ позволяет обеспечить современные требования экологической безопасности с лучшей топливно-экономической эффективностью.

**Левтеров Антон Михайлович**, к.т.н., с.н.с.,  
**Авраменко Андрій Миколайович**, к.т.н., с.н.с., [an0100@ukr.net](mailto:an0100@ukr.net)  
**Бганцев Валерій Микитович**, к.т.н., с.н.с.,  
ІПМаш НАН України,

## **РОЗРОБКА НАУКОВИХ ЗАСАД ТА СТОВРЕННЯ МЕТОДІВ, ЗАСОБІВ І ПРИСТРОЇВ ЕФЕКТИВНОЇ АДАПТАЦІЇ ДВЗ ДО АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ БІОЛОГІЧНОГО ПОХОДЖЕННЯ**

В Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України в рамках цільової комплексної програми наукових досліджень НАН України «Біологічні ресурси і новітні технології біоенергоконверсії» на 2013–2017 рр. колективом відділу поршневих енергоустановок виконані комплексні теоретичні та розрахунково-експериментальні дослідження з розробки наукових засад та створення методів, засобів та пристроїв ефективною адаптації транспортних ДВЗ до альтернативних палив біологічного походження.

Розробка наукових засад ґрунтувалась на теоретичних посиланнях, які в свою чергу полягають у тому, що альтернативні палива для ДВЗ є новими видами моторних палив та відрізняються від традиційних хімічним складом, стехіометричним коефіцієнтом, октановими та цетановими числами, в'язкістю, густиною, питомою теплотою згорання, швидкістю горіння в КЗ ДВЗ.

Означені відміни альтернативних палив від традиційних природно впливають на показники робочих процесів ДВЗ. Це насамперед стосується сумішоутворення, характеристик тепловиділення, максимальної температури та тиску циклу, токсичності відпрацьованих газів.

З урахуванням означеного було виконано математичне моделювання робочих циклів ДВЗ для різних складів сумішевих біонафтових палив, а отримані результати ідентифіковані шляхом порівняльних стендових моторних випробувань.

Методи адаптації ДВЗ до альтернативних палив полягали у створенні спеціальних програм керування роботою двигунів, які мали програмні системи керування (MeM3 307.1 та VW 1.9 TDI), а також оптимальному налаштуванні систем паливоподачі дизелів старої конструкції.

Метою розробки засобів та пристроїв було забезпечення стабільності агрегатного стану сумішевих палив на борту транспортного засобу та покращення пускових характеристик двигунів в умовах низьких температур, покращення їх характеристик токсичності.

В рамках цього циклу досліджень були розроблені та детально досліджені: датчик складу палива та бортовий малогабаритний гідродинамічний кавітатор, для двигунів Отто, а також малогабаритний датчик тиску для дизельного двигуна.

Виконані дослідження та детальний аналіз їх результатів дозволили сформулювати практичні рекомендації, використання яких сприятиме найбільш ефективному використанню альтернативних палив біологічного походження у транспортній галузі країни.

## **МЕТОДИКА ОСЕРЕДНЕННЯ ІНДИКАТОРНИХ ДІАГРАМ ДВЗ ЗНЯТИХ СУЧАСНИМИ ЦИФРОВИМИ СИСТЕМАМИ РЕЄСТРАЦІЇ**

Зняття і обробка індикаторних діаграм ДВЗ дозволяє одержати не тільки їх індикаторні показники але й механічні втрати в двигуні. Сучасні системи реєстрації тиску в циліндрі двигуна дають змогу одержати велику кількість послідовних індикаторних діаграм з достатньою для наступної обробки і аналізу індикаторних параметрів циклу точністю. Електричні системи дозволяють знімати індикаторні діаграми як на стаціонарному так і нестаціонарному режимах роботи. При аналізі стаціонарних режимів роботи є можливість осереднювати велику кількість послідовних циклів знятих індикаторних діаграм із метою оцінки середніх на певному режимі індикаторних параметрів.

Через нерівномірність циклових параметрів, що виникають в результаті організації робочого процесу, кількості і якості робочої суміші в циліндрі, впливу зовнішніх факторів на швидкість та нерівномірність обертання колінчастого валу, час проходження окремого циклу та миттєвий тиск в циліндрі може значним чином відрізнятись від циклу до циклу. Це приводить до необ'єктивності оцінки параметрів режиму роботи за окремим записаним циклом і вимагає визначення певного їх середнього значення. Сутність запропонованої методики полягає в осередненні поля точок умовно накладених індикаторних діаграм, які входять в обраний діапазон часу чи відповідають однаковому куту повороту колінчастого валу в кожному циклі. Методику можна використовувати для осереднення великої кількості послідовних індикаторних діаграм і отримувати із великою точністю вихідні характеристики двигуна на певному режимі роботи.

Зручним є використання діапазону осереднення в 1 град. п.к.в., що дає змогу отримати осереднену діаграму з 721-ого значення. Осереднення полягає в розрахунку середнього арифметичного значення серед масиву значень, що попадають в обраний діапазон. Це значення вважається середнім вздовж проміжку часу певного розрахункового циклу і, відповідно, присвоюється йому.

Головним критерієм оцінки якості осереднення та відповідності результатів обробки осередненої діаграми дійсним середнім індикаторним параметрам циклу на певному стаціонарному режимі ДВЗ, було обрано відносну похибку розрахунку середнього індикаторного тиску. Такий критерій отримано за рахунок порівняння результатів розрахунку середнього індикаторного тиску осередненого циклу та середнього арифметичного серед середніх індикаторних тисків кожного циклу, що були осереднені за допомогою даної методики. За результатами такої перевірки отримали похибку в межах 0,2...0,6% в різних підборках даних та кількостях циклів від 10 до 20.

**Нікітченко Ігор Миколайович**, к.т.н., доцент

**Назаров Артем Олександрович**, аспірант

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

**Колеснікова Тетяна Миколаївна**, к.т.н., доцент

*ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»*

## **СПОСІБ НАКОПИЧЕННЯ ТЕПЛА ТА ПІДГРІВАННЯ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ В КОМБІНОВАНІЙ СИЛОВІЙ УСТАНОВЦІ**

**Анотація:** Автором розглядається можливість накопичення тепла систем ДВЗ зі змогою його використання для підігрівання стиснутого повітря в комбінованій силовій установці.

В умовах зростаючого дефіциту вуглеводного палива й збільшення його вартості, а також з погіршенням екологічної ситуації навколишнього середовища гостро постає питання зменшення витрати цього виду палива і створення більш екологічно чистих й економічних силових установок для АТЗ. Ця проблема вирішується створенням комбінованих силових установок (КСУ), які являють собою один двигун або мають комбінації декількох двигунів, що працюють за різними фізичними принципами.

В основу запропонованої установки поставлено завдання удосконалення пневматичної КСУ, яка містить один двигун, працюючий на різних видах енергії – теплову на режимі двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) і енергію стиснутого повітря на режимі пневматичного двигуна з можливістю підігрівання робочого тіла (стиснутого повітря) на режимі пневмодвигуна для впливу на процес підвищення його енергетичного потенціалу, ККД та збільшення пробігу АТЗ.

Підігрівання робочого тіла (стиснутого повітря) відбувається в теплообміннику встановленому в теплоаккумуляторі розміщеного на борту АТЗ. Теплоаккумулятор накопичує тепло на режимі роботи комбінованої силовій установки (КСУ) – двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) і зберігає його продовж деякого часу, що дозволяє використовувати теплоту накопичену в теплоаккумуляторі від відпрацьованих газів, від рідини системи охолодження и теплоту мастила системи змащення двигуна для підігрівання стисненого повітря на режимі роботи пневмодвигуна.

У процесі підігрівання густина стиснутого повітря зменшується, а, отже, зменшується витрата робочого тіла для виконання робочого циклу в двигуні на режимі пневматичного. Зниження питомої витрати повітря на відтворення одиниці потужності на режимі пневмодвигуна приводить до підвищення ефективності ККД КСУ в цілому, а також дозволяє збільшити пробіг АТЗ між заправленнями пневмобалонів.

**Пилипенко Олександр Михайлович**, д-р техн. наук, професор  
**Шльончак Ігор Анатолійович**, к.т.н, доцент, [Igor\\_Shlionchak@ukr.net](mailto:Igor_Shlionchak@ukr.net)  
*Черкаський державний технологічний університет*

## ТОКСИЧНІСТЬ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЯ І ГАЗОДИЗЕЛЯ

Автомобільний транспорт є одним із основних споживачів нафтопродуктів і залишиться таким на період до 2040–2050 рр. У найближчій перспективі очікується збільшення споживання нафтопродуктів за постійних об'ємів їх виробництва, що призведе до дефіциту моторних палив.

Перспектива використання дизелів обумовлює актуальність досліджень, присвячених проблемі використання в них альтернативних палив. Однак, їх застосування призвело до ряду проблем, пов'язаних з виснаженням нафтових родовищ, забрудненням атмосфери токсичними викидами, глобальним потеплінням тощо [1].

Частковим вирішенням розглянутих вище проблем є впровадження та використання у дизелях альтернативних палив, зокрема біогазу [2].

В результаті проведених досліджень екологічних показників дизеля китайського виробництва DONG FENG при живленні біогазом була отримана регульовальна характеристика за складом паливоповітряної суміші для режиму  $n_d = 1400 \text{ хв}^{-1}$  і розрідження у впускному трубопроводі  $\Delta p_k = 20 \text{ кПа}$ . Встановлено, що значний вплив на токсичні показники двигуна має коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ . Найкращі ефективні показники забезпечуються на цьому режимі при  $\alpha = 1,0 \dots 1,1$ . Максимальне значення ефективного крутного моменту складає  $M_e = 173 \text{ Н}\cdot\text{м}$  при  $\alpha = 0,99$ , а мінімальна питома ефективна витрата газу становить  $g_e = 14,18 \text{ МДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$  при  $\alpha = 1,16$ . Збіднення паливоповітряної суміші від  $\alpha = 1,1$  до  $\alpha = 1,4$  призводить до погіршення ефективних показників, при цьому  $M_e$  зменшується з  $164 \text{ Н}\cdot\text{м}$  до  $130 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а  $g_e$  незначно зростає з  $14,18 \text{ МДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$  до  $14,7 \text{ МДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ .

Показники токсичності дизеля, що досліджувався, покращуються при збідненні паливоповітряної суміші. При збільшенні  $\alpha$  від  $1,1$  до  $1,4$  вміст, наприклад, оксидів азоту  $\text{NO}_x$  у відпрацьованих газах зменшується з  $960 \text{ млн}^{-1}$  до  $785 \text{ млн}^{-1}$ , а концентрація оксиду вуглецю  $\text{CO}$  знижується з  $0,32 \%$  до  $0,04 \%$ . Вміст вуглеводнів  $\text{C}_m\text{H}_n$ , при цьому, складає  $186 \dots 118 \text{ млн}^{-1}$ .

Необхідно зазначити, що збагачення паливоповітряної суміші від  $\alpha = 1$  до  $0,9$  призводить до збільшення концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигуна. Так, вміст  $\text{C}_m\text{H}_n$  зростає з  $251 \text{ млн}^{-1}$  до  $317 \text{ млн}^{-1}$ , а  $\text{CO}$  збільшується з  $0,93 \%$  до  $3,5 \%$ . Вміст  $\text{NO}_x$ , при цьому, складає  $943 \dots 997 \text{ млн}^{-1}$ .

Для оцінки шкідливих викидів дизеля DONG FENG в різних швидкісних і навантажувальних режимах були отримані навантажувальні характеристики при різних частотах обертання:  $n_d = 1200, 1400, 1600, 1800, 2000 \text{ хв}^{-1}$ . Для прикладу, при роботі дизеля з частотою обертання  $n_d = 1600 \text{ хв}^{-1}$  концентрації

шкідливих речовин у відпрацьованих газах змінюється в залежності від навантаження. Так, при низьких навантаженнях викиди  $CO$  і  $C_mH_n$  є максимальними і становлять відповідно 1,7 % та  $352 \text{ млн}^{-1}$  (при  $\alpha = 1,01$ ). При цьому вміст оксидів азоту  $NO_x$  становить  $303 \text{ млн}^{-1}$  і є мінімальним. Найнижчі концентрації  $CO$  утворюються при збільшенні навантаження і збідненні паливоповітряної суміші до  $\alpha = 1,19$  та знаходяться в межах  $0,037 \dots 0,05$  %. Максимальний вміст  $NO_x$  ( $998 \text{ млн}^{-1}$ ) у відпрацьованих газах дизеля має місце при повному навантаженні, а кількість вуглеводнів  $C_mH_n$  ( $99 \text{ млн}^{-1}$ ) при цьому є мінімальною.

Концентрації викидів  $CO$  у газодизеля більші ніж у дизеля в режимі холостого ходу та при низьких навантаженнях. Але незначно нижчі при максимальному навантаженні. Така ж закономірність характерна і для викидів вуглеводнів  $C_mH_n$ , з яких переважну частину становить метан  $CH_4$ . Викиди  $NO_x$  у дизеля нижчі в режимі середніх навантажень, але вищі на максимальних. Також у відпрацьованих газах газодизеля відсутня сажа, викиди якої мають місце в дизеля.

З метою здійснення порівняльного аналізу екологічних показників газодизеля та дизеля, було визначено сумарну токсичність відпрацьованих газів, зведених до оксиду вуглецю  $CO$ . Встановлено, що даний показник суттєво залежить від навантаження на двигун. Якщо при низьких навантаженнях різниця в сумарній токсичності практично відсутня, то при збільшенні навантаження до максимальних значень сумарна токсичність газодизеля зменшується до 55 % у порівнянні з дизелем.

Було виконано порівняння токсичних показників газодизеля та дизеля. Так, питомі викиди оксиду вуглецю газодизеля на 16,31 % більші, ніж у дизеля. Це можна пояснити тим, що газодизель працює на паливоповітряній суміші з нижчими значеннями коефіцієнта надлишку повітря, ніж дизель. Питомі викиди вуглеводнів газодизеля нижчі в 2,61 рази, ніж у дизеля, а оксидів азоту – в 1,63 разів нижчі. Слід зазначити, що викиди вуглеводнів газодизеля набагато безпечніші, так як основу вуглеводневої частини його відпрацьованих газів складає метан, який з усіх граничних вуглеводнів має найбільшу стійкість до процесу окислення окисами азоту [3].

Після проведення відповідних розрахунків встановлено, що значення сумарної токсичності відпрацьованих газів газодизеля складає  $294,52 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$ , а для дизеля –  $578,3 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$ . Таким чином, показано, що екологічні показники газодизеля в 1,96 рази є кращі, ніж у дизеля.

### Література

1. Пилипенко О.М. Система безпеки при виробництві та використанні біогазу в дизелях / Пилипенко О.М., Підгорний М.В., Шльончак І.А. // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк – 2016 – № 55 – С. 281-286.
2. Гальшев Ю.В. Перспективы применения газовых топлив в ДВС / Ю.В. Гальшев, Л.Е. Магидович // Двигателестроение. – 2001. – № 3. – С. 31–352.
3. Васильев Ю.Н. Опыт эксплуатации автомобилей, работающих на газе / Ю.Н. Васильев, А.И. Гриценко, Л.С. Золотаревский, С.И. Ксенофонов, Р.О. Самсонов. – М.: ВНИИЭГазпром, 1990. – 59 с.



**Пліс Віталій Борисович**, студент

**Балака Максим Миколайович**, асистент, [maxim.balaka@gmail.com](mailto:maxim.balaka@gmail.com)

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ВОДЕНЬ ЯК АЛЬТЕРНАТИВНЕ МОТОРНЕ ПАЛИВО**

Увага до водню, як до моторного палива, обумовлена наступним:

– масова енергоємність складає 118 МДж/кг, що більше ніж в 2,7 рази у порівнянні з бензином (41...44) МДж/кг. Внаслідок малої густини водню його об'ємна енергоємність нижче на 15% у порівнянні з паливоповітряною сумішшю на основі бензину і на 10% – спиртів;

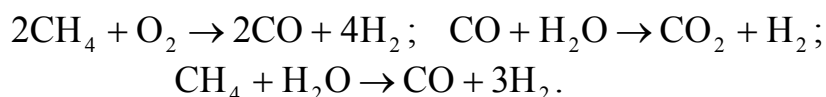
– практично необмежена база сировини для виробництва водню з води;

– при згорянні водню в автомобільних двигунах утворюються як правило тільки пари дистильованої води, тобто двигун, що працює на водні, є найбільш екологічно чистим. Незначна кількість оксидів вуглецю ( $\text{CO}_x$ ) та неспалених вуглеводнів ( $\text{C}_x\text{H}_y$ ) у відпрацьованих газах обумовлена вигоранням моторних оливо у камері згорання, а також низький вміст оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) [1].

Швидкість горіння воднеповітряної суміші у 6 разів перевищує швидкість горіння бензиноповітряної суміші. Воднеповітряна суміш запалюється при вмісті водню від 4 до 74% об. і горить при температурі понад 500°C. Проте водень має дуже низький рівень запалювання, що зумовлює порушення нормального проходження робочого процесу: передчасне запалювання суміші в циліндрах, жорстке згорання, виникнення детонації та спалахів у впускному трубопроводі.

На сьогодні виробництво водню в світі складає приблизно 40 млн.т/рік за допомогою конверсії природного газу в синтез-газ, термічного розкладу води за температури 2000 °C і вище, риформінгу та інших нафтопереробних і нафтохімічних процесів.

Промисловий спосіб одержання водню базується на частковому окисненні метану і його конверсії з водяним паром за наступними реакціями:



Оскільки метан є цінною хімічною сировиною, тому перспективною для виробництва водню в промислових масштабах є реакція розкладу дигідрогенсульфіду ( $\text{H}_2\text{S}$ ). Енерговитрати в 15 разів менші, ніж на розклад води ( $\text{H}_2\text{O}$ ) [2].

Практично весь водень на сьогодні використовується в різних процесах нафтопереробки (гідроформінгу, гідроізомеризації) та нафтохімії (гідруванні). Основною проблемою використання водню в якості альтернативного моторного палива є його зберігання на автомобільному транспорті. Існує декілька варіантів зберігання: компримований водень (КВ), скраплений водень (СВ), з використанням повторних енергоносіїв (гідридів Mg, Fe, Ti, K, Li та ін.).

Застосування водню в двигунах внутрішнього згорання можливе в якості домішки до традиційних моторних палив, відновника паливних елементів або в чистому вигляді. Використання компримованого водню в порівнянні з бензи-

ном призводить до зниження потужності двигуна за рахунок зменшення коефіцієнту наповнення через низьку густини водню і збільшення відносної частки об'єму циліндру, який займає паливо.

При використанні водню в чистому вигляді зберігати та застосовувати доцільно в скрапленому стані, але для цього потрібна надійна теплоізоляція паливного баку (застосування криогенних резервуарів з подвійними стінками й ізоляцією між ними, тобто посудин Дьюара), оскільки температура рідкого водню становить мінус 252,6 °С. Однак скраплений водень займає в 3,5 рази більший об'єм, ніж еквівалентна за енергією кількість бензину.

Технічні труднощі при застосуванні і висока вартість скрапленого водню призвели до того, що на практиці більше використовують компримований водень в якості бензиноводневої суміші. Для комбінованого постачання такої суміші (вміст водню до 20% мас. основного палива) включення і відключення подачі водню не спричинює складності та здійснюється за допомогою електромагнітного клапана. Використання суміші дозволяє вдвічі зменшити витрати бензину при швидкості 90...120 км/год і на 28% під час руху по місту [3].

Перспективною формою застосування водню вважаються повторні енергоносії (тверді і рідкі), наприклад металогідриди або гідриди ароматичних вуглеводнів, здатні акумулювати в собі водень. Виділення водню відбувається при нагріванні гідридів до 70...80 °С гарячою рідиною із системи охолодження або відпрацьованими газами. У цьому випадку розв'язується проблема безпеки експлуатації водневого палива й забезпечується допустимий енергозапас без необхідності створення високих тисків для копримованого водню або криогенних температур для скрапленого водню. Повторний енергоносіє у вигляді гідридного акумулятора не потребує суттєвого догляду, швидко заряджається воднем, низька собівартість, тривалий термін експлуатації. Тому вони можуть конкурувати зі звичайними авто- і електромобілями.

Висока температура самозаймання воднеповітряних сумішей ускладнює використання цього палива у дизельних двигунах. Стійке самозаймання може забезпечуватися примусовим підпалюванням від запальної свічки або організацією роботи двигуна за газодизельним режимом як при використанні копримованого природного газу. Певні труднощі у використанні водню як палива обумовлюється його високою вибухо- та пожежонебезпечністю.

### Література

1. Балака М. Н. Выброс вредных веществ с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания / М. Н. Балака, В. В. Слободчиков, Г. А. Аржаев // Транспортные и транспортно-технологические системы : материалы Междунар. науч.-техн. конф., 16 апр. 2014 г. – Тюмень : ТюмГНГУ, 2014. – С. 18–22.
2. Саранчук В. І. Хімія і фізика горючих копалин / В. І. Саранчук, В. В. Ошовський, Г. О. Власов. – Донецьк : Східний видавн. дім, 2003. – 204 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.

**Прохоренко А. О.**, д.т.н., професор,  
**Кравченко С. С.**, к.т.н., молодший науковий співробітник,  
*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»*  
**Вовк Є. Г.**, аспірант,  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **СТЕНД ДЛЯ БЕЗМОТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ**

На сьогоднішній день дизельні двигуни внутрішнього згоряння є одними з найпоширеніших силових агрегатів транспортних засобів. Величезну частку всього ринку дизельних двигунів становлять силові агрегати комерційного транспорту, до яких пред'являються найвищі вимоги в категоріях надійності, екологічності, потужності і економічних показників експлуатаційного періоду.

Всі системи упорскування дизельних двигунів з електронним керуванням підрозділяються на паливні апаратури з електромеханічним приводом рейки і електромагнітно-клапанним керуванням (насос-форсунки, системи з індивідуальними паливними насосами високого тиску (ПНВТ) і акумуляторні системи). Серед них акумуляторні системи упорскування є найбільш перспективними в сенсі напрямку розвитку паливних систем дизельних двигунів. Дане твердження ґрунтується на практичній можливості завдання оптимальних тисків впорскування, формування закону подачі палива і установки більш точного кута початку впорскування в залежності від режиму роботи двигуна.

Варто відзначити, що сучасна паливна апаратура дизельних двигунів є досить дорогою, складною і в той же час вимагає постійного, своєчасного обслуговування та ремонту тільки кваліфікованим персоналом. На жаль, не всі власники транспортних засобів дотримуються встановленого виробником регламенту обслуговування, що в сукупності з використанням неякісного палива скорочує ресурс двигуна і шкодить навколишньому середовищу. Крім того, як показує наш досвід ремонту паливної апаратури дизельних двигунів, обслуговуючий персонал при проведенні діагностичних робіт з транспортним засобом не завжди володіє повною інформацією з боку виробника паливної апаратури і практично не знайомий з алгоритмами роботи блоків керування, що в свою чергу ускладнює проведення діагностичних робіт і збільшує їх вартість.

Оскільки більша частина інформації з боку виробників паливної апаратури є закритою, питання якісної підготовки висококваліфікованого обслуговуючого персоналу та інженерних кадрів в області двигунів внутрішнього згоряння в Україні на сьогоднішній день мають високу необхідність. Тому, розробка стенду для безмоторних досліджень акумуляторної паливної системи дизельних двигунів з метою проведення досліджень, створення та вдосконалення електронних систем управління для вітчизняного дизелебудування є актуальною.

В якості основних агрегатів для стенду були обрані виконавчі пристрої 2-х літрового дизельного двигуна Volkswagen Tiguan, який має акумуляторну паливну систему Common Rail: акумулятор-паливна рампа з датчиком і регуля-

тором тиску палива; ПНВТ з електромагнітним клапаном дозування палива; редукційний клапан; паливний сітчастий фільтр; підкачуючий і додатковий паливні насоси; електромагнітні форсунки (Toyota Land Cruiser); датчик температури палива з цифровим інтерфейсом.

Оскільки алгоритм блоку керування дизельним двигуном Volkswagen Tiguan є повністю закритою комерційною інформацією, автори розробили власну систему керування на сучасній елементній базі. В якості керуючих і обчислювальних пристроїв використані 32-х розрядні мікроконтролери фірми STMicroelectronics.

Основні робочі аспекти запропонованого стенду такі:

1. Для візуалізації та завдання основних параметрів (положення педалі акселератора, положення клапана рециркуляції відпрацьованих газів, тиск наддуву, параметри системи Adblue) використовується програмне забезпечення на базі персонального комп'ютера. Це програмне забезпечення розроблене в сучасному інтегрованому середовищі Qt Creator з можливістю роботи на кількох операційних системах.

2. Для управління електромагнітною форсункою розроблений спеціалізований електронний блок керування (ЕБК), що дозволяє формувати високовольтні імпульси для отримання мінімального часу спрацьовування форсунки. Даний блок управління має можливість «спілкуватися» з іншими блоками за допомогою цифрових інтерфейсів зв'язку і виробляти самостійне коригування подачі палива.

3. Основний блок керування проводить моніторинг параметрів і управління паливоподачею згідно синтезованого і закладеного в ЕБК алгоритму електронного регулятора. Крім того, він здійснює коригування та підтримання заданого тиску палива в акумуляторній рампі за допомогою керування клапанами подачі палива та скидання тиску в акумуляторі залежно від режиму роботи двигуна, проводить моніторинг всіх встановлених в системі датчиків і забезпечує виведення необхідної інформації на персональний комп'ютер.

Представлений у доповіді стенд для безмоторних досліджень дозволить створити відкриту електронну систему керування паливоподачею дизеля з акумуляторною паливною апаратурою.

**Скалыга Н.Н.**, к.т.н., доцент, [cnn110162@gmail.com](mailto:cnn110162@gmail.com)

**Рудинец Н.В.**, к.т.н., доцент, [rudinetc@meta.ua](mailto:rudinetc@meta.ua)

*Луцкий национальный технический университет*

**Грицук И.В.**, д.т.н., доцент ХНАДУ, [gritsuk\\_iv@ukr.net](mailto:gritsuk_iv@ukr.net)

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

**Белоусов Е.В.**, к.т.н., доцент, [ewbelousov@yandex.ua](mailto:ewbelousov@yandex.ua)

ХГМА

## **КОНЦЕПЦИЯ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ ДВС ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБИННОГО НАДДУВА ТИПА ГИПЕРБАР**

На сегодняшний момент времени поршневые ДВС (ПДВС) с кривошипно-шатунным механизмом являются преобладающим видом источников механической энергии, широко используемые как на транспорте, так и в других 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) [2].

Тем не менее, газотурбинному наддуву присущи и серьезные недостатки. Один из них, наиболее полно проявляющийся на ПДВС автотракторного типа, наличие так называемой турбоямы. Частично решить эту проблему удастся за счет использования систем регулировки проходного сечения соплового аппарата турбокомпрессора или (и) применением схем с 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]. За счет сжигания дополнительного количества штатного топлива в камере сгорания такого ГТД-турбокомпрессора система позволяет обеспечить получение необходимых характеристик наддува во всех нагрузочных диапазонах поршневой части. Тем не менее, системе наддува типа Гипербар присущи и серьезные недостатки. Главными из которых являются усложнение общей конструкции и повышенный удельный расход топлива. Указанные факторы

оказались решающими и определившими ограниченное использование системы наддува данного типа лишь для специальной техники. В частности, на двигателях французского основного боевого танка Леклерк [4].

Решить вышеуказанные недостатки, по мнению авторов, можно путем применения водорода, как топлива для питания ГТД-турбокомпрессора. Водород, в свою очередь, может быть получен из воды, извлеченной из состава ОГ.

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 [5].

Дальнейшим путем усовершенствования и развития систем наддува типа Гипербар с целью улучшения экономических и экологических показателей транспортных ДВС, как считают авторы, может быть применение дифференцированного способа запитывания камеры сгорания турбины в зависимости от нагрузочных режимов. Например, при высоких нагрузках, когда есть опасность увеличения дымности ОГ, подавать в камеру сгорания большее количество кислорода в составе ННО-смеси. Для других случаев это могут быть вариации подачи чистого водорода, чистого кислорода, и (или) их смесей со штатным топливом.

Кроме того, следует отметить, что в современных транспортных ПДВС, особенно больших и сверхбольших мощностей, на турбокомпрессоры системы наддува типа Гипербар возлагаются дополнительные функции: предстартового прогрева охлаждающей жидкости, привода генератора, раскрутки коленвала и пр. [6]. Естественно предположить, что применение данной концепции в этом направлении позволило бы дополнительно улучшить экономические и экологические показатели ПДВС вне основных нагрузочных режимов.

### Литература

1. С.И. Ефимов, 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., Рывтинский Г. Н. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высш. шк., 1986. -352с.: ил.

3. В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин 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. Ресурс <http://www.pro-tank.ru> > Бронетехника стран НАТО > Бронетехника Франции

5. Скалыга Н.Н., Рудинец Н.В., Бодак В.И., и др. Концепция улучшения экономических и экологических показателей транспортных ДВС путем оптимизации работы системы газотурбинного наддува // Тезисы к докладу на международной научно-практической и научно-методической конференции «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців», посвященной 85-летию кафедры автомобилей и 100-летию со Дня рождения профессора А.Б. Гредескула. – ХНАДУ, Харьков, 2016, стр.218-219.

6. Устройство для запуска и регулирования двигателя внутреннего сгорания. – RU2046989C1.

**Томашевский Владислав Олегович**, студент  
**Ткаченко Артем Сергеевич**, студент, [an0100@ukr.net](mailto:an0100@ukr.net)  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

## **ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ СТАЛЕЙ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ПОРШНЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Как известно, снижение потерь тепла в стенки камеры сгорания позволяет улучшить показатели поршневого двигателя, в первую очередь повышается КПД двигателя и снижается расход топлива. Выбор материалов для производства поршня обусловлен целым рядом факторов, к которым относятся: высокая прочность, плотность, обеспечивающая минимальную массу, износостойкость, технологичность изготовления, стоимость материала и коэффициент теплопроводности, обеспечивающий надежную работу поршня.

Применение алюминиевых сплавов для изготовления поршней обусловлено удовлетворительными показателями прочности, невысокой стоимостью, высокой технологичностью изготовления, но при этом одними из недостатков таких поршней являются значительные потери тепла в стенки и далее в систему охлаждения и значительная, трудно прогнозируемая тепловая деформация поршня, вызывающая необходимость выбирать большие значения зазоров в паре поршень-цилиндр, что негативно сказывается на показателях ДВС, в первую очередь на токсичность отработавших газов.

Использование специальных сталей для производства тонкостенных поршней дизельных двигателей позволяет снизить потери тепла в стенки, уменьшить зазор в паре поршень-цилиндр и снизить высоту поршня при улучшении его эксплуатационных характеристик.

Компания Mercedes разработала оригинальную конструкцию тонкостенных стальных поршней с комбинированным масляным охлаждением для дизельных двигателей коммерческого автотранспорта, а для обеспечения надежной работы пар трения используются специальные покрытия.

Используется галерейное масляное охлаждение зоны компрессионных колец и струйное охлаждение доньшка поршня. Дизельный двигатель со стальными поршнями имеет 6 цилиндров, рабочий объем 5 литров и мощность 190 кВт, и будет установлен на автомобиль Mercedes-Benz E 350 BlueTEC.

В этом направлении проблемными остаются вопросы, связанные с изготовлением тонкостенных поршней из стали методомковки, нанесением специальных покрытий, обеспечивающих минимальные потери на трение в парах поршень-цилиндр и поршень-кольца и выбором моторного масла, отвечающего высоким эксплуатационным требованиям, в первую очередь температурой начала коксования.

Таким образом, использование специальных сталей для изготовления тонкостенного поршня дизельного двигателя с комбинированной системой масляного охлаждения имеет ряд преимуществ, а разработка таких поршней является важной научно-технической задачей.

Цюман Микола Павлович, к.т.н., доцент, tsuman@ukr.net  
Шевчук Іван Олександрович, аспірант  
Національний транспортний університет

## ОЦІНЮВАННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ПІД ЧАС ВИКОРИСТАННЯ СПИРТОВМІСНОГО ПАЛИВА

Питання використання спиртовмісних палив (СВП) на двигунах з іскровим запалюванням (ДІЗ) і поліпшення експлуатаційних показників транспортних засобів при використанні таких палив досліджувались у роботах багатьох вчених [1–5]. Зокрема, вивчались питання адаптації карбюраторних двигунів до використання сумішей бензину з вмістом біоетанолу до 20%, показники ДІЗ з системою впорскування і каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при живленні СВП до 20% біоетанолу. Разом з тим, у зв'язку із появою на ринку СВП із вмістом біоетанолу до 30% і більше актуальним стає питання оцінювання паливної економічності та шкідливих викидів ДІЗ при живленні таким паливом.

Метою роботи є кількісне оцінювання на основі експериментальних досліджень паливної економічності та шкідливих викидів ДІЗ з системою впорскування і каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при використанні СВП з вмістом біоетанолу більше 20%.

Об'єктом експериментальних досліджень був ДІЗ VW BBU (4Ч 7,65/7,56) потужністю 55 кВт, обладнаний системою нейтралізації шкідливих викидів з прискореним прогрівом, що містить два трикомпонентних каталітичних нейтралізатори. Програма експериментальних досліджень включала визначення серії навантажувальних характеристик двигуна при частотах обертання колінчастого валу  $1800 \text{ хв}^{-1}$ ,  $2400 \text{ хв}^{-1}$  і  $3000 \text{ хв}^{-1}$  при роботі відповідно на бензині А-95 і СВП А-95 (Е25) із вмістом біоетанолу 25% за масою. Характеристики палива Е25 (нижча теплота згорання, елементарний склад та ін.), необхідні для кількісного оцінювання показників екологічної безпеки двигуна, отримано розрахунковим шляхом на основі даних про вміст бензину і біоетанолу в паливі і їх характеристик [6].

В процесі експериментальних досліджень двигуна було визначено масові витрати палива і повітря, концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах до і після їх обробки системою нейтралізації та інші показники при роботі двигуна на бензині та СВП Е25 (рис. 1).

Результати дослідження двигуна при частоті обертання  $2400 \text{ хв}^{-1}$  (рис. 1) показують, що при однаковій витраті повітря  $G_{\text{пов}}$  двигуном при роботі на обох паливах, витрата палива  $G_{\text{пал}}$  Е25 більша, що пов'язано з його меншою тепловою згорання. Система впорскування автоматично корегує кількість впорснутого палива для забезпечення стехіометричного складу паливоповітряної суміші. При цьому, ефективність використання палива  $q_e$  у тепловому еквіваленті практично однакова для обох палив.



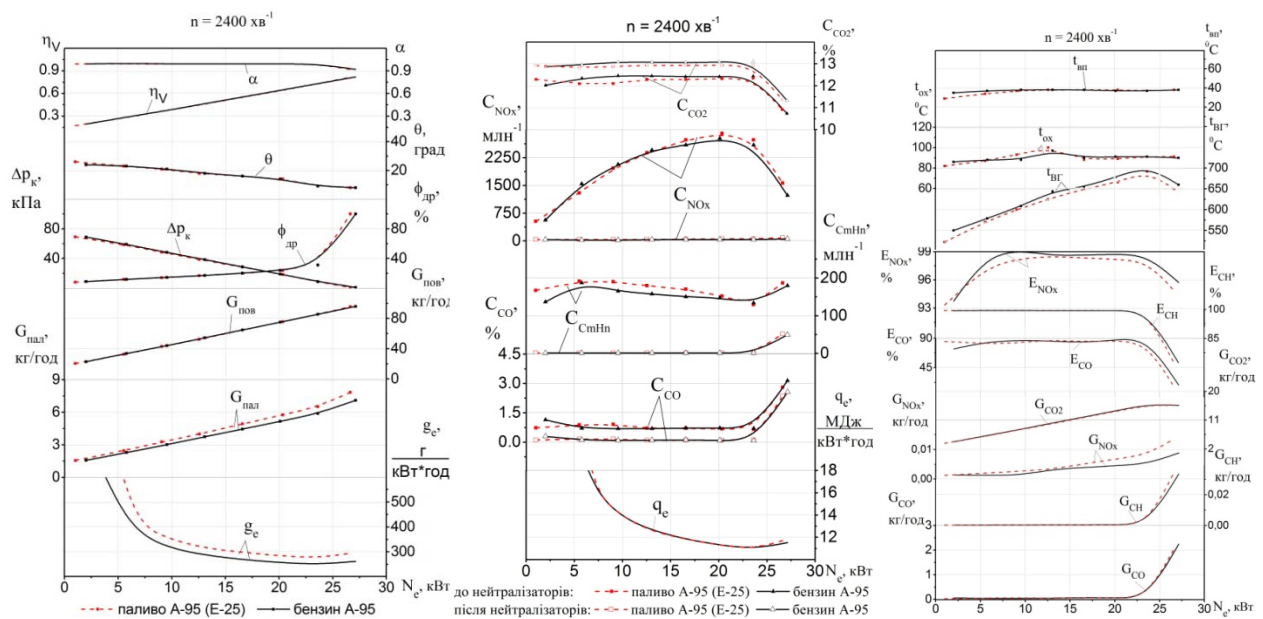


Рис. 1. Навантажувальні характеристики двигуна VW BBU (4Ч 7,65/7,56)

Викиди оксиду вуглецю  $G_{CO}$ , вуглекислого газу  $G_{CO_2}$  і вуглеводнів  $G_{CH}$  практично однакові при роботі на обох паливах, а викиди оксидів азоту  $G_{NO_x}$  більші при роботі на паливі E25, що пов'язано з дещо зниженою ефективністю нейтралізації  $E_{NO_x}$  при роботі на СВП. Для інших частот обертання отримано подібні результати.

### Література

1. Редзюк А.М., Устименко В.С., Клименко О.А., Гутаревич Ю.Ф. Вплив високооктанової кисневмісної добавки до бензину на паливну економічність та екологічні показники автомобілів // Автошляховик України. Окр. вип. Вісник Північного наукового центру ТАУ. Вип. 6. 2003. – С. 34-35.
2. Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О., Говорун А.Г., Захарченко О.М. Вплив кута випередження запалювання на показники двигуна за роботи на сумішевих паливах з різним вмістом спиртових сполук // Автошляховик України. 2006. №1. – С. 19–21.
3. Попов Д.В. Результати експериментальних досліджень роботи на сумішевих паливах двигуна С30NE з каталітичним нейтралізатором // Вісник вінницького політехнічного інституту: науковий журнал. Вінниця, 2007. №4. – С. 147-148.
4. Кульбако В.П., Добровольський О.С., Сирота О.В., Цюман М.П. Дослідження доцільності використання сумішевих палив у двигунах з різними системами живлення // Проблеми транспорту. Збірник наукових праць. Київ, 2010. Вип. 7. – С. 128–133.
5. Щербатюк В.Б. Покращення екологічних показників двигунів підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В. Б. Щербатюк; Нац. трансп. ун-т. К., 2013. – 20 с.
6. Bosch. Автомобильный справочник : пер. с англ. 2-е изд., перераб. и доп. – М., 2004. – 992 с.

**Швыдкий Дмитрий Валериевич**, аспирант

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,*  
инженер отдела исследования и разработки фирмы «Motortech GmbH & Co»,  
Германия

## **ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС «SPARKING & COMBUSTION ANALYSER»**

Газовые двигатели внутреннего сгорания с искровым зажиганием, как энергетическая установка, находят применение в различных сферах промышленности. Общими являются требования к газовым двигателям: высокий КПД и минимум выбросов вредных веществ с отработавшими газами. Эти требования удовлетворяются при работе газовых двигателей на обедненных рабочих смесях. Однако, глубокое обеднение смеси сопровождается известными трудностями – увеличением цикловой нестабильности и учащением пропусков воспламенения. Для преодоления трудностей в организации рабочего процесса приходится ограничивать обеднение смеси и увеличивать энергию искрообразования. Для оптимизации энергии искрообразования необходим измерительный комплекс, который может диагностировать эту энергию, так как большая энергия снижает ресурс свечей зажигания.

Для автоматизации измерительного комплекса стенда газового двигателя, в первую очередь, необходимы следующие программно-аппаратные функции:

1. Быстрая программная обработка снятых индикаторных диаграмм;
2. Измерение параметров искрового разряда на индицируемом цилиндре;
3. Обработка сигналов счетчиков расходов газа, воздуха, датчиков давления и температур;
4. Передача обработанных величин по каждому циклу на персональный компьютер. Компьютерная база данных за последние 1000 циклов, обработка статистики результатов за последние 1000 циклов и отображение в графическом виде как гистограммы, и двухмерные графики точек для визуального представления закономерностей и случайной составляющей (точную меру совпадения даст корреляция).

Уникальность комплекса состоит в поцикловом измерении параметров искрового разряда с синхронной обработкой поцикловых индикаторных диаграмм, а также усредненных индикаторных диаграмм, которые характеризуют стационарный режим двигателя.

Мобильное исполнение комплекса «Sparking & Combustion Analyser» позволяет использование его копий на других моторных стендах газовых двигателей внутреннего сгорания с регистрацией давления в цилиндре современными цифровыми системами регистрации.

## **Секція 5.**

# **МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ І КОНСТРУКЦІЙ**

**Авершин А.Г.,  
Роговий А.С.,  
Солодов В.**

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

### **ПОБУДОВА МОДЕЛІ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ МІСТА ХАРКОВА**

Актуальність досліджень екологічної тематики з кожним роком стає все важливішою для автодорожньої галузі народного господарства. Основним методом дослідження забруднення атмосферного повітря придорожньої смуги шкідливими речовинами відпрацьованих газів досі залишаються натурні дослідження, а саме, виміри на місцевості, що примикає до автомобільної дороги. Разом з тим експериментальні дані істотно залежать від стану атмосфери, рельєфу місцевості, наявності і конфігурації зелених насаджень, сонячної радіації, якості і поглинаючої здатності дорожнього покриття, інтенсивності руху, складу і режимів руху транспортних потоків, які суттєво залежать від технічних параметрів дороги та її експлуатаційного стану. Охопити всі перераховані та інші чинники в натурних дослідженнях не уявляється можливим, і тому отримані дані вимірів на місцевості не несуть універсальних знань.

Таким чином, актуальною є проблема чисельного моделювання різних сценаріїв забруднення кварталів міста з метою виявлення прихованих залежностей, тенденцій в дисперсії домішок в приземному шарі, прогнозу деяких основних параметрів стану навколишнього середовища.

Авторським колективом заплановано дослідити забруднення найбільш навантаженої центральної частини міста Харкова, як частини мегаполісу з населенням близько 1,5 мільйона жителів. Такий дослідницький підхід простежується у низці робіт закордонних авторів, наприклад [1–5]. Реалізація даного підходу дещо спрощується через те, що центральна частина міста розташовується на пагорбі площею приблизно 6 квадратних кілометрів і відокремлюється від інших частин міста системою річок з заходу, півдня та сходу (рис. 1).

У поданій роботі виконано перший етап роботи, який полягав у опису рельєфу місцевості і забудови частини міста, що розглядається. Побудова моделі спиралася на мапу міста (<https://2gis.ua/kharkov>) та план поверхонь міста, і охоплює простір  $5000 \times 5000 \times 300 \text{ м}^3$ . Твердотільна модель містить кілька тисяч багатоповерхових будинків. Сіткова модель містить близько  $4e+7$  комірок тетраедральної та призматичної форми і враховує описання приграницевого шару на поверхні землі.

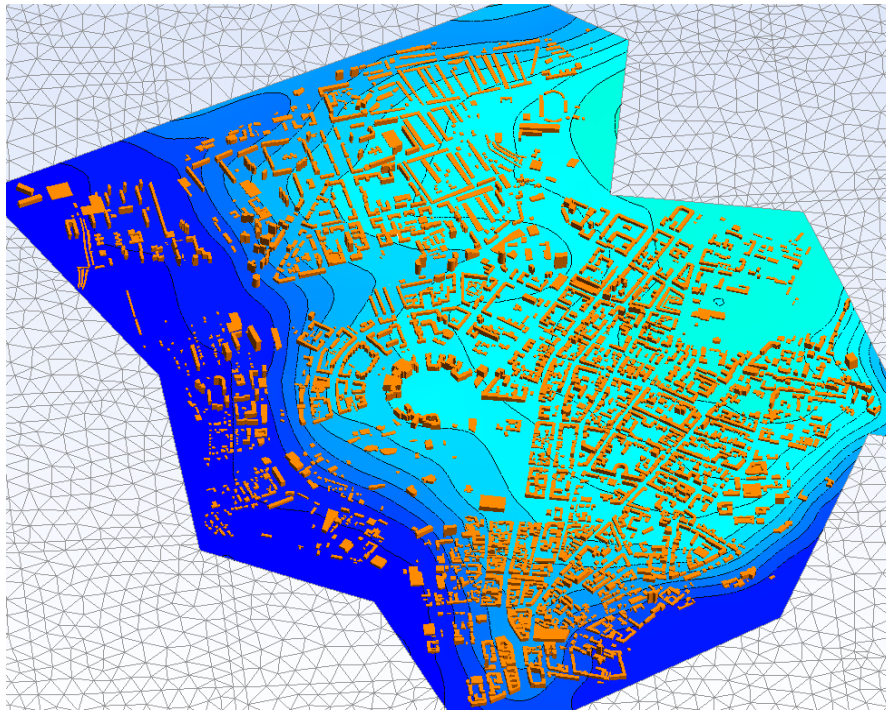


Рис. 1. Модель центральної частини міста Харкова з рельєфом місцевості

### **Висновки**

1. Запропоновано модель забудови центральної частини міста Харкова в приземному шарі атмосфери з урахуванням змінного рельєфу прилеглої місцевості для подальшого урахування перенесення домішок в умовах бічної вітрової епюри і придорожніх насаджень різної щільності.

2. Для уточнення моделі необхідні вища точність вимірювань на місцевості для формування границевих умов і база даних по геометрії насаджень.

### **Література**

1. Borrego C., Tchepel O., Costa A., Amorim J., Miranda A. Emission and dispersion modeling of Lisbon air quality at local scale. *Atmospheric Environment*, Vol. 37, pp. 5197-5205, 2003.

2. Murakami S., Otsuka K., Mochida H., Kataoka H, Kato S., CFD prediction of flow over complex terrain using Local Area Wind Energy Prediction System (LAWEPS), in: *Proc. of 11th Int. Conf. On Wind Engineering*, Vol.2, Texas, pp. 2821-2828, 2003.

3. Thykier-Nielsen S., Roed J., Dispersion as consequence of a detonation of a dirty bomb in an urban area, in: *NKS Conference on «Radioactive contamination in urban areas»*, Riso, Roskilde, Denmark, May 7-9, 2003.

4. Mochida A., Kimura A., Youshino H., Murakami S., Iwata T. Optimization of tree canopy model for CFD application to local area wind energy prediction. *NATO ASI 980064. Flow and Transport Processes in complex obstructed geometries*. May 4-15, 2004, IHM NAS, Kyiv, Ukraine, p.139-141.

5. *Flow and transport with complex Obstructions/ Applications to Cities? Vegetative Canopies and Industry/* Editors Ye. Gayev, Julian Hunt. 2007. Springer Publ. 414p.

6. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Науково-прикладний програмний комплекс *MTFS®* для розрахунку тривимірних в'язких турбулентних течій рідин і газів в областях довільної форми. Сертифікат держ. реєстр. авт. прав, УДААСП №5921, 07.16.2002.

## ВИКОРИСТАННЯ КОРЕЛЯЦІЙ НА МІКРОРІВНІ У ВИГЛЯДІ НЕАНАЛІТИЧНИХ В'ЯЗЕЙ ДЛЯ ОДЕРЖАННЯ РІВНЯНЬ РУХУ РІДИНИ

Розглянемо суцільне середовище як механічну систему. Розіб'ємо середовище на нескінченно малі частки. Між положенням центра мас частки  $q$  і положенням  $n$  матеріальних точок, з яких вона складається, існує кореляція вигляду

$$r = r(q, t),$$

де  $r$  – радіус-вектор у просторі конфігурацій системи точок, а  $q$  – радіус-вектор центра мас частки, що визначається за формулою

$$q = \frac{\sum_{i=1}^n m_i r_i}{m},$$

де  $m_i$  і  $r_i$  – відповідно маси матеріальних точок і їх радіус-вектори. Маса частки  $m$  визначається за формулою

$$m = \sum_{i=1}^n m_i.$$

Узагальнений імпульс частки [1]

$$p = G\dot{q} + a,$$

де матриця

$$G = \frac{\partial r}{\partial q} M \frac{\partial r}{\partial q} = mI + G'.$$

Складова  $mI$ , де  $I$  – одинична матриця, відповідає руху частки як єдиного цілого, а складова  $G'$  відповідає її внутрішньому руху, тобто руху матеріальних точок в супутній, пов'язаній з центром мас, системі координат

$$G' = \frac{\partial r'}{\partial q} M \frac{\partial r'}{\partial q},$$

де  $r'$  – радіус-вектор у відносному просторі конфігурацій.

Через малі розміри частки у першому наближенні можна вважати, що  $G' = 0$ . Імпульс частки, пов'язаний з некорельованим рухом матеріальних точок,

$$a = \frac{\partial r}{\partial q} M \frac{\partial r}{\partial t}$$

є стовпчиком, що складається з проекцій на осі системи координат.

Рівняння руху частки середовища у просторі конфігурацій відповідно набуде вигляду [1]

$$m\ddot{q} = -\frac{\partial V(q)}{\partial q} - \dot{a}(q).$$

Розділимо рівняння руху на масу частки, одержимо

$$\dot{u} = -\frac{\partial V}{\partial q} - \frac{\dot{a}}{m},$$

де  $u = \dot{q}$  – швидкість частки, а  $V$  – питомий (в розрахунку на одиницю маси) потенціал.

Потенціал  $V$  можна вважати фундаментальним, бо він з'являється природним шляхом при одержанні рівнянь руху.

Слід зауважити, що у випадку суцільного середовища, роль ознаки матеріальності відіграє густина, яка на протилежність нескінченно малій масі часток є кінцевою величиною. Її також можна вважати зарядом або джерелом фундаментальної взаємодії (наприклад, гравітаційного поля), тобто

$$\frac{\partial}{\partial r} F - 4\pi f \rho = 0,$$

де вектор потоку, який можна утворити за допомогою градієнта, є ні чим іншим як питомою силою

$$F = -\frac{\partial V}{\partial r}.$$

Таким чином, якщо точка знаходиться у середовищі, гравітаційний потенціал задовольняє рівнянню Пуасона

$$\Delta V = -4\pi f \rho,$$

де  $\Delta = \left(\frac{\partial}{\partial r}\right)^2$  – оператор Лапласа, а  $f$  – гравітаційна стала.

Якщо вважати не тільки потенціал, а й швидкість часток середовища полем, тобто в змінних Єйлера  $u = u(r, t)$ , то одержимо рівняння руху середовища

$$\dot{u} = -\frac{\partial V}{\partial r} - \frac{\dot{a}}{m}.$$

До нього слід додати рівняння нерозривності, яке виражає закон збереження маси в диференціальному вигляді

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{\partial}{\partial r} u = 0$$

або у випадку сталої густини  $\rho$

$$\frac{\partial}{\partial r} u = 0.$$

Розглянемо в якості субстанції кількість руху середовища, відповідно її густина  $f = \rho u$ , а рівняння балансу з урахуванням рівняння нерозривності набуває вигляду

$$\rho \dot{u} = \frac{\partial}{\partial r} P + j.$$

де потік субстанції  $P$  носить назву тензора напружень.

Використовуючи рівняння руху, одержимо

$$\rho \dot{u} = -\rho \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{\rho \dot{a}}{m}.$$

Якщо порівняти праві частини рівнянь, то стає зрозумілим, що інтенсивність джерела

$$j = -\rho \frac{\partial V}{\partial r},$$

а дивергенція тензора напружень або приплив кількості руху частки середовища пов'язаний із зміненням кількості відносного руху на мікроскопічному рівні:

$$\frac{\partial}{\partial r} P = -\frac{\rho \dot{a}}{m}.$$

Ізотропне середовище вважається ідеальним, якщо тензор напружень виражається через одиничний тензор за формулою

$$P = -pI,$$

де  $p$  – скалярна функція, що має розмірність сили на одиницю площі, тобто вочевидь є нормальним напруженням.

Дотичні напруження в свою чергу пов'язані з нерівномірністю розподілу швидкостей, тобто тензор напружень для реального середовища повинен мати складову, що залежить від вектора швидкості і вектора градієнта. Найбільш загальний вигляд цього зв'язку у випадку ізотропного середовища по суті співпадає узагальненим законом Ньютона

$$P = \left( -p + \zeta \frac{\partial}{\partial r} u \right) I + \mu \frac{\partial u}{\partial r},$$

де  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості, а  $\zeta$  – коефіцієнт об'ємної в'язкості.

Відповідно, рівняння руху реального (в'язкого) середовища

$$\dot{u} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} - \frac{\partial V}{\partial r} + \nu \left( \frac{\partial}{\partial r} \right)^2 u + \eta \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial}{\partial r} u \right),$$

де кінематичний коефіцієнт в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

а кінематичний коефіцієнт об'ємної в'язкості

$$\eta = \frac{\mu + \zeta}{\rho}.$$

Таким чином, розглядаючи кореляції між рухом окремих матеріальних точок, з яких складається рідина, як неаналітичні в'язі, можна одержати рівняння руху реальної рідини без використання законів класичної і статистичної механіки.

### Литература

1. Беловол А.В. Законы механики и универсальные законы природы // Вестник ХНАДУ / Сб. науч. тр. - 2013. – Вып. 60. – С. 148-153.



**Воропай Алексей Валериевич**, к.т.н., доцент, voropay@mail.ru  
**Малахов Евгений Сергеевич**, аспирант, malahov1234@gmail.com  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

## **ПРИМЕНЕНИЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ВОЛЬТЕРРА ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОНСОЛЬНОЙ БАЛКИ**

Исследуется нестационарное нагружение консольной балки средней толщины в рамках гипотез Тимошенко. Балка предполагается упругой изотропной и имеющей прямоугольное сечение. Материал балки – титановый сплав, поэтому диссипацией энергии в процессе деформирования можно пренебречь. Нестационарное деформирование балки вызывает внешняя ударная нагрузка, приложенная в некоторой точке ортогонально к срединной линии. В литературе известно аналитическое решение краевой задачи для балки, один конец которой имеет жесткое защемление, а второй – свободен. Однако это решение получено для тонких балок в рамках классической теории [1] и имеет аналитические выражения только для прогибов балки записанных в функциях Крылова. В случае балки Тимошенко имеется отличие исходных гипотез деформирования, учитывающих сдвиг и инерцию вращения поперечного сечения, и кроме функции прогибов  $w(x,t)$  появляется дополнительная независимая функция углов поворота нормали  $\psi(x,t)$ . Построение аналитического решения краевой задачи (даже в случае статического нагружения) для консольной балки в принципе возможно, но само по себе является сложной и громоздкой задачей.

Поэтому в настоящей работе используется метод компенсирующих нагрузок. А именно, рассматривается шарнирно опертая балка, для которой разложение по собственным формам совпадает с тригонометрическим рядом по синусам, то есть имеется простейшее аналитическое решение.

Суть метода состоит в том, что к этой шарнирной балке прикладываются дополнительные сосредоточенные усилия и моменты так, чтобы выполнялись требуемые условия на краях (см. рис. 1). Отметим, что в динамических задачах эти компенсирующие нагрузки являются функциями времени. В нестационарных задачах определение изменения во времени этих функций представляет некоторые трудности, так как их определение базируется на решении обратной задачи механики деформируемого твердого тела, которое сводится к решению системы интегральных уравнений Вольтерра и является некорректной задачей математической физики. В рассматриваемой задаче количество интегральных уравнений соответствует количеству дополнительно введенных компенсирующих нагрузок и равняется трём (два сосредоточенных момента и одна сила).

Для моделирования жесткой заделки к шарнирно опертому краю балки достаточно добавить один сосредоточенный момент:  $M_A(x,t) = M_A^C(t) \cdot \delta(x - x_A)$ , где  $\delta(x)$  – дельта-функция Дирака, таким образом, чтобы для каждого момента времени выполнялось условие:  $\psi(0,t) = 0$ .

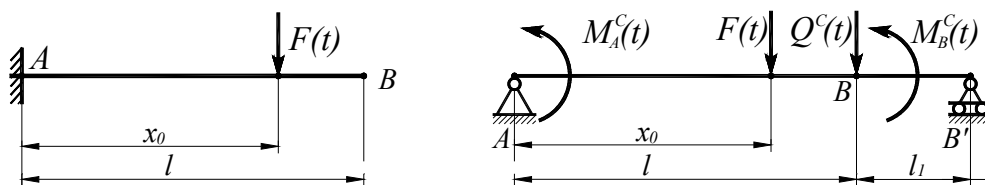


Рис. 1. Замена консольной балки шарнирно опёртой

Отдельно выделим моделирование свободного края, так как одними компенсирующими нагрузками невозможно из шарнирно опертого края получить свободный, поэтому метод компенсирующих нагрузок должен использоваться совместно с методом расширенного поля. Например, для моделирования колебаний консольной балки  $AB$  конечной длины  $l$  необходимо рассмотреть колебания шарнирно опертой балки большей длины  $(l+l_1)$ , где  $l_1$  длина дополнительного участка балки, которая определяется из решения соответствующей задачи оптимизации. Таким образом, для моделирования свободного края в нужной точке удлинённой балки (соответствующей концу консольной балки) добавлены две компенсирующих нагрузки:

– сосредоточенный момент  $M_B(x,t) = M_B^C(t) \cdot \delta(x - x_B)$

– сосредоточенную поперечную силу  $Q_B(x,t) = Q_B^C(t) \cdot \delta(x - x_B)$ , такие, чтобы в точке  $B$  выполнялись следующие условия:

–  $Q(l,t) = 0$ , что соответствует кинематическому условию

$$\frac{\partial w(l,t)}{\partial x} - \psi(l,t) = 0;$$

–  $M(l,t) = 0$ , что соответствует кинематическому условию

$$\varepsilon(l,t) = \frac{\partial \psi(l,t)}{\partial x} = 0,$$

Указанные условия при неизвестных компенсирующих нагрузках являются интегральными уравнениями Вольтерра I рода. Для их определения необходимо решать систему 3-х интегральных уравнений которая решается численно-аналитически с использованием обобщенного алгоритма Крамера и регуляризующего алгоритма Тихонова [2]. В результате определяются три неизвестных функции изменения во времени компенсирующих нагрузок. Далее, зная внешнюю возмущающую нагрузку и три компенсирующих нагрузки, можно определять компоненты перемещений и деформации в любой точке балки на основе метода суперпозиции (как если бы на исследуемую шарнирную балку действовало 4 внешних нагрузки).

### Литература

1. Власов В. З., и Н. Н. Леонтьев. Балки, плиты и оболочки на упругом основании. – М.: ФИЗМАТГИЗ, 1960 – 492 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.

**Гащук Петро Миколайович**, д-р техн. наук, професор  
*Львівський державний університет безпеки життєдіяльності*  
**Нікіпчук Сергій Вячеславович**, старший викладач, [nikipch@gmail.com](mailto:nikipch@gmail.com)  
*Національний університет «Львівська політехніка»*

## **СТЕНДОВО-АНАЛІТИЧНІ ЗАСОБИ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ЯВИЩ, ЩО ПЕРЕБІГАЮТЬ У ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Проблема хімічного й теплового забруднення довкілля двигунами внутрішнього згоряння хоч якого призначення, та особливо автомобільними, спонукує до пошуку технічних засобів підвищення ефективності згоряння суміші в їх робочих просторах. Втілення цих спонук потребує, перш за все, створення можливостей багатократного відтворення процесу згоряння в циліндрах двигуна за різних керованих умов та володіння апаратом адекватного (на рівні теорії) аналізу наслідків планованої зміни обставин теплового енерговиділення.

Вимірювальна техніка ідентифікує далеко не завжди саме те, чого насправді хоче дослідник, а відтак постає необхідність досліджувати термодинамічні явища в циліндрах двигуна ще й аналітичними засобами, хоча «мова аналітики» не цілком ідентична «мові досліду». Отож існує нагальна потреба системно залучити в модельне середовище експериментально-стендові та комп'ютерно-аналітичні засоби пізнання закономірностей перетворення речовинної енергії в теплову, а далі – в механічну.

Звісно, існує дуже багато способів відображення процесу згоряння в аналітичній формі. Приміром, деякі дослідники зосередили увагу на визначенні швидкості згоряння суміші за допомогою рівнянь хімічних реакцій пального з повітрям. Інші навіть спробували моделювати закон впорскування пального в двигуні й обчислювати швидкість перетворення енергії на підставі визначення розмірів та закономірностей поширення крапель пального в робочому просторі двигуна. Інколи на засадах біомолекулярної теорії окиснення висновують залежності, які пов'язували б швидкість згоряння із законом надсилання свіжого пального, беручи до уваги також існування частки вже спаленого пального. Тощо-тощо... Та всі ці моделі вимушено спираються на надмірно велику кількість вмотивованих спрощень, які зумовлюють помітні та далеко не завжди контрольовані відхилення модельного процесу від реального.

Виявляється, що моделювання теплових процесів в циліндрі двигуна можна звести до вимірювання там тиску газів стендовими засобами з паралельним у реальному часі аналітичним відтворенням перебігу теплотворення, а потім навпаки, взявши за основу експериментально зафіксовані мовою дослідів перебіги теплотворення, розрахувати тиск газів у циліндрі. Це дає змогу задовільно якісно відкалібрувати машинно-аналітичну модель енергоперетворення. Перевагою такого (загалом вимушеного) моделювання є відносно висока точність результатів розрахунків та можливість вивчення впливу різних чинників (чи параметрів, що їх характеризують) на процес теплотворення без залучення для цього складних й глибоких експериментальних вимірювань.

Для розрахунку теплових явищ, що перебігають у циліндрах двигуна, є підстави застосовувати, перш за все, систему трьох рівнянь: рівняння закону збереження енергії, рівняння закону збереження речовини та рівняння термодинамічного стану. Тож доводиться оперувати чотирма змінними величинами: тиском газів у циліндрі, температурою робочого тіла, енергією, яка міститься в робочому тілі, та масою робочого тіла. Тому модельну систему рівнянь необхідно доозначити або якимсь додатковим рівнянням, або інформаційно, задаючи функцію зміни в часі однієї з перелічених величин. Такою функцією є, зокрема, відображувана індикаторною діаграмою взаємна зміна тиску і об'єму.

Найчастіше для моделювання термодинамічних процесів застосовують так звану однозонну модель, коли робоче тіло, займаючи певний робочий простір, всюди в ньому залишається однорідним (гомогенним). Вона сприймається як точна за фізичним змістом і адекватна за кількісними ознаками, коли йдеться про відображення теплових процесів на гальмівних режимах роботи двигуна без надання йому пального або якщо її використовують для моделювання процесу газообміну. Та для моделювання активних теплових процесів, зумовлених спалюванням пального, більше підходить двозонна модель, коли модельна камера згоряння поділена безмежно тонким шаром полум'я на дві зони, які між собою різняться хімічним складом та станом (термодинамічними параметрами) робочого тіла – зона спаленої суміші знаходиться позаду фронту полум'я, а зона горіння попереду нього.

Дослідження засвідчили, що процес теплотворення доцільно аналітично описувати формулою І. Вібе в тому разі, коли можна відмовитись від жорсткого тлумачення параметра, що характеризує повноту згоряння. Тоді вона найкраще зі всіх відомих залежностей поєднує в собі теоретично вмотивовану загальність, зручність використання, якісну змістовність, формальну адекватність. Застосування цього доволі простого виразу дає змогу ще й прослідкувати вплив трьох параметрів – миті початку згоряння, тривалості згоряння та так званого показника характеру теплотворення – на такі визначальні для адекватного оцінювання робочого процесу в двигуні інтегральні величини, як максимальні тиск та температура газів під час згоряння, середній індикаторний тиск, питома витрата пального, індикаторний коефіцієнт корисної дії тощо, якщо йдеться про проектування двигуна, або ж перевірити ефективність тепловикористання у вже існуючому двигуні.

Контроль за «спілкуванням» модельного комп'ютера зі стендом, що здійснював вимірювання температур за допомогою 186 термоелементів, вмонтованих в головку модельного циліндра, було з'ясовано, що широко вживане рівняння Вошні досить якісно описує втрати енергії через стінки циліндра в інтегральному сенсі, хоча й з відносно великим розкидом значень окремих параметрів. Натомість поточне відтворення процесу зміни теплових витоків через стінки циліндра в часі нема підстав вважати прийнятно якісним. Та на основі теорії подібності й результатів стендово-комп'ютерного моделювання вдається вибудувувати удосконалені рівняння, за допомогою яких вже можна належно точно аналітично відтворювати результати стендових вимірювань – як інтегральні, так і поточні в часі.

Давидовський Леонід Сергійович, к.т.н., davidovskiy14@ukr.net

Бісик Сергій Петрович, к.н.т., с.н.с., sergey-new@ukr.net

Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки  
ЗС України

## **МІНІМІЗАЦІЯ ВПЛИВУ УРАЖАЮЧИХ ФАКТОРІВ НА ЕКІПАЖИ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН ПРИ ПІДРИВИ НА МІННО-ВИБУХОВИХ ПРИСТРОЯХ**

Бойовий досвід антитерористичної операції (АТО) та аналіз бойових пошкоджень у воєнних конфліктах останніх десятиліть показує, що більша частина втрат припадає саме на підриви бойових броньованих машин (ББМ) на протитанкових мінах та саморобних вибухових пристроях (далі МВП – мінно-вибухові пристрої). Тому фундамент тенденцій розвитку ББМ та модернізації існуючих зразків лежить у вдосконаленні системи комплексного захисту, одним з основних складових якої є протимінна стійкість (ПМС).

Першочерговим завданням при підвищенні протимінного захисту є збереження цілісності корпусу та мінімізація деформацій елементів силового каркаса ББМ. Тому, з початком АТО, вітчизняні виробники ББМ розробили зразки, корпуси яких концептуально відповідають вимогам до машин класу MRAP (англ. Mine Resistant Ambush Protected). Це ББМ, що мають високий кліренс, v-подібну чи w-подібну форму днища, протимінні екрани та інше специфічне обладнання, серед них: БТР-4, БТР-4ЕМ, «Дозор-Б», «Козак-2», «Варта», «Барс-8», «Тритон», «Shrek-APC», «Feona».

Рівень ПМС і сама методика випробувань, повинні базуватись на оцінці ймовірності та ступені тяжкості травмування людини, тому в роботах [1-3] визначено медико-технічні вимоги та обґрунтовано критерії травмування, крім того, представлено методики та вирази за якими розраховуються критерії, їх допустимі значення та криві ймовірності травмування в залежності від їх значення [1]. Для недопущення перевищення граничнодопустимого рівня визначених критеріїв пропонується застосовувати сидіння спеціальної конструкції, що забезпечуватимуть процес дисипації енергії вибуху при передачі її від корпусу ББМ до екіпажу у вигляді вертикальних прискорень (рис. 1а).

Сидіння новітніх вітчизняних зразків ББМ не враховують реакцію організму людини на дію вибухового навантаження, так як основу напрацювань становлять застарілі стандарти, що не відповідають сучасним вимогам. Тому, сформовані вимоги до протимінних енергопоглинаючих сидінь ББМ, основними з яких є забезпечення допустимих значень перевантажень екіпажу. Обґрунтовано параметри елементів конструкції сидіння, що відповідають антропометричним, фізіологічним та психологічним даним людини [3–5].

Для визначення навантаження в місцях кріплення сидінь, яке необхідно мінімізувати до визначених значень критеріїв проведено числовий експеримент підриву багатоцільового тактичного автомобіля «КОЗАК-2» (далі – БТА «КОЗАК-2»). Адекватність розробленої числової математичної моделі визна-

чення вибухового навантаження була оцінена шляхом порівняння результатів розрахунку з натурним експериментом зразка (рис. 2).

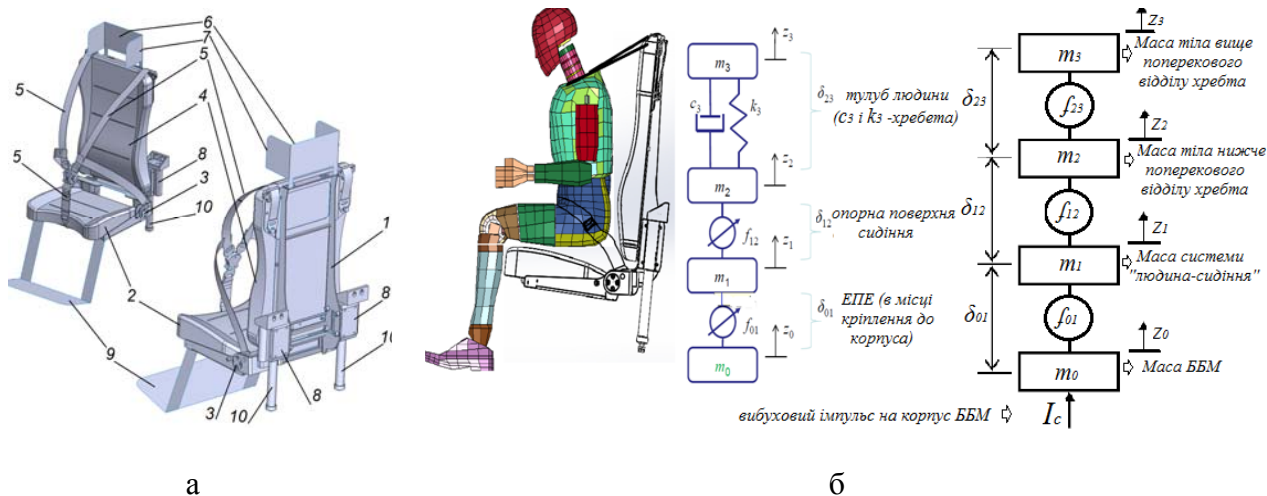


Рис. 1. Геометрична модель протимінного сидіння – а (1 – каркас; 2 – опорна поверхня; 3 – система фіксації та регулювання; 4 – спинка; 5 – ремені безпеки; 6 – підголівник; 7 – бокові упори; 8 – направляючий механізм задавання руху сидіння; 9 – підставка для ніг; 10 – системи поглинання енергії); б – механіко-математична модель динамічної реакції системи «людина сидіння»



Рис. 2. Підрив БТА «КОЗАК-2»: а – під колесом; б – під днищем (праворуч – натурний експеримент, ліворуч – числовий експеримент)

Для дисипації енергії в запропонованій конструкції сидіння (рис. 1а) передбачено місця для встановлення енергопоглинаючих елементів (ЕПЕ) у вигляді крашбоксів. Це з'ємні елементи конструкції, призначені для поглинання енергії удару, спрямованої вздовж осі елемента, шляхом множинної деформації в передбаченій послідовності. Знаючи кількісні значення прискорень, проведено експериментальні та числові дослідження різних варіантів ЕПЕ з прикладанням отриманого навантаження (рис. 3а) [5].

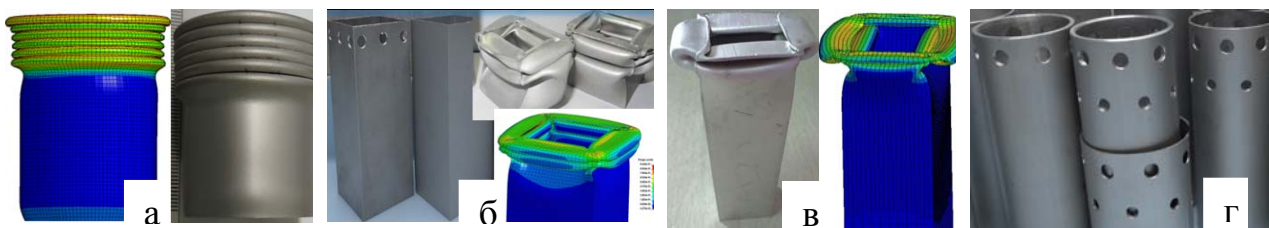


Рис. 3. Варіанти ЕПЕ: а – круглий, б – квадратний, в – прямокутний, г – круглий з ініціаторами деформації

Для можливості застосування запропонованого методу і для інших зразків ББМ розроблено алгоритм оптимізації ЕПЕ. Який за рядом якісних критеріїв, при відомому значенні навантаження, дозволяє адаптувати роботу ЕПЕ під конкретні умови деформації залежно від величин навантаження та конструкції ББМ.

На прикладі БТА «КОЗАК-2» показано, що за рахунок підсилення слабких місць в конструкції, виявлених при моделюванні підриву заряду ВР масою 8 кг та з застосуванням розробленого алгоритму вибору раціональних параметрів ЕПЕ, вдалося зменшити навантаження з 90g до 13g.

Зменшити пікове навантаження спрацювання вдалося за умови застосування в ЕПЕ ініціаторів деформації, при цьому значення прискорення на сидінні №1 і №4 становило 13g і 14g, що відповідає ймовірності травмування хребта людини менше 10%.

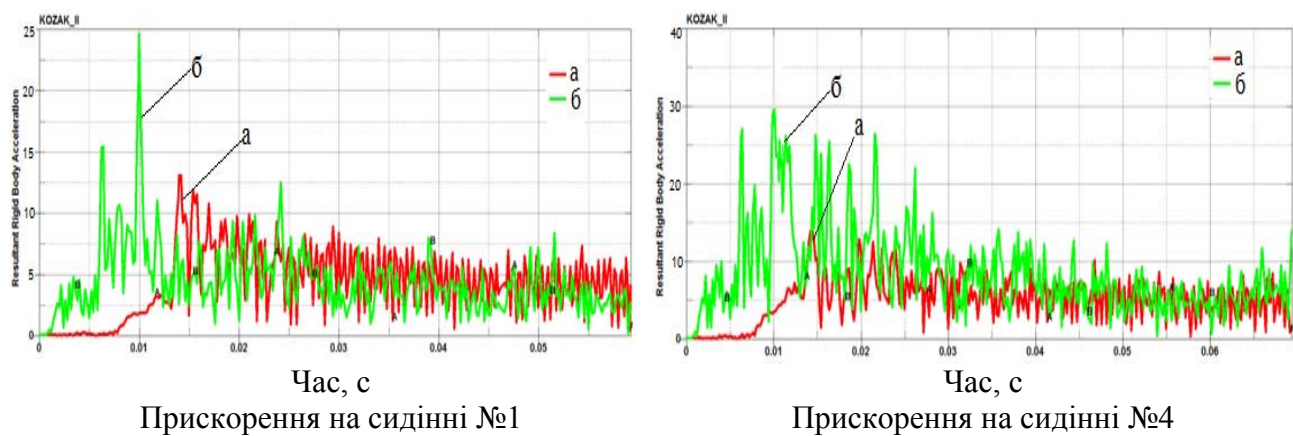


Рис. 4. Значення прискорення на сидінні №1 та №4 при підриві БТА «КОЗАК-2» на заряді ВР масою 8 кг в ТНТ: а – з ініціаторами деформації ЕПЕ; б – без ініціаторів деформації ЕПЕ

## Література

1. Давидовський Л.С., Бісик С.П. Аналіз механогенезу травмування екіпажу при підриві бойової броньованої машини на мінно-вибухових пристроях // Військово-технічний збірник / НАСВ ім. П. Сагайдачного. Вип №13. Л. : НАСВ ім. П. Сагайдачного, 2015. С. 34 - 40.
2. RTO-TR-HFM-090 (2007), Test Methodology for Protection of Vehicle Occupants against Anti-Vehicular Landmine Effects, Final Report of the NATO Research and Technology Organisation (RTO), Task Group TG-025, Published April
3. Давидовський Л.С., С.П. Бісик Формування вимог до протимінних енергопоглинаючих сидінь бойових броньованих машин // Зб. наук. праць ЦНДІ ОВТ ЗСУ. Вип. 2 (61). К. : ЦНДІ ОВТ, 2016. С. 18-30. Т; Інв. №.11604.
4. Бісик С.П., Давидовський Л.С., Корбач В.Г. Методика дослідження ефективності енергопоглинаючого елемента // Технологические системы / НТУУ «КПІ» Вип. 4 (77). К. : НТУУ «КПІ», 2016. С. 103-112.
5. Бісик С.П., Давидовський Л.С., Яльницький О.Д., Методика оптимізації параметрів енергопоглинаючого елемента протимінного сидіння ББМ // Труды университета / НУОУ ім. І. Черняхівського. Вип. 1 (140). К. : НУОУ ім. І. Черняхівського, 2017. С. 213-221. Т; вх. 255т від 21.04.2017.

Егоров Павел Анатольевич, к.т.н., доцент, [egorovpa@online.ua](mailto:egorovpa@online.ua)

Янютин Евгений Григорьевич, д.т.н., профессор

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## НЕСТАЦИОНАРНЫЕ КОЛЕБАНИЯ МЕМБРАНЫ В ФОРМЕ РАВНОБЕДРЕННОГО ПРЯМОУГОЛЬНОГО ТРЕУГОЛЬНИКА

В современной практике инженеры сталкиваются с необходимостью исследования динамического поведения разнообразных по форме элементов конструкций. Для многих геометрических форм в плане таких элементов уже имеются математические модели и готовые решения. В текущем исследовании рассматривается решение задачи нестационарного деформирования мембраны в форме равнобедренного прямоугольного треугольника, закрепленной вдоль ее сторон (рис. 1, а).

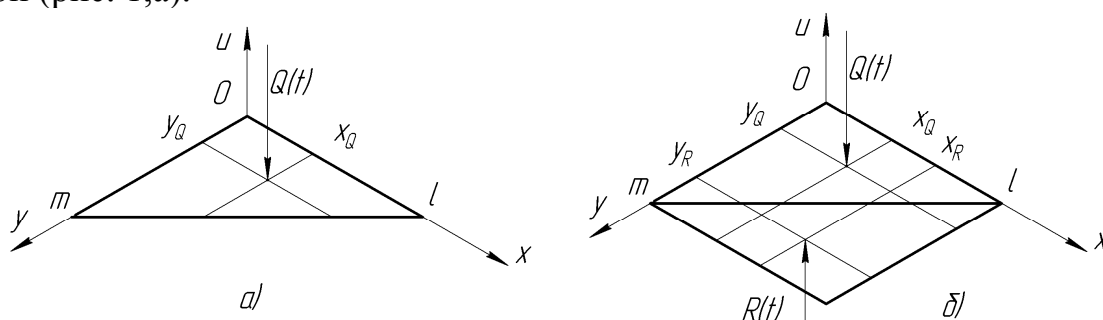


Рис. 1. Схема исследуемой системы

Особенность построения решения поставленной задачи заключается в удовлетворении граничным условиям. Указанное препятствие может быть преодолено с использованием приема, предложенного Релеем [1], на базе теории колебаний квадратной мембраны. Установлено, что в случае исследования деформирования квадратной мембраны под действием нестационарной нагрузки можно обеспечить отсутствие перемещений точек мембраны, лежащих на одной из ее диагоналей, путем приложения силы по модулю равной, а по знаку противоположной заданной нагрузке (рис.1, б). При этом координаты приложения упомянутой фиктивной нагрузки должны удовлетворять условиям  $x_R = l - x_Q$ ,  $y_R = m - y_Q$  либо  $x_R = l - y_Q$ ,  $y_R = m - x_Q$ . Последующее решение задачи может быть произведено с использованием разложения искомых функций в ряды Фурье и теории операционного исчисления [2].

Следует отметить, что предложенный Релеем подход может быть также использован при моделировании граничных условий для пластин, имеющих форму равнобедренного прямоугольного треугольника. Также стоит упомянуть о существенном ограничении: могут быть рассмотрены только элементы конструкций в форме прямоугольного треугольника с равными катетами.

### Литература

1. Стретт. Дж. В. (Релей) Теория звука. / Дж. В. Стретт. – М. : Гостехиздат. – 1955. – Т. 1. – 504 с.
2. Янютин Е. Г. Задачи импульсного деформирования элементов конструкций / Е. Г. Янютин, И. В. Янчевский, А. В. Воропай, А. С. Шарапата // Монография. – Харьков : ХНАДУ, 2004. – 392 с.



## О ДВИЖУЩИХ СИЛАХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

В прикладных науках о движении различных транспортных машин принято считать, что их перемещение обусловлено действием внешней силы тяги, в качестве которой выступает якобы реакция опорной среды, т.е. грунтовой поверхности или дороги. Это давняя и укоренившаяся ошибка.

В действительности движение транспортных машин, имеющих силовую установку, т.е. источник активных внутренних сил, осуществляется не под воздействием внешних, а именно внутренних сил, которые выступают в роли движущих сил. И этому есть теоретические основания. Рассмотрим их.

Если на материальные точки механической системы (транспортной машины) действуют внешние и внутренние силы, то вектор ускорения её центра масс можно выразить формулой:

$$\vec{w}_c = \frac{\sum_{k=1}^n \vec{F}_k^e + \sum_{k=1}^n \vec{F}_k^i}{M}, \quad (1)$$

где  $\vec{F}_k^e$  и  $\vec{F}_k^i$  – главный вектор соответственно внешних и внутренних сил, приложенных к  $k$ -ой материальной точке системы (машины);  $M$  и  $\vec{w}_c$  – масса и ускорение центра масс машины.

Сумму внутренних сил можно представить так:  $\sum_{k=1}^n \vec{F}_k^i = \sum_{k=1}^m \vec{F}_k^i + \sum_{k=1+m}^n \vec{F}_k^i$ .

Если главный вектор всех внешних сил  $\vec{R}^e \neq 0$ , то они могут уравновесить часть внутренних сил транспортной машины, т.е.  $\sum_{k=1+m}^n \vec{F}_k^i + \vec{R}^e = 0$ . Тогда система внутренних сил становится неуравновешенной и из всех  $n$  внутренних сил системы главный вектор  $m$  неуравновешенных ( $\vec{R}_m^i$ ) и будет вызывать ускорение центра масс системы (машины), т.е.

$$\vec{w}_c = \frac{\vec{R}_m^i}{M} = \frac{\sum_{k=1}^m \vec{F}_k^i}{M}. \quad (2)$$

Таким образом, если у механической системы есть источник активных внутренних сил (силовая установка у транспортных машин), то вектор ускорения центра масс транспортной машины прямо пропорционален главному вектору части активных внутренних сил, генерируемых её силовой установкой, которая не уравновешена внешними силами, действующими на машину, и обратно пропорционален массе машины.

Данное положение следует рассматривать как теорему опорного движения всех механических систем, имеющих источник активных внутренних сил, т.е. различных транспортных машин.

Остановимся на анализе данной теоремы.

У транспортных машин (кроме реактивного типа) главное условие их самостоятельного передвижения – это наличие реакций опорной среды (грунта, дороги, ...). При этом наличие опорных реакций (внешних сил) не причина, а лишь непременное *условие* ускорения центра масс системы под действием внутренних. Действительно, если  $\vec{R}^e = 0$ , то нарушить равновесие внутренних сил в принципе нельзя ( $\vec{R}^i = 0$ ), вследствие чего, согласно (2), ускорение центра масс  $\vec{w}_C = 0$ , т.е. ускорение машины создать невозможно.

Чтобы обеспечить условия для реализации внутренних усилий в качестве движущих сил механической системы, при отсутствии активных внешних силовых воздействий, создаваемых окружающей средой (за счёт ветра, уклона опорной поверхности) или сил воздействий других машин, необходим соответствующий «механизм» воспроизводства таких сил, в качестве которых могут выступать только реакции опорной среды. В свою очередь, для образования реакций необходим контакт с опорной средой и активное воздействие на неё элементов самой механической системы. Последнее возможно лишь при наличии внутреннего источника механической энергии и способности системы передавать усилия от него к тем элементам системы, которые оказывают непосредственное воздействие на опорную среду (например, к ведущим колёсам машины).

Наличие источника механической энергии (например ДВС) и передаточных механизмов, способных передавать усилия (т.е. трансмиссии) исполнительным механизмам, непосредственно взаимодействующих с опорной средой, т.е. движителю, означает, что такая механическая система приобретает статус транспортной машины. Движение последней становится возможным благодаря тому, что её исполнительные механизмы (колеса, гусеницы и т.п.) оказывают силовое воздействие на опорную среду, получая в ответ её опорные реакции. Вертикальные составляющие этих реакций уравнивают силу тяжести, а продольные часть внутренних сил, которые прикладываются к опорным элементам движителя. При этом неуравновешенная часть продольных внутренних сил создаёт силу тяги, которая обеспечивает ускорение центра масс машины или её равномерное движение. Конкретные механизмы реализации активных внутренних сил в качестве сил тяги рассмотрены автором в статьях [1, 2, 3].

### Литература

1. Коптилов В.И. Механизм движения самоходной транспортной машины // Вестник машиностроения, 2014, № 11. – С. 36-40.
2. Коптилов В.И. Сила тяги и механизм её образования // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 7. – С. 4–9.
3. Коптилов В.И. Сила тяги гусеничной машины // Вестник машиностроения, 2017, № 6. – С. 3–7.

**Красніков Сергій Васильович**, к.т.н., доцент

**Бардаш Микита Миколайович**, студент

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ МІЦНОСТІ ВАНТОВОГО МОСТА**

Серед конструкцій мостів особливе місце належить вантовим системам. Вони крім ряду практичних переваг мають ще й оригінальні естетичні особливості, що останні роки набувають ще більшої популярності. Вантовий міст є різновидом висячого моста та складається з одного або декількох пілонів, з'єднаних з дорожнім полотном за допомогою сталевих тросів, що мають назву вантів. На відміну від традиційних висячих мостів, у вантових системах дорожнє полотно підтримується не вертикальними тросами, а тросами (вантами), що з'єднуються безпосередньо з опорою (пілоном). Конструкції вантових мостів частіше мали сталеві залізобетонні балки твердості, проте сучасне будівництво масово переходить на залізобетонні балки. Спочатку вантові мости досягали довжини лише 100–200 м, з якої більше чверті довжини моста мала опорами звичайні колони або стіни. На цей час розміри вантових мостів значно збільшились, а найбільший у світі вантовий міст - Цзиньтан, що знаходиться у Китаї, має довжину 26 км (рис. 1).



Рис. 1. Міст Цзиньтан в провінції Чжоушань (КНР)

Найбільший прольот вантового мосту Цзиньтан має розмір 620 метрів, проте перші місця за довжиною прольоту належить китайському мосту Сутун (1088 м) та російському Русському мосту (1104 м). Довжина прольотів у переважній більшості сучасних мостів, що підтримуються вантами, більше півкі-

лометра. Найбільші вантові мости сучасності знаходяться у Росії та Китаї. Ці досягнення було зроблено не лише завдяки розробці нових матеріалів та технологій, а ще й в наслідок аналізу низки питань, що мали істотне значення з самого початку розробки та будівництва мостів вантової конструкції.

В роботі розглядається одна з типових та найбільш розповсюджених у вітчизняному будівництві конструкцій вантових мостів за модифікацією у стилі арфи. Предметом дослідження є чутливість до схем вантів та граничних умов міцності об'єкта дослідження. Загальна постановка задачі виражається у задачах оптимального проектування та нелінійного програмування системи  $A$ :

$$A = \{T, X, Y, Z\}. \quad (1)$$

Агрегативна система  $A$  класично зводиться до кусочно-лінійного агрегату (1), в якому  $X$  – це множина зовнішніх впливів на систему,  $Y$  – множина вихідних характеристик, що в сукупності з часом  $T$  призводять до зміни станів  $Z$ .

Основний функціонал задачі оптимального проектування:

$$f(X) = \min f(x(t)), \quad (2)$$

де  $x \in \Omega$ ,  $\Omega = \{x \in R_1 \cup y \in R_2; \Omega(x(t)) \leq 0\}$ .

Вирішення задачі полягає у знайденні системи оптимальних робочих станів  $z$ :

$$z \in U, U = \{z \in R_3 \mid 0; \min f(x, z, t)\}. \quad (3)$$

Розв'язок поставленої проблеми зручно звести до квазістатичної постановки та зробити за допомогою серій моделей, за якими проводиться низка розрахунків.

Розроблено декілька геометричних та розрахункових моделей (рис. 2–3) найбільш важливої частини вантового моста - прольоту з пілоном та вантами. Для моделювання та розрахунків було використано метод скінчених елементів.

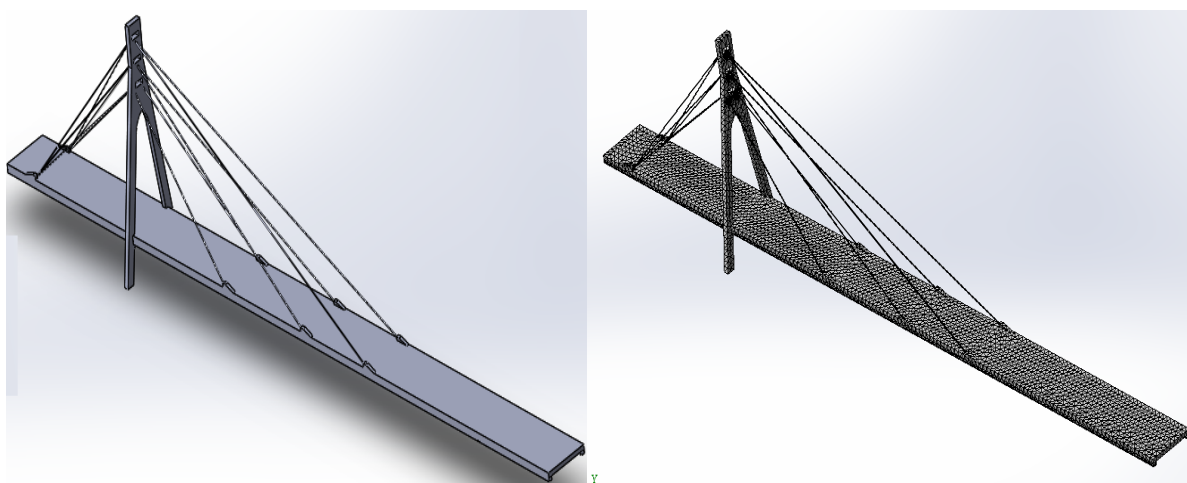


Рис. 2. Геометрична та розрахункова модель 1 частини вантового моста

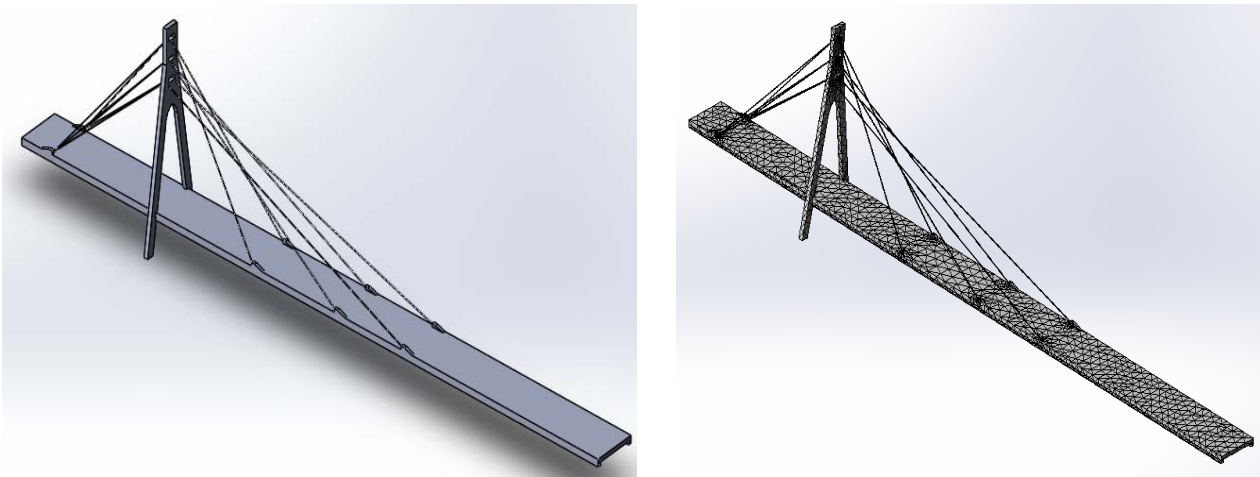


Рис. 3. Геометрична та розрахункова модель 2 частини вантового моста

Крім показаних на рис. 2 та 3 моделей було побудовано серії моделей, що відрізняються апроксимацією скінчених елементів та типом граничних умов.

За розробленими моделями проведено розрахунки статичних переміщень, деформацій та напруг, що показано на рис. 4–6.

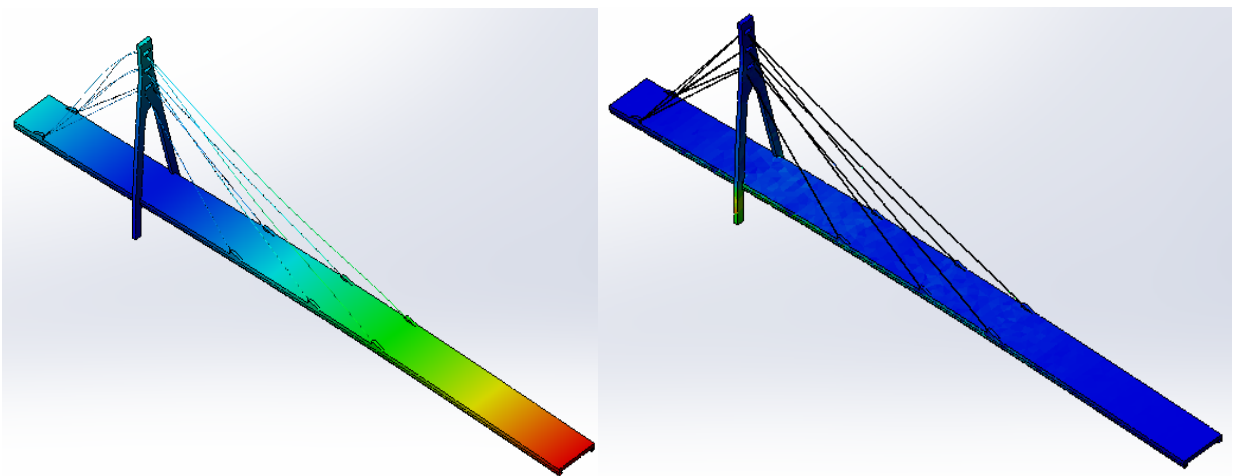


Рис. 4. Переміщення та деформація моделі 1 з вільними опорами

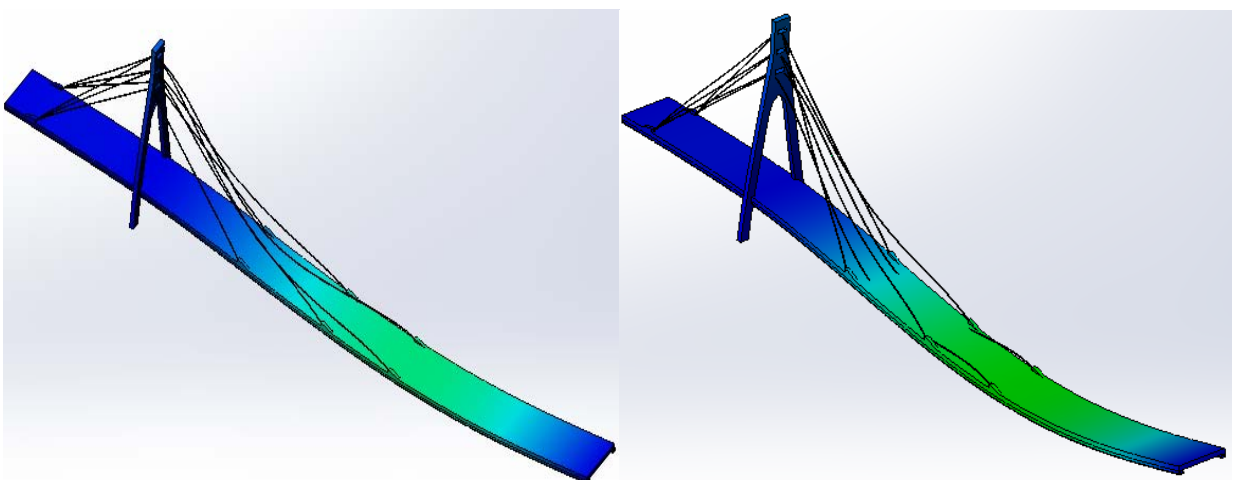


Рис. 5. Переміщення у моделях 1 та 2 з шарнірними опорами

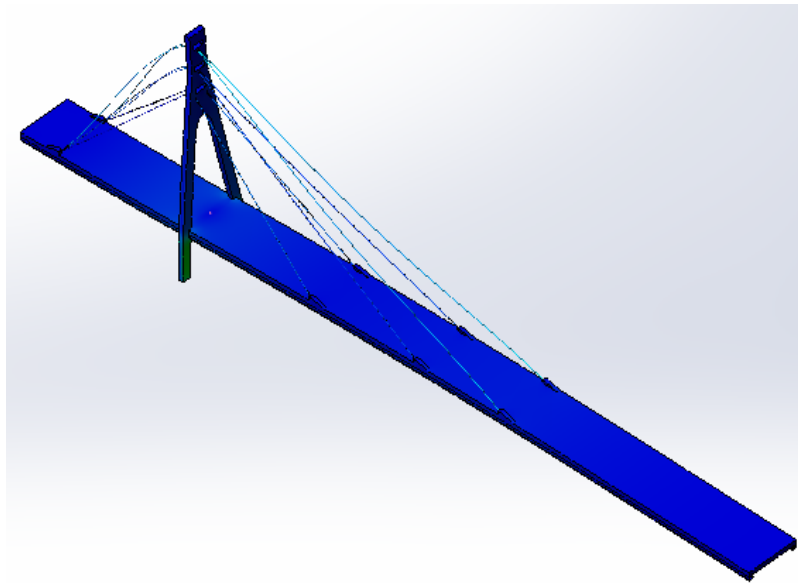


Рис. 6. Напруги моделі 1 з вільними опорами

Найбільші деформації та напруги мають ванти, тому розподіл деформацій (рис. 4, праворуч) та діаграма напруг (рис. 6) мають однорідний вигляд. На вказаних рисунках максимальні значення напруг та деформацій мають набори чотири верхніх вантів, а самі максимуми розташовані позаду пілона поряд з місцем кріплення вантів на балки жорсткості прольоту.

Результати аналізу розподілів переміщень, деформацій, напруг та їх чисельних значень дозволили зробити ряд висновків, щодо конкретизації серії оптимальних конструкцій та станів  $Z$ , а також дозволили зробити висновки щодо подальшого напрямку досліджень.

### Література

1. Емельянов С.В. и др. Технология системного моделирования. - М.: Машиностроение, 1998. - 452 с.
2. Balci J. Credibility Assessment of Simulation Results // Proceedings of the 1986 Winter Simulation Conference. - 1986. - P. 39-44.
3. Scott B.D., Park R., Priestly M.J.N. Stress-Strain Behavior of Concrete Confined by Overlapping Hoops at Low and High Stress Rates // ACI J. Proc. V. 79, 12, Jan.-Feb., 1982. - P. 13-27.
4. Чистяков Е.А. Основы теории, методы расчета и экспериментальные исследования несущей способности сжатых железобетонных элементов при статическом нагружении: Автореф. дис. докт.техн.наук. - М., 1988. - 48 с.
5. Жовдак В.О., Красников С.В., Степченко О.С. Решение задачи статистической динамики машиностроительных конструкций с учетом случайного изменения параметров // Проблемы машиностроения. – Харків: «Контраст». - 2004. - Т.7, № 3. - С. 39 – 47.

## МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВНИХ ПРОЦЕСІВ У ПІДВІСЦІ ТРИВІСНОГО АВТОБУСА ЗАСОБАМИ MATLAB SIMULINK

Конструкція багатовісного автобуса відома давно. Вагома перевага такої конструкції – зниження навантаження на дорожнє полотно. Для дослідження впливу параметрів невідвіснених мас (мостів з колесами, інших елементів підвіски) на коливні процеси у підвісці тривісного автобуса використано динамічну модель, зображену на рис. 1.

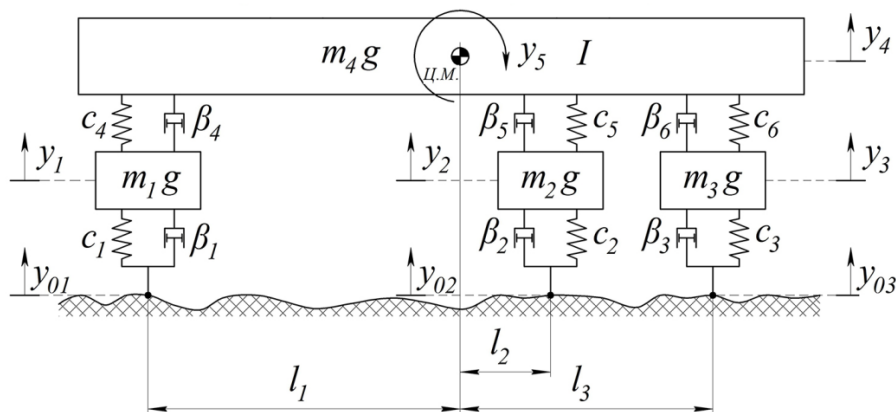


Рис. 1. Динамічна модель тривісного автобуса

Коливання мас динамічної моделі автобуса описані системою диференціальних рівнянь другого порядку

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + c_4(y_1 - y_4 - l_1 y_5) + c_1(y_1 - y_{01}) + \beta_4(\dot{y}_1 - \dot{y}_4 - l_1 \dot{y}_5) + \beta_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_{01}) = 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_5(y_2 - y_4 - l_2 y_5) + c_2(y_2 - y_{02}) + \beta_5(\dot{y}_2 - \dot{y}_4 - l_2 \dot{y}_5) + \beta_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_{02}) = 0; \\ m_3 \ddot{y}_3 + c_6(y_3 - y_4 - l_3 y_5) + c_3(y_3 - y_{03}) + \beta_6(\dot{y}_3 - \dot{y}_4 - l_3 \dot{y}_5) + \beta_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_{03}) = 0; \\ m_4 \ddot{y}_4 + c_4(l_1 y_5 + y_4 - y_1) + c_5(-y_2 + y_4 - l_2 y_5) + c_6(-y_3 + y_4 - l_3 y_5) + \\ + \beta_4(l_1 \dot{y}_5 + \dot{y}_4 - \dot{y}_1) + \beta_5(-\dot{y}_2 + \dot{y}_4 - l_2 \dot{y}_5) + \beta_6(-\dot{y}_3 + \dot{y}_4 - l_3 \dot{y}_5) = 0; \\ I \ddot{y}_5 + c_4 l_1 (l_1 y_5 + y_4 - y_1) - c_5 l_2 (-y_2 + y_4 - l_2 y_5) - c_6 l_3 (-y_3 + y_4 - l_3 y_5) + \\ + \beta_4 l_1 (l_1 \dot{y}_5 + \dot{y}_4 - \dot{y}_1) - \beta_5 l_2 (-\dot{y}_2 + \dot{y}_4 - l_2 \dot{y}_5) - \beta_6 l_3 (-\dot{y}_3 + \dot{y}_4 - l_3 \dot{y}_5) = 0. \end{cases}$$

Параметри в системі диференціальних рівнянь відповідають рис. 1.

Інтегрування наведених вище рівнянь для різних видів збурення зі сторони дороги та різних швидкостей руху автобуса здійснювалося у програмному середовищі MATLAB Simulink (рис. 2).

Один з результатів симулювання перехідних процесів у динамічній моделі тривісного автобуса наведено на рис. 3.

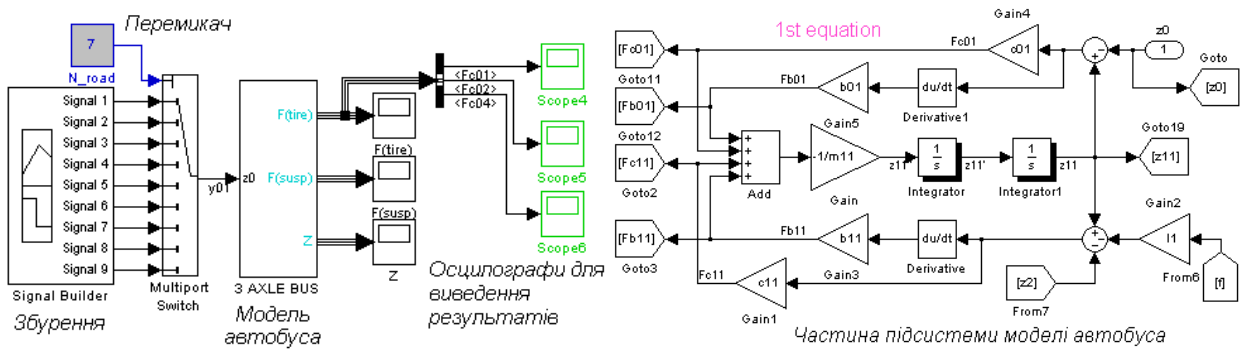


Рис. 2. Симуляційна модель у середовищі MATLAB Simulink

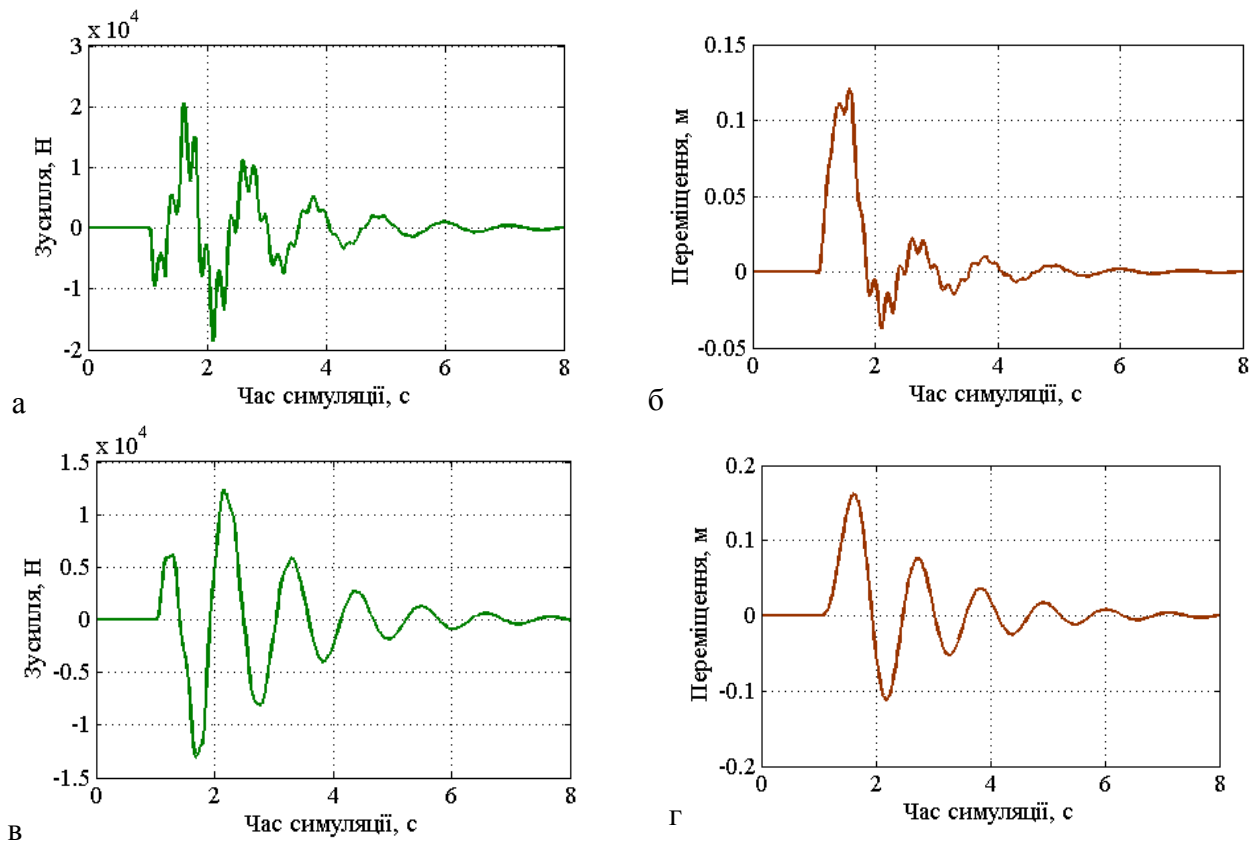


Рисунок 3 – Зусилля у шині заднього моста (а), вертикальне коливання колеса (б), зусилля у пружному елементі задньої підвіски (в) та переміщення піддресореної маси (в) при переїзді поодинокій перешкоди ( $m_1=m_3=400$  кг,  $m_2=460$  кг,  $m_4=7000$  кг;  $c_1=c_2=c_3=500$  кН/м,  $c_4=c_5=c_6=100$  кН/м,  $\beta_1=\beta_2=\beta_3=150$  Н·м/с,  $\beta_4=\beta_5=\beta_6=5000$  Н·м/с,  $I=4000$  кг·м<sup>2</sup>,  $l_1=4,5$  м,  $l_2=4$  м,  $l_3=4,7$  м)

Використання розробленої симуляційної моделі дає змогу аналізувати вплив схеми автобуса на протікання коливних процесів у підвісці, плавність ходу та навантаження, що передаються на поверхню дороги.



## **АЛГОРИТМИ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ МЕХАНІЧНОЮ СТУПЕНЕВОЮ ТРАНСМІСІЄЮ АВТОМОБІЛЯ**

Створення багатофункціональних мехатронних систем керування трансмісією автомобіля на базі механічної коробки передач (МКП) з фрикційними елементами вважається одним з перспективних напрямів інновацій в автомобілебудуванні. Відтак, автоматизація МКП, які мають вищий ККД, меншу масу і меншу собівартість виготовлення у порівнянні з гідромеханічними передачами привертає увагу дослідників у царині покращення експлуатаційних властивостей АТЗ [1].

Проектування засобів автоматизації таких силових агрегатів потребує розв'язання низки взаємопов'язаних задач, серед яких чи не найскладнішою є задача синтезу законів та алгоритмів перемикання передач. Складність цієї задачі полягає, перш за все, у необхідності задовольнити як вимоги максимальної динамічності автомобіля, так і вимоги якнайвищої паливної економності [2].

Отож вважають за необхідне радикально розрізнити поняття «динамічних» й поняття «енергоощадних» оптимальних законів перемикання МКП. Всі інші різновиди законів автоматичного керування нею – це, мабуть, компроміс між цими основними законами [3].

Таке переконання справді має підстави, якщо у разі перемикання передач не передбачено зміни режиму роботи двигуна (зміни положення органа керування двигуном).

Насправді ж, виявляється, оптимальними є закони перемикання ступенів у МКП, які забезпечують однаковість перед і після перемикання: швидкості руху автомобіля  $v$ , тягового зусилля рушія  $P_T$  та швидкості  $Q_i$  споживання двигуном палива (умови, які впливають з аналізу доцільності зміни передач) [3]. А от режим роботи двигуна якраз і повинен змінюватись – так, щоби забезпечити дотримання щойно перелічених умов. Власне у такому разі керування МКП дозволяє задовольнити ще одну важливу вимогу – беззастережну непорушність обраної водієм програми руху автомобіля (принцип невтручання автомата у вибір водія).

Донедавна методологія синтезу систем автоматичного керування трансмісією автомобіля охоплювала доволі широке поле супутніх оптимізаційних задач. Але разом з тим, не вдалося розробити єдиної теорії синтезу таких оптимальних систем. Та й тлумачення змісту окремих задач досі залишається непрозорим та внутрішньо суперечливим.

Аналізуючи досягнення в області синтезу та виготовлення трансмісій, які доведені до масового виробництва робимо висновок про те, що алгоритми перемикання з використанням двигуна, як засобу синхронізації швидкості обертів ведучих і ведених валів МКП стають усе більш актуальними [1-3].

Залежно від умов руху (легкі чи скрутні), керування двигуном є вирішальним, як для усунення циркуляції потужності на початку чи наприкінці перемикання, а також забезпечення плавності перемикання.

Задача забезпечення плавності перемикання передач визнана чи не найскладнішою. При перемиканні з нижчої передачі на вищу і з вищої на нижчу застосовують як різні закони, так і різні «алгоритми плавності». Варто наголосити на тому, що керування плавною зміною передач здійснюють одночасною зміною тиску робочої рідини у циліндрі фрикціону, що вмикає нову передачу, та обертового моменту двигуна. За таких умов процес перемикання, зокрема, за умови відсутності переривання потоку потужності на думку дослідників необхідно поділяти на 3-5 періодів [4].

З урахуванням основних характеристик двигуна (паливовитратна, швидкісна), впливу потужності буксування на швидкість обертання первинного та вторинного валів МКП розроблена і реалізована у програмному середовищі MathCAD динамічна модель перемикання передач МКП. Основним результатом такого моделювання є можливість реалізації автомобілем заданої програми руху надаючи перевагу лише форсованим способам керування двигуном (не форсовані способи керування слід сприймати лише, як допоміжні). Цей висновок слід сприймати як позитивний.

Сповідуючи принцип (глобальної, але не завжди локальної) непорушності обраної водієм програми руху автомобіля, таке моделювання дозволяє не розрізняти динамічні та енергоощадні закони перемикання передач. Справді, яку б програму не обрав водій система оптимального керування МКП зобов'язана вести себе так, аби мінімізувати витрату пального, в жодному разі не переймаючись тим, як діє водій (не заважаючи йому).

### Література

1. Кусяк В.А. Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов: монография / В.А. Кусяк, В.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2015. – 295 с.
2. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля. Львов: Свит, 1992. – 208 с.
3. Гащук П.М., Пельо Р.А. Обґрунтування вибору програми перемикань в механічній трансмісії автомобіля при реалізації заданої програми руху // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. збірник. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2007. – Вип. 41. – С. 73-80.
4. Курочкин Ф.Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля. Дисс. канд. техн. наук. – М., 2008 – 149 с.

**Песков Вячеслав Иванович**, к.т.н., профессор, [vp.peskov@mail.ru](mailto:vp.peskov@mail.ru)  
*Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева*  
**Пожидаев Сергей Петрович**, к.т.н., с.н.с., [spozhy2@ukr.net](mailto:spozhy2@ukr.net)  
*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины*

## К РАСЧЕТУ МАКСИМАЛЬНОЙ ВЫСОТЫ ЭСКАРПА, ДОСТУПНОГО ДЛЯ ПРЕОДОЛЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНОЙ

Известны расчетные зависимости для определения высоты  $H_3^{\max}$  эскарпа (прямоугольного выступа), доступного для преодоления четырехколесными моно- или полноприводными машинами при одновременном въезде на препятствие обоими колесами одной оси (фронтальный въезд) [1–4].

Все упомянутые зависимости имеют одинаковую структуру:

$$H_3^{\max} = r_c \left( 1 - (1 - \Delta_{\text{ш}} / r_c) / \sqrt{K_i^2 + 1} \right) \quad (1)$$

где  $r_c$  – свободный радиус эластичного колеса;  $\Delta_{\text{ш}}$  – радиальная деформация шины на ребре выступа;  $K_i$  – коэффициент, учитывающий обстоятельства ситуации преодоления препятствия и конструктивные особенности колесной машины; при преодолении выступа ведомыми или ведущими колесами моноприводных машин этот коэффициент обозначаем соответственно как  $K_1$  или  $K_2$ ; а при преодолении выступа передними или задними колесами полноприводных машин – как  $K_3$ .

Например, при определении высоты эскарпа, доступного для преодоления ведомыми колесами двухосных моноприводных машин (передними колесами заднеприводных машин или задними колесами переднеприводных машин), коэффициент  $K_1$  вычисляется по соотношению:

$$K_i = K_1 = (\varphi - f)G_2 / G_1 \quad (2)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления ведущих колес с дорожным покрытием;  $f$  – коэффициент сопротивления качению ведущих колес;  $G_2$ ,  $G_1$  – вертикальная нагрузка соответственно на ведущие и ведомые колеса.

При этом процесс преодоления препятствия рассматривается как статический, т.е. без учета сил инерции, возникающих при наезде на препятствие. Не учитывается также изменение развесовки по осям автомобиля под воздействием реактивных крутящих моментов, действующих на кузов автомобиля со стороны ведущих мостов.

Анализ процесса преодоления эскарпа с учетом упомянутых факторов показывает, что выражения, определяющие значения коэффициентов  $K_1$ ,  $K_2$  или  $K_3$ , усложняются. Например, соотношение (2) принимает вид:

$$K_1 = [(\varphi - f)(G_2 + \Delta_{R1}) + F_{i1}] / (G_1 - \Delta_{R1}), \quad (3)$$

где

$$\Delta_{R1} = [\varphi G_2 r_c - m a_x (h - r_c)] / B,$$

$m$  – масса колесной машины;  $a_x$  – максимальное горизонтальное замедление при наезде на препятствие с ходу (допустимым может считаться  $a_x = 0,5g$ );  $h$  – высота центра масс машины;  $B$  – база машины.

Иной вид принимают и выражения для определения коэффициентов  $K_2$  и  $K_3$ .

В таблице приведены результаты определения высоты эскарпа, доступного для преодоления автомобилями с различным типом привода колес, без учета и с учетом динамических явлений. В последнем случае продольное замедление автомобилей в момент столкновения колес с препятствием принято равным  $0,3g$ , что не критично для ходовой части машины.

Высота эскарпа, доступного для преодоления, представлена в абсолютном измерении (мм) и в долях от свободного радиуса колес (в скобках)

Характеристика автомобиля и условий переезда	Режим		Характеристика автомобиля и условий переезда	Режим	
	статический	динамический		статический	динамический
Передние колеса заднеприводного автомобиля 4×2, $G_1/G_2 = 0,54/0,46$	90 (0,300)	134 (0,447)	Передние колеса автомобиля 4×4, $G_1/G_2 = 0,58/0,42$ , база 2,2 м	266 (0,806)	297 (0,900)
Задние колеса заднеприводного автомобиля 4×2, $G_1/G_2 = 0,54/0,46$	103 (0,343)	152 (0,507) $G_1/G_2 = 0,58/0,42$	Задние колеса автомобиля 4×4, база 2,2 м	216 (0,655)	265 (0,803)
Передние колеса переднеприводного автомобиля, $G_1/G_2 = 0,57/0,43$	102 (0,340)	151 (503)	Передние колеса автомобиля 4×4, $G_1/G_2 = 0,58/0,42$ , база 2,7 м	256 (0,776)	289 (0,876)
Задние колеса переднеприводного автомобиля, $G_1/G_2 = 0,57/0,43$	93 (0,310)	157 (523)	Задние колеса автомобиля 4×4, $G_1/G_2 = 0,58/0,42$ , база 2,7 м	235 (0,712)	277 (0,839)

### Литература

1. Песков В.И., Сердюк В.И., Сердюк А.Е. Совершенствование эксплуатационных качеств автомобиля : монография. – Н. Новгород, : НГТУ, 2009. – 135 с.
2. Кузьмин Н.А., Песков В.И. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – М.: «ФОРУМ», 2013. – 256 с.
3. Песков В.И., Шкарівський Г.В. Розрахункове визначення експлуатаційних характеристик автомобіля: монографія.– К.: Аграр Медіа Груп», 2017. – 274 с.
4. Агейкин, Я.С., Вольская Н.С., Чичекин И.В. Проходимость автомобиля. – М.: МГИУ, 2000. – 141 с.

## ОПИСАНИЕ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ С ПОМОЩЬЮ ЗАКОНА СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ

Разгон автомобиля является одним из самых сложных режимов движения, вследствие чего до настоящего времени не имеется его простого теоретического описания. Но эта задача может быть решена с помощью закона сохранения энергии. Приняв, что мерой полезного эффекта при разгоне, происходящем на горизонтальной поверхности, является кинетическая энергия автомобиля, его разгон можем рассматривать как процесс «накачки» автомобиля упомянутой энергией, в которую преобразуется некоторая часть механической работы, выполняемой двигателем.

А именно, если время разгона автомобиля до заданной скорости движения  $v$ , м/с равно  $t$ , с, а двигатель автомобиля имеет номинальную эффективную мощность  $N_e$ , кВт, то получаем, что за отрезок времени  $t$  он теоретически способен выполнить механическую работу  $A$ , равную, Дж:

$$A = N_e t \cdot 10^3. \quad (1)$$

Но полезная работа равна накопленной в процессе разгона кинетической энергии  $T$  автомобиля в его поступательном движении, Дж:

$$T = mv^2 / 2, \quad (2)$$

где  $m$  – масса автомобиля с грузом (полная масса), кг.

Частное от деления величины (2) на (1) представляет собой энергетический цикловой КПД автомобиля при его разгоне  $\eta_{ц,р}$ :

$$\eta_{ц,р} = mv^2 10^{-3} / (2N_e t). \quad (3)$$

Соотношение (3) предоставляет полную и всестороннюю информацию обо всех существенных сторонах процесса разгона. Из него следует ряд новых и важных следствий, основные из которых перечислена ниже.

1. Для характеристики энергетической эффективности автомобиля в процессе разгона необходимы и достаточны значения всего лишь четырех независимых переменных –  $t$ ,  $v$ ,  $N_e$  и  $m$ . Они являются доминирующими, ключевыми факторами, влияющими на разгон автомобиля.

2. Все остальные факторы являются второстепенными. Их роль достаточно оценивать одним обобщающим коэффициентом – цикловым энергетическим КПД  $\eta_{ц,р}$ .

3. Неизвестной величиной в соотношении (3) является только одна из ключевых переменных – время  $t$  разгона автомобиля до заданной скорости, но её экспериментальное определение не представляет труда.

4. Значение циклового КПД (3) опирается на значения величин  $t$ ,  $v$ ,  $N_e$  и  $m$ , каждое из которых можно определить с любой наперёд заданной точностью.

Следовательно, с такой же точностью может быть вычислено и значение циклового КПД при разгоне автомобиля.

5. Числовые значения величин  $t$ ,  $v$ ,  $N_e$  и  $m$  всех современных автомобилей имеются в соответствующих справочниках. Это даёт возможность легко создать базу данных их циклового КПД при разгоне.

6. Если известны значения величин  $\eta_{ц,р}$ ,  $m$  и  $N_e$ , то с помощью преобразованного соотношения (3) не представляет труда теоретически определять время разгона автомобиля до заданной скорости  $v$ :

$$t = m v^2 10^{-3} / (2 N_e \eta_{ц,р}) = (v^2 10^{-3} / (2 \eta_{ц,р})) m' = b m', \quad (4)$$

где  $m' = m / N_e$  – удельная масса автомобиля, кг/кВт;  $b = (v^2 10^{-3} / (2 \eta_{ц,р}))$  – коэффициент прямо пропорциональной зависимости.

7. Формула (4) указывает еще на один, неизвестный ранее факт: время разгона автомобилей до заданной скорости представляет собой прямо пропорциональную зависимость от их (автомобилей) удельной массы  $m'$ .

8. Установление этого факта позволяет отказаться от принятого в настоящее время в теории автомобиля существенно более сложного представления времени разгона в виде гиперболической функции от удельной мощности автомобиля  $N_{уд}$ .

9. Соотношение (4) предельно упрощает проверку значения циклового КПД (3) – она сводится к сопоставлению расчетного (4) и экспериментально полученного значения времени разгона  $t$ .

10. Соотношение (3), разрешенное относительно  $N_e$ , позволяет определять мощность двигателя, минимально необходимую для обеспечения разгона автомобиля массой  $m$  за заданное время  $t$ :

$$N_e = m v^2 10^{-3} / (2 t \eta_{ц,р}). \quad (5)$$

11. Это же соотношение может быть положено в основу экспресс-метода оценки фактической мощности двигателей автомобилей, значение циклового КПД которых известно. Реализация этого метода возможна в условиях любого автотранспортного предприятия – роль нагрузочного устройства будет выполнять разгоняемый автомобиль. В качестве испытательного оборудования необходим только секундомер.

12. Соотношение (3), разрешенное относительно полной массы автомобиля  $m$ , позволяет определять её значение, максимально допустимое для обеспечения разгона автомобиля за заданное время  $t$  при заданной мощности двигателя  $N_e$ :

$$m_{\max} = 2 N_e t \eta_{ц,р} 10^3 / v^2. \quad (6)$$

Более обстоятельно разгон автомобиля с позиций закона сохранения энергии рассмотрен в монографии Пожидаев С.П., Трояновская И.П., Шкаровский Г.В. Некоторые вопросы теории движения самоходных машин и агрегатов. – К.: Аграр Медия Груп, 2016. – 412 с.

## О ПРОТИВОРЕЧИИ В ТЕОРИИ КАЧЕНИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

Во всех современных учебниках указывается, что взаимосвязь между крутящим моментом колеса  $M_k$  и его силой тяги  $P_k$  осуществляется посредством динамического радиуса  $r_d$ :

$$M_k = P_k \cdot r_d + R_z \cdot a, \quad (1)$$

где  $R_z$  – нормальная реакция опорной поверхности на колесо;  $a$  – продольный снос нормальной реакции.

Однако в учебниках Г.А. Смирнова (МВТУ им. Баумана), А.И. Гришкевича (Белорусский политехнический институт), а также в п. 38 действующего стандарта ГОСТ 17697-72 утверждается, что упомянутая взаимосвязь осуществляется посредством радиуса качения колеса  $r_k$  (здесь и везде далее он рассматривается без учета буксования или проскальзывания):

$$M_k = P_k \cdot r_k + M_f = P_k \cdot r_k + f R_z r_k, \quad (2)$$

где  $M_f = f R_z r_k$  – момент сопротивления перекатыванию,  $f$  – коэффициент сопротивления перекатыванию.

Уравнения (1) и (2) представляют собой два различных способа вычисления одной и той же физической величины, результаты расчетов по ним должны совпадать. Но поскольку величины  $r_d$  и  $r_k$  могут существенно различаться, то результаты расчетов по уравнениям (1) и (2) тоже могут быть разными (вторые слагаемые в правых частях уравнений (1) и (2) из-за своей малости в общем случае не могут компенсировать различия в значениях первых слагаемых). Это является признаком научной проблемы, без разрешения которой теория качения не может претендовать на истинность предоставляемых ею результатов. Результаты расчетов всегда можно оспорить, противопоставив им существенно иные результаты.

Колесо является одним из многих возможных конструктивных вариантов исполнения движителей. Например, при движении по рыхлому песку могут применяться квадратные колеса, при движении по глубокому бездорожью – планетарно-колесные движители (их можно рассматривать как треугольные колеса), а также гусеничные или шагающие движители. Любой из движителей представляет собой устройство для преобразования энергии вращательного движения в механическую работу поступательного движения. В результате этого общие закономерности энергетических и силовых свойств всех движителей должны быть одинаковыми. Рассмотрим их, для чего составим уравнение баланса энергий (работ) на входе устройства (во вращательном движении) и на выходе (в поступательном движении):

$$(M_k - M_f)\alpha = P_k L_T = P_k k\alpha \quad (3)$$

где  $M_k$  – подведенный к устройству крутящий момент;  $M_f$  – потери крутящего момента на преодоление сил трения в устройстве;  $\alpha$  – угол поворота входного элемента устройства;  $P_k$  – сила тяги, которую развивает выходной элемент устройства в поступательном движении;  $L_T$  – теоретический путь поступательного перемещения выходного элемента, наблюдающийся при повороте входного элемента на угол  $\alpha$ ;  $k = L_T / \alpha$  – коэффициент пропорциональности между значениями величин  $L_T$  и  $\alpha$ .

Разрешим равенство (3) относительно силы тяги  $P_k$ :

$$P_k = (M_k - M_f)\alpha / L_T = (M_k - M_f) / k. \quad (4)$$

Таким образом, сила тяги  $P_k$  на выходе любого устройства, предназначенного для преобразования механической энергии вращательного движения в механическую работу поступательного движения, независимо от его конструктивного исполнения зависит от значения только двух величин: полезной входной энергии  $(M_k - M_f)\alpha$  и пути  $L_T$ . Из этого следует:

а) для определения силы тяги  $P_k$  на выходе такого устройства необходимыми и достаточными являются значения только двух указанных выше величин или величин, функционально связанных с ними. Например, вместо полезной энергии можно применять полезный крутящий момент  $M_k - M_f$ , а вместо пути  $L_T$  поступательного перемещения – коэффициент пропорциональности  $k$  между значениями  $L_T$  и  $\alpha$ ;

б) применительно к гусеничному или колесному движителям коэффициент пропорциональности  $k$  представляет собой радиус качения  $r_k$  соответственно ведущей звездочки или колес. Это подтверждает необходимость применения для эластичного колеса именно радиуса качения, а не динамического радиуса;

в) любые физические величины, функционально не связанные с полезной энергией  $(M_k - M_f)\alpha$  или путем  $L_T$ , непригодны для определения силы тяги на выходе движителей. Это является достаточным доказательством ошибочности применения динамического радиуса для определения взаимосвязи между величинами  $M_k$  и  $P_k$ : ведь этот радиус не связан ни с полезной энергией  $(M_k - M_f)\alpha$ , ни с путем  $L_T$ , проходимым эластичным колесом.

Более обстоятельно данная проблема рассмотрена в монографии [1]. Там же вскрыты и причины, приведшие к неправомерному применению динамического радиуса в теории качения эластичного колеса.

### Литература

1. Пожидаев С.П., Трояновская И.П., Шкаровский Г.В. Некоторые вопросы теории движения самоходных машин и агрегатов. – К.: Аграр Медиа Груп, 2016. – 412 с.



**Приходько А.А.,**

*Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара, Украина*

**Арсенюк М.С.**

*Институт транспортных систем и технологий НАН Украины*

## **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ГЕОМЕТРИЕЙ КОРПУСА ТИПА AHMED CAR**

Транспорт является одной из основ современного мира - подавляющая часть перевозок груза и пассажиров внутри стран осуществляется автомобилями и поездами. Прогресс человеческого общества требует постоянного увеличения скоростей перевозок, их экономичности, безопасности и бесшумности. Добиться этого можно улучшая силовую установку, систему подвеса, аэродинамику корпусов, внутреннее пассажирское снаряжение.

Современная автомобильная промышленность все чаще обращается к помощи численного расчета аэродинамических характеристик транспортных средств для оптимизации их формы, повышения устойчивости и экономичности. Численные методы моделирования аэродинамики на основе решения уравнений Навье-Стокса позволяют при сравнительно небольших временных затратах получить удовлетворительные результаты без использования дорогостоящих натуральных экспериментов на полномасштабных моделях транспортных средств.

Многообразие конструктивных элементов автомобилей и широкий диапазон эксплуатационных ситуаций приводит к появлению вихревых структур в следе при обтекании корпуса, которые оказывают существенное влияние на аэродинамические характеристики. В настоящее время созданы предпосылки для широкого применения методов вычислительной аэродинамики для определения особенностей обтекания корпусов наземного транспорта, выбора компоновки, геометрии транспортного аппарата на этапе проектирования [1–3].

При проведении численного моделирования аэродинамики одной из главных задач перед самим расчетом целевой геометрии является тестирование разработанной методики. Тестирование можно проводить на нескольких задачах – от более простых (обтекание цилиндра) до более сложных, приближенных к целевым – например, обтекание упрощенной модели автомобиля, предложенной Ahmed S.R. [4] (упоминается в литературе как «Ahmed reference car model» или «Ahmed car»), по которой на сегодня имеется большое множество данных, как по натурным экспериментам, так и по результатам численного моделирования с разнообразными подходами [4–6]. Данный факт позволяет сравнивать разнообразные подходы численного моделирования, методики, модели турбулентности и проводить верификацию, используя экспериментальные данные.

Целью данной работы является тестирование разработанной методики численного моделирования на основе уравнений Навье-Стокса, на задаче обтекания упрощенной модели автомобиля типа Ahmed Car.

В настоящей работе рассматриваются результаты численного моделирования обтекания модели транспортного средства с геометрией типа Ahmed Car [4] вблизи путевой структуры набегающим потоком со скоростью  $V = 40$  м/с (рис. 1).

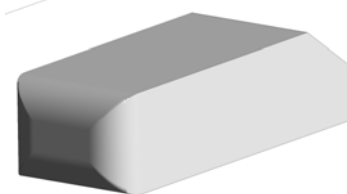


Рис. 1. Общий вид Ahmed Car

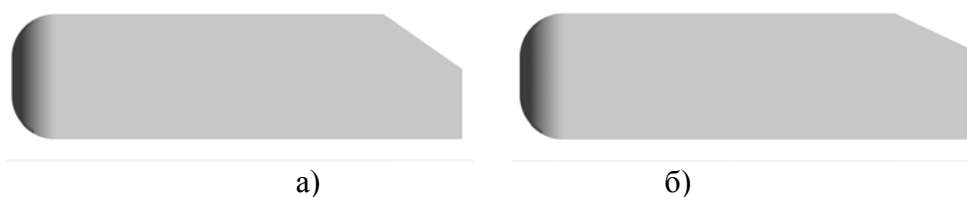


Рис. 2. Вид сбоку на Ahmed Car с углом скоса  $35^\circ$  (а) и  $25^\circ$  (б)

Корпус модели типа Ahmed Car состоит из параллелепипеда 1,05 м длинной, 0,28 м высотой и 0,39 м шириной, с цилиндрическими скруглениями передних ребер и косым срезом заднего верхнего ребра. В расчете участвовали две геометрии с двумя углами заднего скоса –  $25$  и  $35^\circ$ . Модель расположена вблизи плоскости, имитирующей путевую структуру на расстоянии 0,05 м (рис. 1).

Для исследования обтекания модели типа Ahmed Car потоком вязкой несжимаемой жидкости воспользуемся уравнением неразрывности и осредненными по Рейнольдсу нестационарными трехмерными уравнениями Навье-Стокса:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0,$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right).$$

Здесь  $x_i$  – декартовы координаты,  $u_i$  – декартовы компоненты вектора скорости,  $i, j = 1, 2, 3$ , предполагается суммирование по одинаковым индексам,  $t$  – время,  $p$  – давление,  $\rho$  – плотность,  $\overline{u_i u_j}$  – напряжения Рейнольдса. При замыкании системы уравнений использовалась модель турбулентности SST (Shear Stress Transport).

В качестве начальных условий приняты параметры невозмущенного потока. Граничные условия: на бесконечности задавались параметры невозмущенного потока, на корпусе модели и на путевой структуре – условия прилипания. При интегрировании уравнений применяется метод конечного объема. В

расчетах использовались численные методики, имеющие второй порядок аппроксимации по времени и пространственным переменным [1, 4]. Расчеты выполнены на гексаэдрической неструктурированной сетке, состоящей из 3.5 млн узлов.

В результате численного эксперимента получены распределения параметров газа в области вокруг модели Ahmed Car, а так же воздействие, оказываемое набегающим потоком на корпус модели. На рис. 3–9 представлена визуализация течения вокруг корпуса модели Ahmed Car.

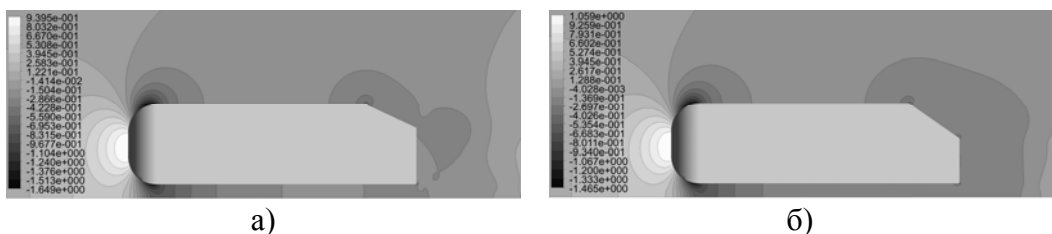


Рис. 3. Распределение давления в плоскости симметрии Ahmed Car с углом скоса 25° (а) и 35° (б)

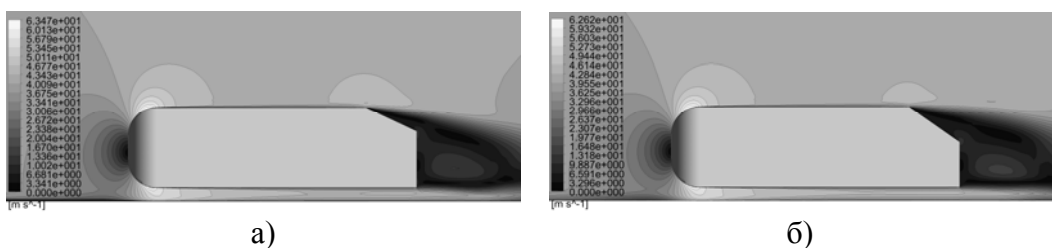


Рис. 4. Распределение модуля вектора скорости в плоскости симметрии Ahmed Car с углом скоса 25° (а) и 35° (б)

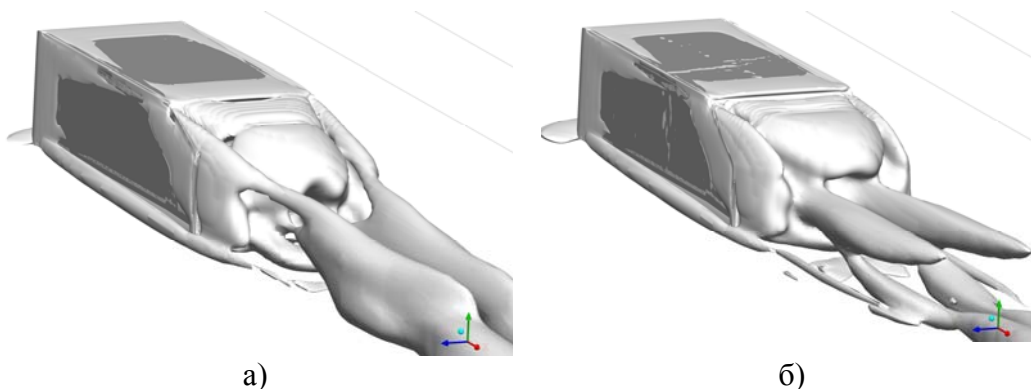


Рис. 5. Поверхность постоянного значения инварианта скорости Q вокруг Ahmed Car с углом скоса 25° (а) и 35° (б)

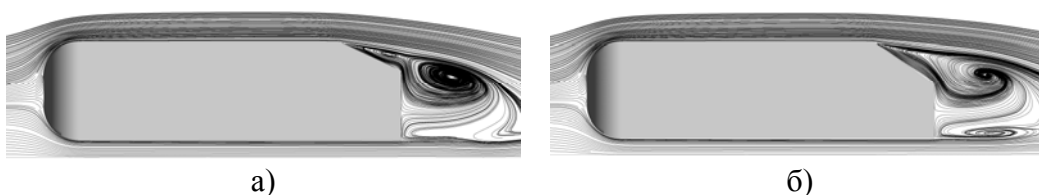


Рис. 6. Линии тока в плоскости симметрии Ahmed Car с углом скоса 25° (а) и 35° (б)

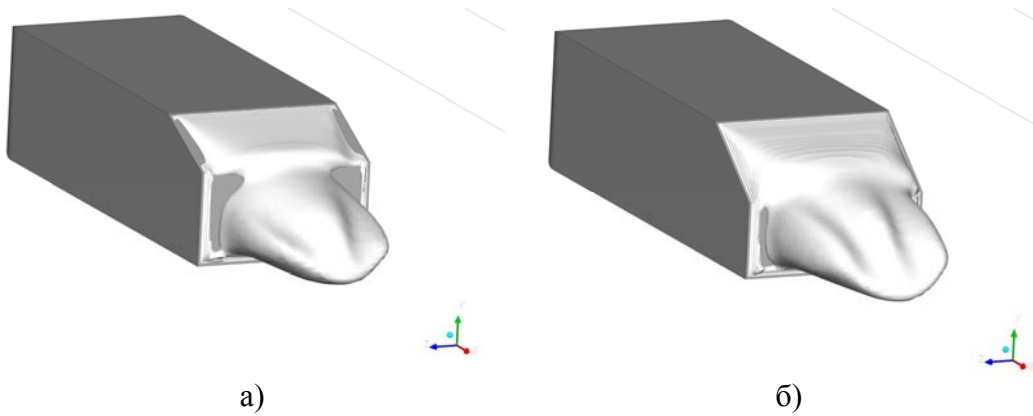


Рис. 7. Область возвратного течения за корпусом Ahmed Car с углом скоса  $25^\circ$  (а) и  $35^\circ$  (б)

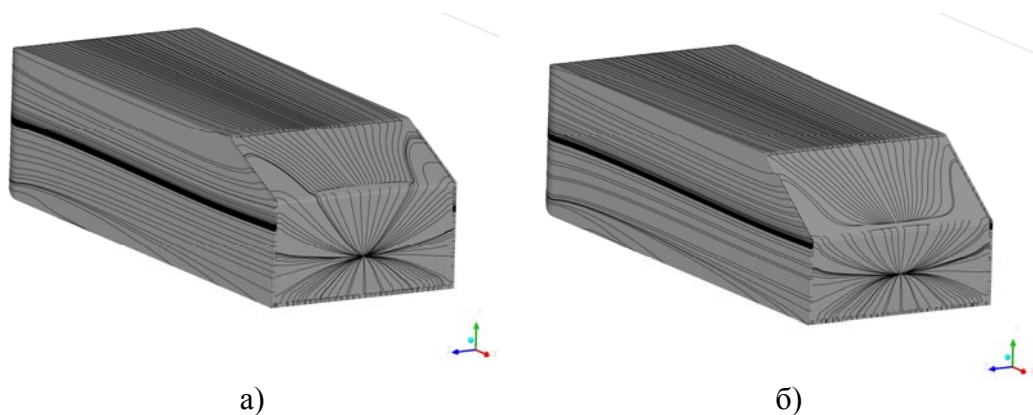


Рис. 8. Поверхностные линии тока (б) на корпусе Ahmed Car с углом скоса  $25^\circ$  (а) и  $35^\circ$  (б)

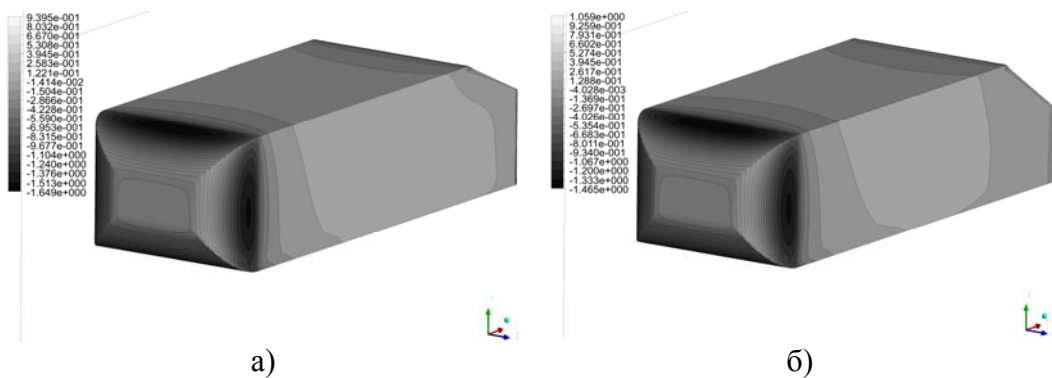


Рис. 9. Распределение коэффициента давления  $C_p$  по поверхности корпуса Ahmed Car с углом скоса  $25^\circ$  (а) и  $35^\circ$  (б)

На рис. 3, рис. 4, рис. 9 представлены распределения коэффициента давления и модуля вектора скорости в продольном срединном сечении и на корпусе модели Ahmed Car. Пространственная структура течения, поверхностные линии тока и область возвратного течения представлены на рис. 5–8. Распределение коэффициента давления и трения вдоль центральной линии среза на корпусе Ahmed Car представлены на рис. 10 и 11.

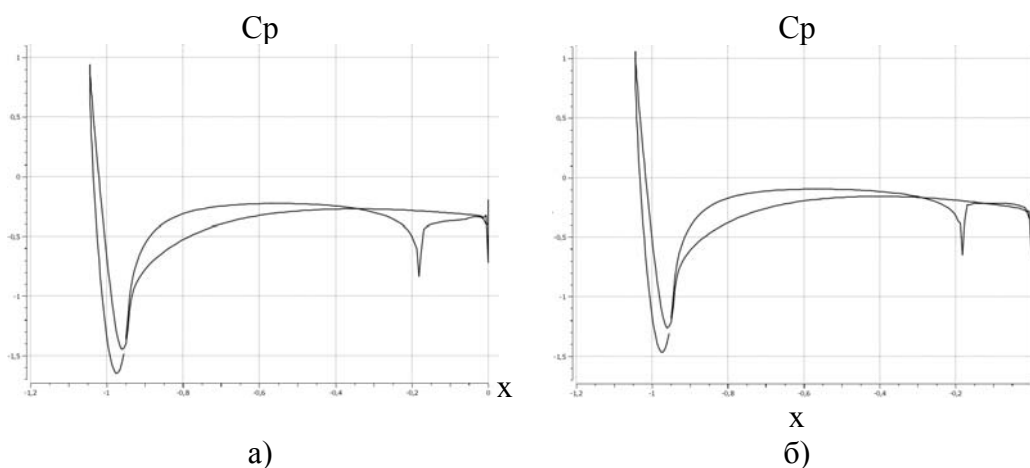


Рис. 10. Распределение коэффициента давления  $C_p$  вдоль линии среза по центру корпуса Ahmed Car с углом скоса  $25^\circ$  (а) и  $35^\circ$  (б)

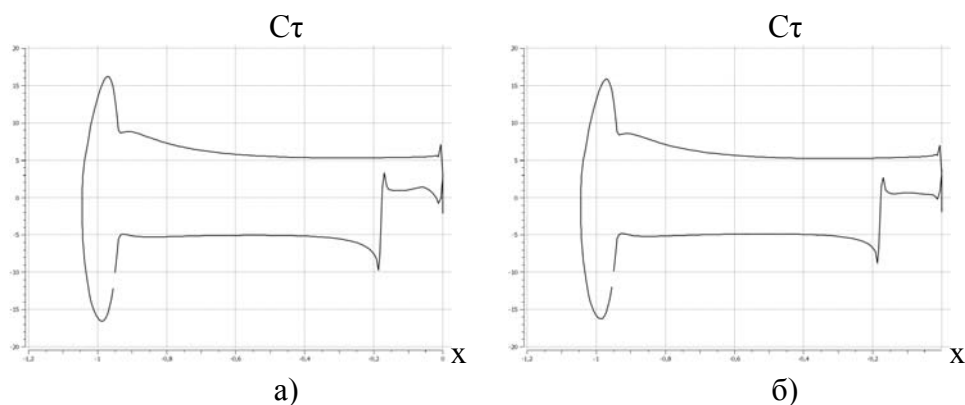


Рис. 11. Распределение коэффициента трения  $C_t$  вдоль линии среза по центру корпуса Ahmed Car с углом скоса  $25^\circ$  (а) и  $35^\circ$  (б)

Распределения давления, трения и скорости (рис. 5 – рис. 6) показывают типичную картину обтекания тела плохообтекаемой формы – перед носовой частью образуется область торможения воздуха и повышения давления, за передними кромками по всему периметру образуются зоны пониженного давления и ускорения потока воздуха.

Визуализация пространственного течения и поверхностных линий тока показывают наличие отрыва потока с задних кромок корпуса Ahmed Car с формированием системы присоединенных крупных поперечных вихрей и нескольких противоположно вращающихся продольных вихрей, сходящих с задних боковых кромок корпуса и образующих вихревой след за корпусом модели. Один большой поперечный вихрь располагается сразу за всей задней поверхностью корпуса модели, однако при угле скоса  $25^\circ$  он разбивается на два поперечных вихря задней кромкой. Вокруг большого поперечного вихря имеется система из противоположно-вращающихся продольных вихрей. Два крупных противоположно-вращающихся продольных вихря отходят от корпуса

и образуют вихревой след за телом. Два продольных вихря меньшего масштаба сходят с нижних боковых кромок носовой части и располагаются вдоль всего тела до зоны задних вихрей.

### **Выводы**

На основе нестационарных трехмерных осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса выполнено численное моделирование обтекания модели Ahmed Car потоком вязкого сжимаемого газа.

Представлены результаты визуализации пространственной вихревой структуры при обтекании корпуса модели, распределения давления и трения на ее поверхности. Анализ результатов показал наличие отрыва за задней поверхностью корпуса модели и систему поперечных и продольных вихрей. Два самых крупных продольных поперечно вращающихся вихря формируют вихревой след за корпусом модели Ahmed Car.

### **Литература**

1. Приходько А.А. Компьютерные технологии в аэрогидромеханике и тепло-массообмене. – Киев: Наукова думка, 2003.-380 с.
2. Приходько А.А., Арсенюк М.С., Алхимов А.В. Математическое моделирование вихревых структур при пространственном обтекании цилиндра // Труды XVII Международного симпозиума «Методы дискретных особенностей в задачах математической физики» (МДОЗМФ- 2015). Харьков-Сумы, 2015. – С. 216-219.
3. Приходько А.А. Программное-методическое обеспечение для расчета на основе уравнений Навье-Стокса обтекания летательных аппаратов и их элементов // Авиа-2017. Доклады XIII Международной научно-технической конференции, Киев, 19-21 апреля. Секция «Аэродинамика и безопасность полетов».2017. - С. 22.6-22.10.
4. Ahmed, S.R., Ramm, G., Some Salient Features of the Time-Averaged Ground Vehicle Wake. SAE Technical Paper 840300, 1984.
5. Minguez M., Pasquetti R., Serre E. High-order large-eddy simulation of flow over the «Ahmed body» car model // Physics of Fluids, 2008. 20, N095101, 2008. – 17 p. doi: 10.1063/1.2952595.
6. Gilliéron P., Chometon F., Modelling of Stationary Three-Dimensional Separated Air Flows around an Ahmed Reference Model, ESAIM: Proc. 7, 1999. - P.173-182.

**Роговий Андрій Сергійович**, к.т.н., доцент, [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)  
**Дрокін Антон Олександрович**, студент групи А-31т  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХОРОКАМЕРНОГО НАГНІТАЧА В БЕЗДРЕНАЖНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ**

Надійність і довговічність нагнітачів, які добре зарекомендували себе при роботі на однорідних середовищах, значно знижуються при перекачуванні гетерогенних середовищ. Так, у багатьох галузях промисловості, динамічні насоси швидко виходять із ладу, внаслідок впливу різних несприятливих факторів з боку робочих середовищ й особливостей технологічного процесу. Особливо гостро питання зношування стоїть в галузях промисловості, де доводиться перекачувати сипучі матеріали або робочі середовища, які є сильно забруднені. У цьому випадку рухливі робочі органи нагнітачів швидко зношуються внаслідок абразивного зношування.

Середній наробіток на відмову динамічних насосів на гірничо-збагачувальних комбінатах становить близько 700-2000 год [1]. Крім того, перекачування гетерогенних середовищ приводить до значного зниження показників ефективності нагнітачів [2]. Таким чином, стає доцільними використати струминні апарати в багатьох технологічних процесах. Однак, струминні прямиоточні нагнітачі, хоча й мають порівняно з іншими струминними апаратами, високий ККД, що досягає 30 %, але володіють значними поздовжніми розмірами, що в деяких технологічних процесах ускладнює їхнє компонування [3]. З іншого боку, використання властивостей закручених потоків, таких як зниження тиску на осі, привело до створення вихрових ежекторів, однак їх енергетичні показники виявилися дуже зниженим [4, 5]. Таким чином, удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів є актуальною проблемою, рішенням якої може бути використання більш досконалих принципів передачі енергії й технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів на основі вихрової камери, якими є вихорокамерні нагнітачі [6, 7], які завдяки використанню відцентрової сили, мають кращу, у порівнянні з вихровими ежекторами, енергетичну ефективність [6].

Перші публікації про струминні нагнітачі з вихровою камерою змішання опубліковані в [8], однак автором не було проведено яких-небудь теоретичних або експериментальних досліджень щодо енергетичних характеристик. Крім того, конструкція, запропонована в [8], має недоліки, пов'язані з наявністю скидання середовища в дренажний канал. Автори робіт [9, 10] обґрунтували ефективність застосування вихорокамерних нагнітачів (ВКН) при перекачуванні сипучих середовищ і провели експериментальні дослідження, що довели їхні кращі характеристики. Як показано в роботі [11], залежно від співвідношення геометричних параметрів, у ВКН може бути реалізовано два робочі процеси: 1) з високої напірністю, але скиданням середовища в дренажний

канал; 2) з високою продуктивністю й усмоктуванням потоку, що перекачує, через обидва осьові канали у торцевих кришках вихрової камери.

Вихорокамерний нагнітач із двостороннім усмоктуванням середовища, працює в такий спосіб (рис. 1): активний потік з об'ємною витратою  $Q_s$  й тиском  $p_s$  подається через тангенціальний канал входу у вихрову камеру змішання й виходить з неї через тангенціальний канал виходу. Робочий потік, змішавшись із потоком, що перекачується надходить у тангенціальний канал виходу з об'ємною витратою  $Q_e$  й тиском  $p_e$ . Весь основний потік виходить у вихідний патрубок, передаючи обертання ядру потоку за рахунок сил турбулентного тертя, подібно ежекторам. Цим порозумівається різниця в розподілі параметрів радіусом вихрової камери й розходження в характеристиках вихорокамерних нагнітачів, описаних у роботах [11, 12]. При наявності подібності з ежекторами в процесі передачі енергії ядру потоку за допомогою турбулентного обміну, розходження полягає у використанні відцентрової сили, що поліпшує характеристики нагнітача за рахунок зниження втрат під час енергообміну між несучим та перекачуваним середовищем.

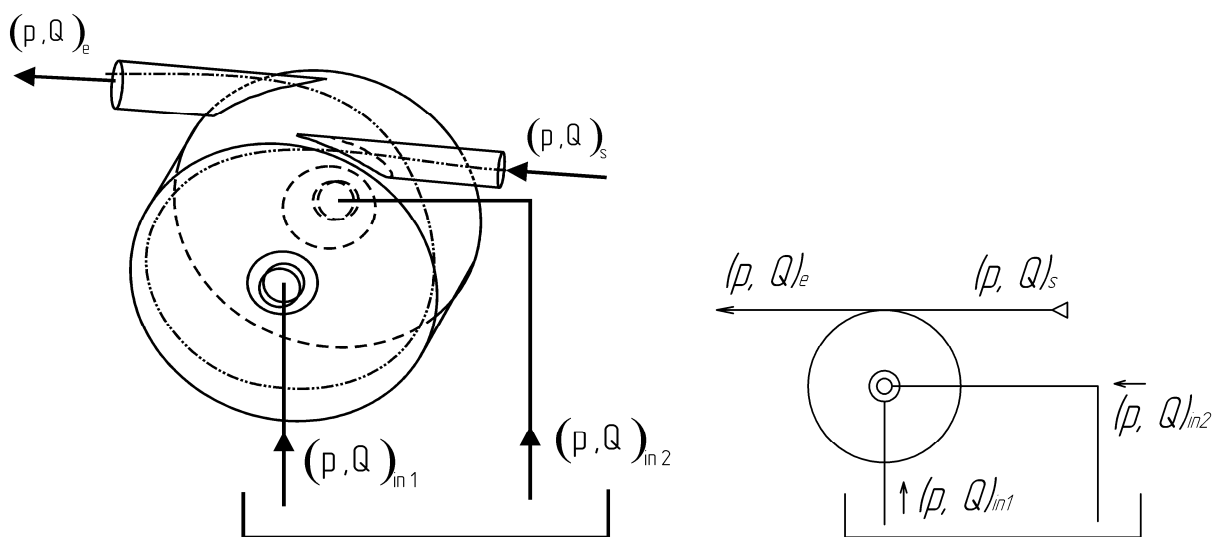


Рис. 1. Досліджуваний вихорокамерний нагнітач

За результатами роботи досліджень отримано експериментальні характеристики ККД і коефіцієнта ежекції від тиску живлення. ККД зростає з підвищенням тиску живлення, тобто зі зростанням енергії активного потоку, що підводиться до нагнітача.

Проведено експериментальні дослідження робочих характеристик вихорокамерних нагнітачів у режимі двостороннього всмоктування потоку, що перекачується. При цьому характеристики нагнітача, у так званому бездренажному режимі роботи зведені до універсальної характеристики  $Q = f(p)$ . При роботі пристрою на нестисливому робочому середовищі є максимум коефіцієнта корисної дії в зоні  $1,7 Q_e / Q_s$ . При збільшенні відношення тиску виходу



$p_e$  до входу  $p_s$ , відношення витрат на виході й усмоктування в пристрій до витрати активного потоку падає.

### Література

1. Ванеев, С. М. Повышение энергоэффективности насосного оборудования горно-обогатительных комбинатов /Ванеев, С. М., Евтушенко, А. А., Сапожников, С. В., Соляник, В. А. // Вісник СумДУ. – 2008. – №2. – С. 126-134.
2. Євтушенко А.О. Гідродинамічні машини і передачі: Навч. посібник для студ. вищих навч. закл. / Євтушенко А.О. – Суми : Видавництво СумДУ, 2005. – 256с.
3. Соколов Е.Я. Струйные аппараты. / Соколов Е.Я., Зингер Н.М. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
4. Вихревые аппараты / [А.Д. Суслов, С.В. Иванов, А.В. Мурашкин, Ю.В. Чижиков]. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
5. 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.
6. Роговой А.С. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі/ А.С. Роговий А.С. // Вісник СХУ ім. В.Даля. – Сєверодонецьк: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №3 (233). – 2017. – С. 168-173.
7. Rogovyi A. Application of the similarity theory for vortex chamber superchargers / A. Rogovyi, S. Khovanskyu. // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering – № 233 (2017). – 2017. – pp. 012011 doi:10.1088/1757-899X/233/1/012011.
8. Jeffrey L. Beck. Vortex injection method and apparatus. Патент США № 4449862, 1980.
9. 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.
10. Сємин Д.А. Экспериментальные исследования характеристик струйно-вихревого насоса. /Сємин Д.А., Роговой А.С.// Вісник СумДУ. – 2005. – 12(84). – С. 64-70.
11. Syomin D. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. /Syomin D., Rogovyi A.// Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.
12. Роговий А.С. Особливості режимів роботи вихорокамерних нагнітачів / А.С. Роговий // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: сб. науч. тр. – 2016. – Вып. 75. – С. 120-128.

## **НЕЛИНЕЙНАЯ ДИНАМИКА РОТОРА С КОНСОЛЬНО ЗАКРЕПЛЁННЫМ ДИСКОМ НА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКАХ**

Анализ нелинейной динамики машин позволяет предсказать опасные колебания на режимах, безопасных с точки зрения линейной модели системы, и за счёт уточнения расчётов снизить их материалоемкость и сроки проектирования. Роторы на опорах с нелинейными характеристиками находятся практически во всех транспортных средствах. Нелинейность шарикоподшипников вызвана зазорами между шариками и канавками качения, и нелинейной зависимостью контактных сил от деформаций. В нелинейной постановке колебания роторов на шарикоподшипниках с зазорами исследованы в статьях [1, 2, 3]. Закрывание зазоров в шарикоподшипниках вызывает ударные нагрузки и повышенные вибрации. Чтобы их снизить применяют радиально-упорные подшипники предварительным осевым натягом. Нелинейная динамика таких роторов исследована в работах [4, 5].

Для аппроксимации оси деформированного вала трудно применить гармонические функции, потому используем метод конечных элементов (МКЭ). Расчётная модель ротора представлена на рис. 1. Конечные элементы аппроксимируют участки вала постоянного сечения. Диски и опоры помещены в узлах. Номера узловых сечений обозначены на рис. 1 цифрами 1–5. Силы и моменты сил инерции диска, а также контактные силы, возникающие в подшипниках, рассматриваем как граничные условия в соответствующих узлах.

Свободные колебания вала постоянного сечения описываются следующими уравнениями [6]:

$$EI \frac{\partial^4 u_x}{\partial \zeta^4} + \rho F \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} = 0, \quad EI \frac{\partial^4 u_y}{\partial \zeta^4} + \rho F \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} = 0. \quad (1)$$

где  $I$  и  $F$  – диаметральный момент инерции и площадь сечения вала;  $E$  и  $\rho$  – модуль упругости и плотность материала вала.

Координатные оси направлены, как показано на рис. 1. Обобщённые координаты, которыми являются элементы вектора узловых значений  $i$ -го узла, располагаем в следующем порядке:  $u_{i,1} = u_{i,x}$ ,  $u_{i,2} = \theta_{i,y}$ ,  $u_{i,3} = u_{i,y}$ ,  $u_{i,4} = \theta_{i,x}$ ,  $u_{i,5} = u_{i,z}$ . Интерполяционными полиномами конечного элемента являются функции изогнутой оси балки при единичных перемещениях узловых сечений [7].

Уравнения колебаний вала получены методом Галёркина при одновременной аппроксимации уравнений и граничных условий [8]. Анализ свободных колебаний даёт представление о резонансных частотах и характере скелетных кривых системы. Применение для этого метода нелинейных нор-

мальных форм (ННФ) позволяют свести анализ системы с конечным числом степенями свободы к анализу осциллятора с одной степенью свободы [9, 10].

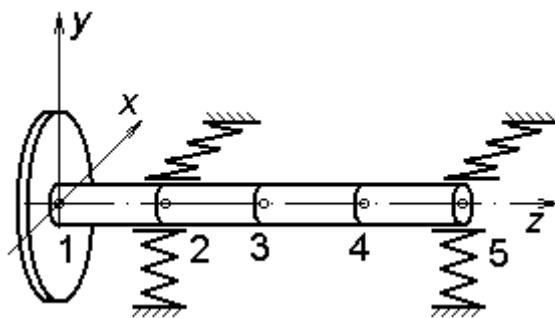


Рис. 1. Конечные элементы ротора и узлы на концах элементов (1–5)

Параметры ротора следующие:  $L = 0,34$  м – длина вала;  $l = 0,06$  м – длина консольного конца;  $d_1 = 0,025$  м – диаметр консольного конца вала;  $d_2 = 0,025$  м – диаметр вала между опорами;  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па,  $\rho = 0,3$ ;  $m = 5,0$  кг,  $I_x = 0,1$  кг·м<sup>2</sup>,  $I_z = 0,2$  кг·м<sup>2</sup>; частота вращения ротора –  $f_\Omega = \Omega / 2\pi = 50$  Гц. Стандартные радиально-упорные подшипники имеют следующие параметры:  $\alpha = 15^\circ$  – угол контакта;  $R_2 = 27,525$  мм – радиус внешней канавки качения;  $R_1 = 16,000$  мм – радиус внутренней канавки качения;  $R_K = 5,930$  мм – радиус поперечного сечения канавок качения;  $d_B = 11,510$  мм – диаметр шарика;  $N_B = 7$  – количество шариков;  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па;  $\mu = 0,3$ .

На рис. 2 представлены скелетные кривые ротора. Система имеет мягкие характеристики. Кривые 1 и 2 соответствуют колебаниям по основной форме. При большей частоте изогнутая ось вала вращается в сторону вращения самого вала, а при меньшей частоте в противоположную сторону. Кривые 3 и 4 соответствуют аналогичным колебаниям по второй форме.

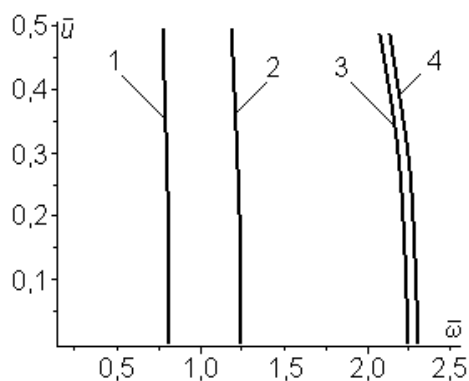


Рис. 2. Скелетные кривые ротора

Частоты поперечных колебаний линеаризованной системы равны 70,54 Гц, 110,63 Гц, 196,22 Гц и 202,11 Гц. Частота продольных колебаний линеаризованной системы равна 101,70 Гц. Исследованы нелинейные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным

осевым натягом. Диск закреплён на консольном конце. Получены скелетные кривые и нелинейные нормальные формы по Шоу и Пьеру. Система имеет мягкую характеристику. Резонансные колебания могут иметь место во всём диапазоне ниже основной резонансной частоты.

### Литература

1. Villa C. Stability and vibration analysis of a complex flexible rotor bearing system / C. Villa, J.-J. Sinou, F. Thouverez // *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*. – 2008. – V. 13(4). – P. 804–821.
2. Yadav H.K. Study of Effect of Unbalanced Forces for High Speed Rotor / H.K. Yadav, S.H. Upadhyay, S.P. Harsha // *Procedia Engineering*. – 2013. – V. 64. – P. 593–602.
3. Babu C.K. Nonlinear vibration analysis of an elastic rotor supported on angular contact ball bearings considering six degrees of freedom and waviness on balls and races / C.K. Babu, N. Tandon, R. K. Pandey // *Journal of Vibration and Acoustics*. – 2014. – V. 136(4). – P. 044503-1-5.
4. Panda K.C. Optimum support characteristics for rotor–shaft system with preloaded rolling element bearings / K.C. Panda, J.K. Dutt // *Journal of Sound and Vibration*. – 2003. – V. 260(4). – P. 731–755.
5. Bai C., Zhang H., Xu Q. Effects of axial preload of ball bearing on the nonlinear dynamic characteristics of a rotor-bearing system // *Nonlinear Dynamics*. – 2008. – V. 53. – P. 173–190.
6. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф.М. Диментберг – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 248 с.
7. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
8. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган – М.: Мир, 1986. – 320 с.
9. Филипковский С.В. Свободные нелинейные колебания многодисковых роторов на шарикоподшипниках / С.В. Филипковский, К.В. Аврамов // *Проблемы прочности*. – 2013. – № 3. – С. 86–96.
10. Shaw S.W., Normal modes of vibration for non-linear continuous systems / S.W. Shaw, C. Pierre // *Journal of Sound and Vibration*. 1994. – V. 169(3). – P. 319–347.

## О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА К РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОМУ ВАЛУ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Характерной особенностью привода распределительного вала топливного насоса V-образного дизеля 470-1М мощностью 1100 кВт (1500 л.с.) является наличие сложного периодического возбуждения и технологических зазоров в зубчатых зацеплениях. Как показали эксперименты при доводочных испытаниях двигателя, указанные факторы порождают не только основные резонансы с разными гармониками, но и разнообразные субгармонические колебания значительной интенсивности, которые являются причиной поломок шестерен. Известные подходы по анализу динамических нагрузок в силовых передачах машин с ДВС не позволяют объяснить природу последних и тем более не содержат аппарата для их изучения [1].

В докладе предложена модель привода и эффективный аппарат ее исследования, что позволило выявить причины возникновения опасных динамических нагрузок и дать рекомендации по выбору параметров устройства, обеспечивающих их снижение. Приведены результаты экспериментов.

Кинематическая схема привода представлена на рис. 1, а. Анализ упругих и инерционных характеристик элементов привода с учетом податливости зубьев шестерен и опор показал, что его динамические свойства на рабочих режимах достаточно хорошо отражает модель, показанная на рис. 1, б.

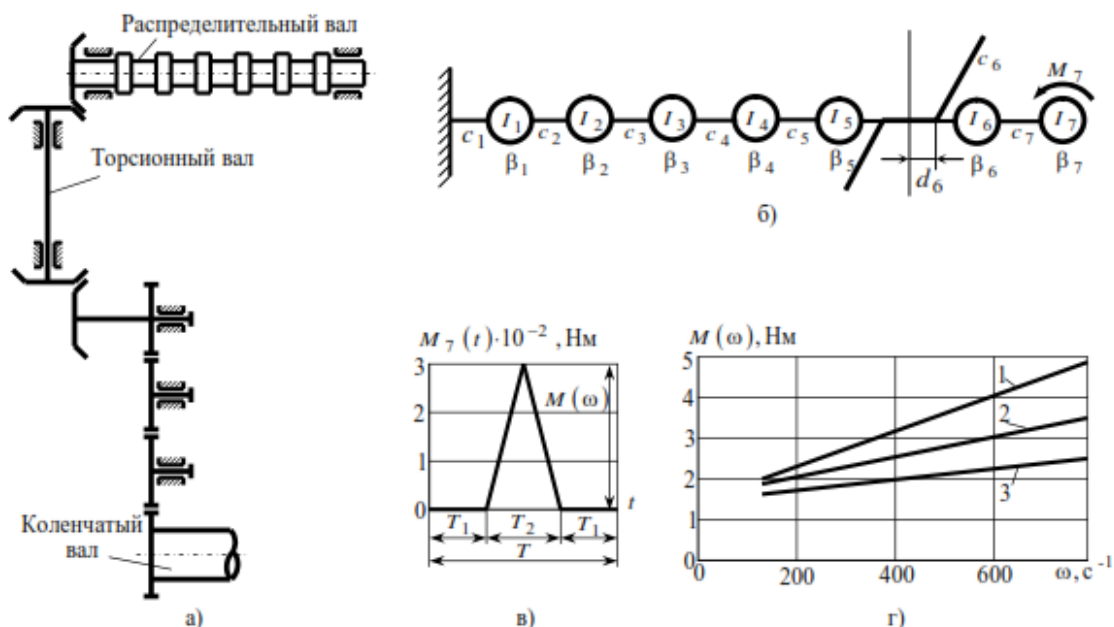


Рисунок 1 – Модели привода и возбуждения: а) – кинематическая схема; б) – механическая модель; в) – возбуждающий момент на периоде; г) – экспериментальные зависимости  $M(\omega)$

Возмущающий момент  $M_7(t)$  носит сложный негармонический характер. Экспериментально полученная для него форма имеет вид треугольного импульса (рис. 1, в). За один оборот распределительного вала происходит шесть всплесков указанной формы. Особенность возмущения состоит в том, что высота импульса  $M(\omega)$  линейно зависит от оборотов (частоты) (рис. 1, г).

Для оценки динамических нагрузок в приводе проводились стендовые экспериментальные исследования двигателя, при этом на осциллограммах регистрировались упругие моменты на торсионном валу и угловая скорость распределительного вала (рис. 2).

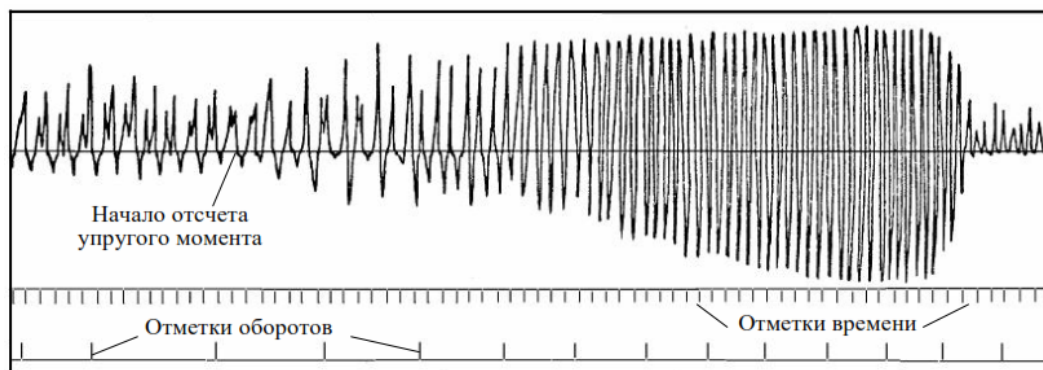


Рисунок 2– Экспериментальные упругие моменты на торсионном валу

В качестве математической модели установившихся динамических процессов использовались нелинейные интегральные уравнения, записанные с помощью импульсно-частотных характеристик [2]. 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 [2].

Результатами проведенных исследований являются следующие.

1. Увеличение диаметра торсионного вала приводит к возрастанию максимальных упругих моментов.
2. Увеличение момента инерции распределительного вала, снижающее частоты свободных колебаний, перемещает резонансные колебания в рабочий диапазон, причем при определенной нагрузке становятся возможными субгармонические колебания.
3. Изменение дополнительного среднего момента в реальных пределах несущественно сказывается на максимальных упругих моментах.
4. Реализация односторонних выходов на упор не позволяет достичь необходимого снижения динамических нагрузок в приводе.
5. Наибольшее снижение максимальных упругих моментов удается достичь при использовании рессоры диаметром 15 мм, что в сочетании с более прочными шестернями обеспечивает необходимую надежность привода.

### Литература

1. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура.– Л.: Машиностроение, 1978.–352 с.
2. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин.– Харьков: НТУ «ХПИ», 2008.–456 с.

## Секція 6. АВТОТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА ТА АВТОТЕХНІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

**Авимов Я.А.**, зам. директора, зав. отделом  
*Одесский НИЭКЦМВД Украины*

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

**Вступление.** Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, проводимые специалистами не только на заводах-изготовителях автомобилей, но и в высших учебных заведениях автомобильного транспорта, тормозная эффективность современных как легковых, так и в определенной степени грузовых автомобилей выше, чем у автомобилей с устаревшей конструкцией тормозных систем. Несмотря на это при анализе ДТП эксперты-автотехники из-за отсутствия данных об эффективности торможения по каждой марке выпускаемых легковых автомобилей вынуждены использовать устаревшие статистические данные, по оценке эффективности автомобилей.

При расследовании дорожно-транспортных происшествий (ДТП) большое влияние на объективность выводов экспертов-автотехников оказывает точность определения параметров торможения, таких как скорость автомобиля в момент возникновения опасности для движения, замедление автомобиля в условиях ДТП, время запаздывания срабатывания тормозного привода, время нарастания замедления в условиях ДТП, время реакции водителя. Параметры торможения влияют на длину остановочного пути автомобиля.

Показателем эффективности торможения может быть величина тормозного пути или величина максимального замедления.

Одним из основных критериев оценки эффективности рабочей тормозной системы является установившееся замедление.

Теоретически величину замедления легковой автомобиля можно вычислить путем решения уравнение баланса сил, действующих на тормозящий легковой автомобиль в установившейся фазе торможения.

В существующей экспертной практике для упрощения расчетов не учитывается сила сопротивления воздуха. Считается, что это не вносит существенной ошибки в расчет величины замедления.

Кроме того, при экстренном торможении автомобиля, не оборудованного антиблокировочной системой тормозов, колеса блокируются, либо находятся на грани блокирования. Это позволяет при выше перечисленных условиях пренебречь в расчетах инерцией вращающихся деталей автомобиля

Теоретически установившееся замедление ( $j$ ) автомобиля на ровном участке определяют по формуле:

$$j = \varphi \cdot g, \text{ м/с}^2,$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с дорогой;  $g$  – ускорение силы тяжести,  $m/c^2$ .

Замедление при торможении в основном зависит от величины коэффициента сцепления шин с дорогой, следовательно, эффективность торможения зависит от массы автомобиля, типа и состояния дорожного покрытия.

Значение коэффициента сцепления ( $\varphi$ ) зависит не только от качества дорожного покрытия, но и от нагрузки на данное колесо, конструкции и качества самой шины, степени ее износа, а также температуры в пятне контакта шины с дорогой. При увеличении нагрузки на колесо величина в конкретных дорожных условиях также возрастает, т.к. в этом случае увеличивается площадь контакта шины с опорной поверхностью, что приводит к увеличению количества микронеровностей дороги, покрываемых шиной, а большая деформация шины усиливает ее взаимодействие с микронеровностями. При отсутствии экспериментальных данных коэффициент сцепления шин с дорогой выбирают в зависимости от состояния опорной поверхности в пределах  $\varphi = 0,1 \dots 0,8$ .

Следует отметить, что при экстренном торможении происходит перераспределение нагрузки между передними и задними колесами (насколько возрастает нагрузка на передние колеса, настолько уменьшится нагрузка на задние колеса), то это приводит к тому, что коэффициент сцепления передних и задних колес различен. На практике полное и одновременное использование сцепного веса всеми колесами автомобиля встречается очень редко. Это связано с множеством причин, основные из которых: нестабильность работы тормозного привода и тормозных механизмов, неравномерность распределения весовой нагрузки по осям и колесам автомобиля. Это приводит к увеличению расчетных значений замедлений по сравнению с реальными значениями, полученными при проведении экспериментов. Для того чтобы снизить эти погрешности используется коэффициент эффективности торможения автомобиля ( $K_e$ ), которых находится в пределах  $1,0 \dots 1,96$  и берется тем выше, чем больше масса автомобиля и коэффициент сцепления шин с дорогой.

Общим недостатком теоретического метода определения замедления является то, что он оперирует рядом произвольно выбираемых коэффициентов, значения которых находятся в широком диапазоне.

Установившееся замедление автомобиля является основным параметром экспертного расчета тормозной эффективности автомобиля. Поэтому выводы эксперта во многом будут зависеть от правильности и достоверности установленной величины замедления. В настоящее время отсутствуют рекомендации по выбору или расчету величины замедления автомобиля, оборудованного современной системой тормозов и во время проведения необходимых расчетов, эксперты-автотехники используют табличные величины значений замедлений для транспортных средств, который приведен в Информационном сборнике «Результаты систематизации экспериментально-расчетных значений параметров торможения автотранспортных средств» Выпуск 3, Москва 1990. Этот недостаток вызывает в экспертных расчетах дополнительную погрешность. Поэтому у экспертов возникает вопрос относительно правильности выбора величины замедления по установленным среднестатистическим данным современного автомобиля, оборудованного современной системой тормозов.



Кроме этого, так же следует обратить внимание, что проведенными экспериментами установлено, что установившееся замедление легковых автомобилей, оборудованных ABS тормозов, на 7,7–17% превышает табличные статистические данные, рекомендуемые для использования в автотехнической экспертизе.

**Статистика.** Современные автомобили, эксплуатируемые в Украине, способны развивать максимальную скорость в пределах 180...240 км/ч. При этом максимально разрешенная скорость может составлять 130 км/ч. Поэтому не исключено, что исследуемое ДТП может происходить в диапазоне скоростей 130...240 км/ч. В таком случае тормозная эффективность автомобиля возрастает с  $7,8 \text{ м/с}^2$  до  $8...9,5 \text{ м/с}^2$ , т.е. на 2,5... 17,9%. Этот факт в экспертном исследовании ДТП также не учитывается.

С этой целью в мае 2012 года в отделе автотехнической экспертизы ГНИЭКЦ МВД Украины для систематизации и анализа экспериментальных значений замедлений транспортных средств было принято решение о создании базы экспериментальных данных по результатам измерений замедлений автомобилей с помощью специальных устройств (деселерометр), измеряющих эффективность тормозных систем автомобиля. Для этого эксперты-автотехники секторов автотехнической экспертизы региональных НИЭКЦ МВД Украины во время следственных экспериментов, если техническое состояние ТС позволяет провести ходовые испытания, с помощью прибора VZM-300 снимают показания замедлений автомобилей в соответствии с инструкцией, и результаты направляют в ГНИЭКЦ МВД Украины.

Данная работа в этом направлении продолжается и по сегодняшний день.

#### **Выводы**

1. Тормозная эффективность легкового автомобиля, оборудованного современной системой тормозов, выше на 3-14 % по сравнению со статистическими данными, которые рекомендуется использовать для экспертного расчета при проведении автотехнической экспертизы в Украине.

2. Рекомендации по выбору среднестатистических данных установившегося замедления, используемые в экспертной практике, которые были полученных при испытаниях устаревших конструкций легковых автомобилей советского производства, в настоящее время требуют дополнения и дальнейшего методического развития с учетом совершенствования тормозных систем автомобиля.

3. Учитывая, что в настоящее время скорость автомобилей находится в диапазоне скоростей 130...240 км/ч, тормозная эффективность автомобиля теоретически возрастает на 2,5... 17,9%. Этот факт требует дальнейшей экспериментальной проверки, поскольку не исключено, что исследуемые ДТП могут происходить в указанном диапазоне скоростей.

4. С целью получения более точных статистических данных величины замедления легковых автомобилей, оборудованных современной системой тормозов, необходимо проведение дальнейших экспериментов с целью формирования базы данных значений замедлений ТС, полученных в реальных, близким именно к тем дорожным условиям, в которых произошли события ДТП и научных исследований с использованием методов математической статистики.

**Богомолов Микола Федорович**, к.т.н, доцент, nbogom@yahoo.com  
НТУ «КПІ»

**Троц А. А.**, к.т.н, доцент, adamtroc@ukr.net;

**Ружи́ло З. В.**, к.т.н.,

**Новицький А.В.**, к.т.н., доцент, Novytskyy@nubip.edu.ua,

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ*

## **ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИЙ ТВЕРДОЕЛЕКТРОЛІТНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ КИСНЮ ТА ДВООКИСУ ВУГЛЕЦЮ**

Проблема аналізу вмісту кисню поширюється, крім спеціальних технологічних процесів, побутових виробів, ще й на автомобільний транспорт. Найбільш поширеним методом контролю вмісту кисню є електрохімічний метод, який базується на використанні в якості чутливих елементів твердих оксидних електролітів.

Процес виміру вмісту кисню на базі твердих електролітів в поєднанні з передовими технологіями полягає в оперативному визначенні величини е.р.с. електрохімічної комірки в процесі доступу до її активної електрохімічної частини молекул кисню вимірювального середовища.

На даний час розроблено ряд чутливих елементів та приладів для визначення вмісту кисню в технологічних газових середовищах. Результати розробок підтверджені двома патентами України .

З метою практичного використання результатів досліджень нами був розроблений електрохімічний датчик кисню в газових середовищах [1].

Підвищення точності виміру парціального тиску кисню відбувається за рахунок створення високо стабільного газового електроду порівняння, зниження газової проникливості стінок твердо електролітної чарунки. Похибка виміру кисню знижується до 0,5–1%. Крім того досягається температурна однорідність всіх електродів, підвищується швидкодія в режимі виміру, а також поліпшується надійність, підвищується ступінь уніфікації.

Підвищення швидкодії, надійності і мале енергопостачання, що обумовлені конструктивним виконанням елементів датчика і їх габаритами, в свою чергу, дозволяє підвищити якість контролюючого режиму і зменшити енерговитрати, що забезпечують працездатність датчика в температурному діапазоні (600...900 °С), що визначається температурним діапазоном роботи твердого електроліту.

Пристрій вимірює парціальний тиск (концентрацію, електрохімічну активність) кисню та двоокису вуглецю в газовому середовищі.

Рекомендований аналізатор володіє наступними перевагами в порівнянні з існуючими аналогами [2]: комбінує два функціональних режими: потенціометричний та кулонометричний; забезпечує широкий вимірювальний діапазон, не потребує додаткового порівняльного середовища; порівняльний газовий електрод формується безпосередньо із вимірювального газового середовища;

система має оптимальний температурний діапазон, що не потребує термостабілізації.

**Сфери вжитку:** енергетика; чорна та кольорова металургія; хімічна промисловість; вугільна та вуглепереробна промисловість; медицина та біомедицина; мікроелектроніка; спеціальне приладобудування; харчова промисловість; автомобільна промисловість; охорона навколишнього середовища.

**Технічні характеристики:**

- діапазон вимірювальних тисків: 0 – 100% об.;
- температурний діапазон: 673 – 973 К;
- вихідний вимірювальний сигнал: до 1,2 В;
- струм дозування: 0 – 0,3 А;
- споживча потужність: 1 – 1,5 Вт;
- напруга живлення: 0,5 – 1,7 В;
- похибка вимірювання: 1,5 %;
- напруга живлення нагрівача: 12 В;
- габаритні розміри: 30x30x90 мм.

Невеликі розміри, мала споживча потужність, універсальна конструкція.

В якості рекомендацій з проблеми загазованості салону автомобіля на ряду з екологічними проблемами розроблений датчик кисню і двооксиду вуглецю на базі стандартного лямбда-датчика. Конструкція датчика може бути використана у всіх без виключення сферах вжитку [3].

Останні розробки в цьому напрямку проводяться всебічно з метою формалізації вхідних параметрів для забезпечення наукової оснащеності подальших досліджень.

Таким чином, вимірювання вмісту кисню в умовах широкого користувача є вивіреною проблемою, поряд з вимірюванням інших важливих компонент, в умовах сучасного науково-технічного прогресу, на базі типових стаціонарних блоків, що дозволяють розширити їх можливості впровадження в апаратурі портативного призначення для потреб побуту та автотранспорту.

Тенденцією приладобудування є комплексна конфігурація типових систем в оптимально побудованих аналітично-обчислювальних мінікомплексах з можливістю подальшої інформаційно-технічної обробки.

### Література

1. Електрохімічний датчик. Голубков С.П., Таланчук П.М., Троц А.А. / Авторське свідоцтво СРСР №1828267, опубл. 13 жовтня 1992 р.
2. Богомолів М. Ф. Аналізатор кисню / М. Ф. Богомолів, Ю. Ю. Реутська, А. А. Троц // Науково-практичний журнал «Біомедична інженерія». – 2017– №5. – С. 27 – 28.
3. Лещенко В. П. Кислородные датчики / В. П. Лещенко // М., Легион-Автодата., 2003. – 5 с.

**Великодний Денис Олександрович**, к.т.н., [atdvnz@ukr.net](mailto:atdvnz@ukr.net)  
**Дьяченко Вікторія Олександрівна**, викладач, [atdvnz@ukr.net](mailto:atdvnz@ukr.net)  
*Автотранспортний коледж ДВНЗ «Криворізький національний університет»*

## **ОЦІНКА ВПЛИВУ ТРАНСПОРТНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ НА ІМОВІРНІСТЬ ВИНИКНЕННЯ ДТП ПРИ ВИКОНАННІ ДОРОЖНІХ РОБІТ**

Організація безпеки дорожнього руху складається з багатьох чинників, основним з яких є безпосередньо безпека автомобільної дороги, яка забезпечується дотриманням вимог нормативно-правових актів, норм та стандартів [1]. Експлуатацію автомобільних доріг неможливо представити без виробництва дорожніх робіт за поточним, капітальним ремонтом або реконструкцією. Також, зважаючи на характер дорожніх робіт, структури і стану прилеглої вулично-дорожньої мережі при схемі організації руху не завжди вдається використати об'їзди маршрути тому що у більшості випадків дорожні роботи виконують без припинення руху. Виконання ремонтних робіт автомобільної дороги практично завжди здійснюється в зоні підвищеної небезпеки при значній інтенсивності руху транспортних та пішохідних потоків. Тому здійснення робіт що пов'язані з проектуванням організації руху являються важливою ланкою, які повинні встановлювати порядок та способи організації руху транспортних засобів і пішоходів в місцях виконання дорожніх робіт та забезпечувати безпеку на дорозі учасників дорожнього руху та потрібний рівень транспортно-експлуатаційних показників. У таких випадках є актуальними завдання забезпечення безпеки руху на ділянках автомобільних доріг при виконанні дорожніх робіт які неминуче приводять до погіршення умов руху. Такі ділянки дороги являються джерелами потенційної небезпеки як для учасників руху так і для виконавців робіт. Таким чином можливо зробити висновок, що значна доля ДТП виникає унаслідок відсутності необхідних технічних засобів, а також порушення умов їх експлуатації включаючи норми та стандарти при виконанні дорожніх робіт [1]. Основними розрахунковими параметрами обґрунтування застосування методів і варіантів організації руху в місцях дорожніх робіт є пропускна здатність, швидкість, повний час затримки, максимальна довжина черги, довжина поширення фронту ударної хвилі. Відомі методи розрахунку пропускної здатності ділянки дорожніх робіт можна вважати неповними. Причиною цього є відсутність обліку швидкості при проїзді дільниці дорожніх робіт.

### **Література**

1. СОУ 45.2-00018112-006:2006. Порядок огородження і організації дорожнього руху в місцях проведення дорожніх робіт з будівництва, реконструкції, ремонту та утримання автомобільних доріг. – Київ, Укравтодор, 2006.

**Власенко Сергій Володимирович**, старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень відділу інженерних, економічних, товарознавчих видів досліджень та оціночної діяльності  
*Львівський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України*

## **ВСТАНОВЛЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, СПИРАЮЧИСЬ НА ДОВЖИНУ СЛІДІВ ТЕРТЯ ПЕРЕКИНУТОГО МОТОЦИКЛА.**

Перекидання транспортного засобу (мотоцикла) на дорозі спричиняє його переміщення і утворення слідів. Ці сліди часто мають дуже різний вигляд (непаралельний, такий, що перетинається), хоча зазвичай центр ваги транспортного засобу проходить по лінії, наближеній до прямої (рис. 1).

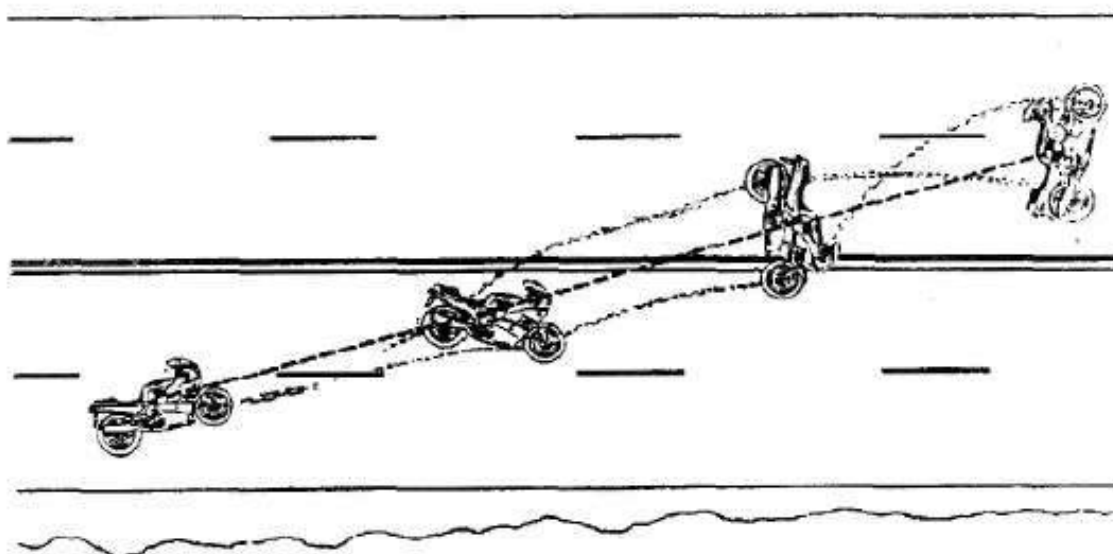


Рис. 1. Сліди, залишені на дорозі мотоциклом, що перекинувся, і траєкторія руху центру його ваги

У разі перекидання транспортного засобу з одним слідом гальмування (велосипед, мопед, мотоцикл) на землю по ідентифікації та розмірах слідів тертя цього транспортного засобу об поверхню ми можемо встановити його швидкість на початку утворення цих слідів, використовуючи загальновідоме співвідношення:

$$V = 3,6\sqrt{2 \cdot \mu \cdot g \cdot s} \text{ [км/год]}$$

де  $s$  – довжина слідів тертя [м];  $G$  – прискорення вільного падіння = 9,81 [м / с<sup>2</sup>].

При користуванні цією залежністю необхідно використовувати такі наближені значення коефіцієнта тертя  $\mu$  мотоцикла об поверхню:

- $\mu = 0,45-0,58$  – асфальт,
- $\mu = 0,68-0,79$  – гравій,
- $\mu = 0,70$  – трава,
- $\mu = 1,5-1,65$  – пісок.

Близькі значення коефіцієнта тертя були отримані для мокрих поверхонь.

Можна також скористатися німецькими матеріалами, які ширше описують значення сповільнень, отримані під час руху (тертя) по дорозі транспортних засобів, що перекинулися:

**велосипед:** –  $6-9 \text{ м/с}^2$ ,

**мопед:** сухий асфальт- від  $9 \text{ м/с}^2$  при  $20 \text{ км/год}$  до  $8 \text{ м/с}^2$  при  $60 \text{ км/год}$ ,  
мокрый асфальт –  $6 \text{ м/с}^2$ ,

**мотоцикл:** сухий асфальт – від  $9 \text{ м/с}^2$  при  $20 \text{ км/год}$  до  $4,5 \text{ м/с}^2$  при  $110 \text{ км/год}$ ,  
мокрый асфальт – від  $6 \text{ м/с}^2$  при  $20 \text{ км/год}$  до  $4,5 \text{ м/с}^2$  при  $110 \text{ км/год}$ .

Нові англійські дослідження виявили, що середнє значення сповільнення перекинутого мотоцикла, який ковзає по дорозі, однакове як для сухої проїжджої частини, так і для мокрої, і коливається у межах  $(0,28 - 0,5) \cdot G$  – для швидкості в інтервалі  $40-70 \text{ км/год}$ .

Європейське Товариство Експертів у справах Дорожньо-транспортних пригод (EVU) у своїх опублікованих матеріалах також наводить результати досліджень значення сповільнення транспортних засобів (рис. 2), що переміщуються по дорозі.

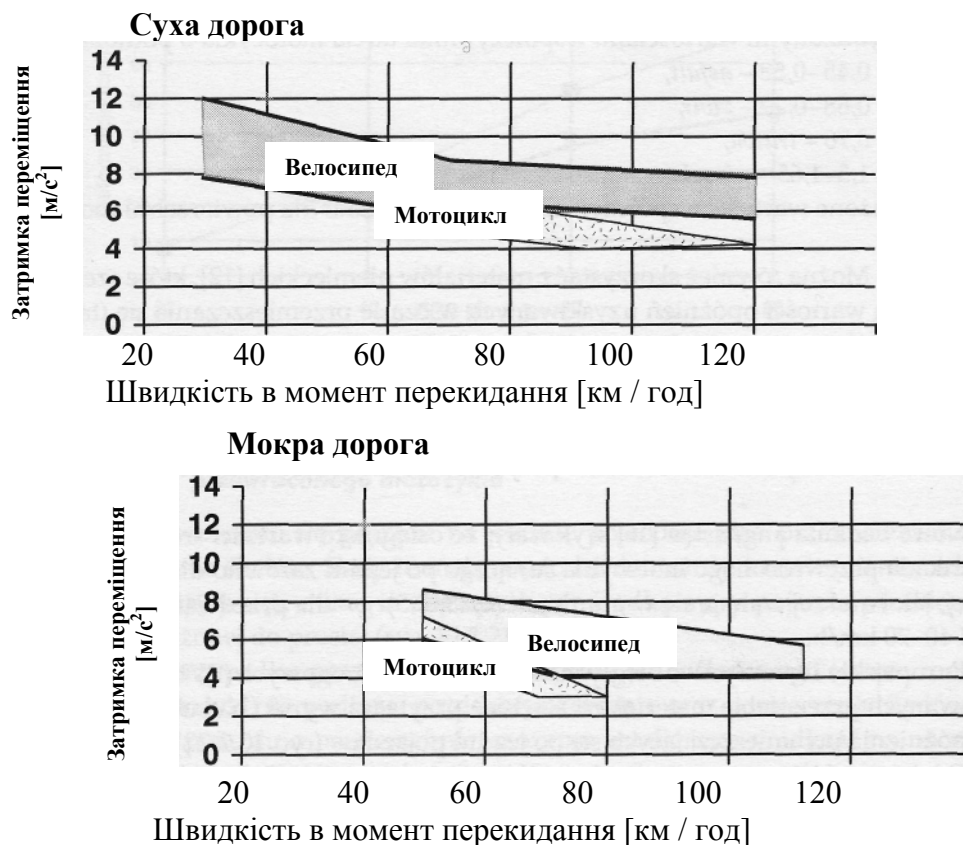


Рис. 2. Рівнодіючі відставання руху перекинутих транспортних засобів у відношенні до швидкості

Якщо в будь-якому випадку була відома довжина траєкторії руху водія мотоцикла або пасажирів по дорозі після падіння, то слід пам'ятати, що його швидкість пов'язана з довжиною шляху пересування тією самою залежністю,

що і для мотоциклів або велосипедів, але при збереженні таких значень коефіцієнта тертя  $\mu$ :

$$\mu = 0,9-1,2 \text{ (одяг тканинний),}$$

$$\mu = 0,7-0,9 \text{ (одяг з шкіри).}$$

Відомий німецький інститут DEKRA, досліджуючи велику кількість добре задокументованих дорожньо-транспортних пригод, які полягали в зіткненні автомобілів з мотоциклом (при великих кутах 45-90°), надав результати вимірів відстані відкидання мотоцикла і мотоцикліста. Це відрізки, що направляються від місця зіткнення до місця їх кінцевого положення, отже, містять в собі разом політ в повітрі і ковзання по дорозі.

На їх підставі встановлено, що загальна відстань відкидання зі швидкістю зв'язана наступними рівняннями:

$$\text{для мотоцикліста: } s = 0,033 v^{1,59};$$

$$\text{для мотоцикла: } s = 0,044 v^{1,57}$$

де  $s$  – відстань відкидання [м];  $v$  – швидкість зіткнення [км/год].

Вищезгадані рівняння є рівняннями регресії кривих, встановленими на підставі зведених діаграм, що зображають результати досліджень. На їх основі можна також визначити, що похибка цього методу приблизно  $\pm 20\%$ . У тому ж дослідженні визначається залежність відстані відкидання від місця зіткнення першого і останнього уламка скла від фар мотоцикла. Граничні криві у цьому випадку мають наступні рівняння:

$$\text{перші уламки: } s_p = v^2 / 970 \text{ [м];}$$

$$\text{останні уламки: } s_o = 0,53 v \text{ [м]}$$

де  $s$  – відстань відкидання [м];  $v$  – швидкість зіткнення [км/год];  $p$  – перші уламки;  $o$  – останні уламки.

### Література

1. Czasopismo Yerkehrsunfall und Fahrzeugtechnik. Information Yerlag Ambs GmbH, Kippenheim 1979-1995.
2. Czasopismo Accident Reconstruction Journal. USA 1989-1995.
3. Burg H., Rau H., Handbuch der Yerkehrsunfallrekonstruktion - Information Yerlag Ambs. Kippenheim 1981.
4. Grandel J., Schaper D., Berg F., Badania nad bezpieczeństwem jednośladow. Auto - Technika Motoryzacyjna 6/89.
5. Baxter A. T., Motorcycle Accidents Investigation. IPTM (Institute of Police Technology and Management).
6. Metelski J., ABS w motocyklu. Auto - Technika Motoryzacyjna 9/88.
7. Goszczyski J., Analiza przebiegu zderzec motocykl-samochód osobowy. Auto - Technika Motoryzacyjna 8/85.
8. Goszczyski J., Kaski motocyklowe. Auto - Technika Motoryzacyjna 11/85.
9. Otte D., Wansorra N., Kratzspuren von Zweiradern zur Geschwindigkeitsermittlung – Moglichkeiten und Grenzen. Yerkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 5/87.

**Власюк Ю.С.**, завідувач відділу інженерних, економічних, товарознавчих видів досліджень та оціночної діяльності

**Солоджук В.М.**, завідувач сектору автотехнічних досліджень відділу інженерних, економічних, товарознавчих видів досліджень та оціночної діяльності

*Івано-Франківський НДЕКЦ МВС України*

## **ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ВИНИКНЕННЯ НЕБЕЗПЕКИ ДЛЯ РУХУ ПРИ НАЇЗДІ НА ВЕЛОСИПЕДИСТІВ**

Після зимового періоду на автошляхах суттєво збільшується потік руху транспортних засобів і окрім автомобілів з'являється така категорія транспорту як мотоцикли, моторолери та велосипеди, які зазвичай ускладнюють рух автомобілів через непоодинокі випадки порушення водіями даної категорії транспорту вимог ПДР України. Водії моторолерів та велосипедисти нерідко забувають, що також являються учасниками дорожнього руху і зобов'язані виконувати вимоги ПДР.

З огляду на наведене вище, одне з найбільш поширених видів дорожньо-транспортних пригод в даний період наїзди транспортних засобів на велосипедів. Значна частина даних видів дорожньо-транспортних пригод відбувається при виконанні велосипедистами маневрів в межах проїзної частини, а саме поворотів ліворуч чи праворуч, перетину проїзної або розвороту в її межах.

Аналіз автотехнічних досліджень виконаних експертами різних експертних установ показав, що при розгляді даних дорожньо-транспортних ситуацій виникають спірні дискусії щодо вибору моменту виникнення небезпеки для водія транспортного засобу, який при обмеженій видимості має можливість спостерігати за велосипедистом, що перетинає проїзну частину дороги. Як відомо, момент виникнення небезпеки визначається слідчим або судом на підставі зібраних матеріалів і зазначається в постанові про призначення експертизи або приймається експертом авто техніком в залежності від заданої дорожньо-транспортної ситуації.

В якості аргументації пропонується приклад подібної дорожньої ситуації, яка мала місце на одній із доріг області.

В темну пору доби водій автомобіля марки ВАЗ-2106 рухаючись в межах населеного пункту лівою смугою, помітив на зустрічній смузі велосипедиста який перетинав проїзну частину дороги зліва направо, відносно напрямку руху автомобіля, перпендикулярно до осі дороги. Проїзна частина має по дві смуги для руху у кожному напрямку, зустрічні потоки транспорту розділені подвійною суцільною лінією дорожньої розмітки 1.3, а смуги одного напрямку – переривчастою лінією дорожньої розмітки 1.5.

За обставинами даної ДТП вже була проведена автотехнічна експертиза. Одне з питань, яке потребувало вирішення судовим експертом мало наступний зміст: – «Чи правильно досудовим слідством обрано момент виникнення



небезпеки для руху, коли водій мав можливість виявити велосипедиста на дорозі, що має по дві смуги для руху у кожному напрямку, в момент перетину проїзної частини дороги?».

Під час вирішення поставленого питання у дослідницькій частині висновку експертом виконаного експертом іншої експертної установи було зазначено наступне:

«...В розділі 1 ПДР, а саме в пункті 10.1, вказано наступне трактування терміну

... – **небезпека для руху** – зміна дорожньої обстановки (у тому числі поява рухомого об'єкта, який наближається до смуги руху транспортного засобу, чи перетинає її) або технічного стану транспортного засобу, яка загрожує безпеці дорожнього руху і змушує водія негайно зменшувати швидкість або зупинитися. Окремим випадком небезпеки для руху є рух у межах смуги транспортного засобу назустріч загальному потоку...

З літератури (5, стор. 62-64, а саме Галаса П.В., Кисельов В.Б., Куйбіда А.С. та інші – Експертний аналіз дорожньо-транспортних пригод «Експерт-Сервіс», 1995) вбачається, що «...При наявності суцільної лінії, що поділяє транспортні потоки протилежних напрямків, транспортний засіб (в даному випадку велосипед) стає перешкодою для руху водієві легкового автомобіля з моменту виїзду на зазначену лінію...».

На стор. 319 книжки «Судебные экспертизы. Возможности. Подготовка материалов. Назначение. Оценка» вказано:

Если водитель транспортного средства (первый водитель, у даному випадку велосипеда) не пропускает другое транспортное средство, водитель которого (второй водитель, у даному випадку водій автомобіля) пользуется правом преимущественного проезда (выезд со двора, повороты при наличии встречного транспорта), опасность для второго водителя возникает с момента выезда первого транспортного средства на проезжую часть той улицы (дороги), по которой движется транспортное средство, управляемое вторым водителем, имеющим право преимущественного проезда... При выполнении левого поворота (разворота) опасность возникает с момента пересечения первым транспортным средством осевой линии проезжей части улицы (дороги), по которой движется транспортное средство, водитель которого имеет преимущественное право движения...».

Враховуючи все наведене вище, експерт має право вважати, що в даній дорожній ситуації небезпека для руху водію автомобіля марки ВАЗ-2106, із технічної точки зору, мала б наступати з моменту, коли водій велосипеда почав перетинати подвійну суцільну лінію горизонтальної розмітки 1.3, тобто почав рухатися із зустрічної смуги на смугу руху легковика (перетинаючи її).

Питання типу: – «Чи правильно досудовим слідством обрано момент виникнення небезпеки для руху...» – носить правовий характер, не відноситься до компетенції експерта-автотехніка і повинно вирішуватися правоохоронними органами (слідством або судом) самостійно.

З урахуванням наведеного вважаю, що слід звернути увагу на наступне:

Велосипедист, так само як і водій автомобіля, являється учасником дорожнього руху і повинен був виконувати вимоги Правил дорожнього руху, зокрема в заданій дорожньо-транспортній ситуації вимог п.п. 6.7 та 10.1 ПДР України, які мають наступний зміст:

**Пункт 6.7 ПДР України:**– «Велосипедисти повинні виконувати вимоги цих Правил, що стосуються водіїв або пішоходів і не суперечать вимогам цього розділу».

**Пункт 10.1 ПДР України:**– «Перед початком руху, перестроюванням та будь-якою зміною напрямку руху водій повинен переконатися, що це буде безпечним і не створить перешкод або небезпеки іншим учасникам дорожнього руху».

Таким чином під час руху, водій автомобіля має можливість спостерігати як велосипедист, в момент його виявлення, вже діючи всупереч вимогам вищевказаних пунктів ПДР України, рухається в смугу автомобіля. За таких обставин водію не слід розраховувати на те, що в останній момент велосипедист змінить характер свого руху чи зупиниться. Тому вважаю, що в заданій дорожньо-транспортній ситуації небезпека для руху для водія автомобіля повинна виникати з моменту виявлення на проїзній частині велосипедиста, який перетинаючи проїзну, рухається у напрямку смуги руху автомобіля.

На підставі вищенаведеного вважаємо, що з метою недопущення в подальшому випадків неоднозначного трактування вибору моменту виникнення небезпеки для руху експертами різних експертних установ, розробити єдину методику вибору моменту виникнення небезпеки для руху для подібних дорожньо-транспортних ситуацій.

**Данець Сергій Віталійович**, заступник завідувача відділу – завідувач сектору автотехнічних досліджень, danez@ukr.net.

*Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України*

## **ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНІ ПРИГОДИ – ЯК ПРОБЛЕМНЕ ЯВИЩЕ СУЧАСНОСТІ**

Відповідно до Правил дорожнього руху України дорожньо-транспортна пригода (ДТП) – подія, що сталася під час руху транспортного засобу, внаслідок якої загинули або поранені люди чи завдані матеріальні збитки [1].

Також в Правилах дорожнього руху України зазначено, що транспортний засіб – пристрій, призначений для перевезення людей і (або) вантажу, а також встановленого на ньому спеціального обладнання чи механізмів [1].

Таким чином, під час підрахунку ДТП враховуються події, що відбулися як з автомобілями, машинами на автомобільних шасі, так і з колісними тракторами, трамваями, тролейбусами, мотоциклами, моторолерами й мопедами, що підлягають реєстрації.

ДТП є проблемним явищем як для розвинутих країн, так і для країн з низькими економічними показниками. Травмування та загибель людей під час ДТП є основним негативним явищем, але не слід забувати і про матеріальні збитки, яка отримує країна, внаслідок ДТП. Так за даними Всесвітнього банку, втрати української економіки від дорожньо-транспортного травматизму щороку досягають 4,5 млрд доларів (за розрахунками за 2014 рік).

Відповідно до статистичних даних Управління безпеки дорожнього руху України за період з 01.01.2017 по 31.08.2017 в Україні відбулося 102826 ДТП, що на 8,9% більше ніж за звітний період минулого року. Щоденно в Україні відбувається 423 дорожньо-транспортної події. За зазначений період відбулося 16898 ДТП з постраждалими, від час яких було травмовано 21957 людей, при цьому 1996 людей загинуло.

Найбільш небезпечними районами України в плані кількості ДТП є великі міста такі, як Київ, Одеса, Харків, Дніпропетровськ (дивись табл. 1).

Загальний аналіз ДТП проводиться з урахуванням усіх складових системи «водій – автомобіль – дорога – навколишнє середовище». Класифікації причин ДТП може відрізнятися в різних країнах, але ті, що найбільш часто трапляються, можна об'єднати в три основні групи: 1 група – це недотримання водіяма і пішоходами правил дорожнього руху транспортним засобом (ТЗ); 2 група – порушення правил експлуатації ТЗ і їх несправність; 3 група – поганий стан дорожнього покриття і незадовільна організація дорожнього руху.

Перша група причин ДТП (найчисленніша) пов'язана з діями учасників дорожнього руху, що не відповідають правилам дорожнього руху (дивись табл. 2).

Таблиця 1 – Розподіл ДТП за регіонами

Регіон	Усього ДТП	ДТП с постраждалими		
		усього	загинуло	травмовано
АР Крим	0	0	0	0
Вінницька	1970	571	85	721
Волинська	1980	494	60	656
Дніпропетровська	7314	1413	134	1814
Донецька	2247	593	50	804
Житомирська	2650	651	106	818
Закарпатська	1826	434	57	562
Запорізька	3900	781	85	1102
Івано-Франківська	1768	430	72	587
Київська	7114	950	174	1227
Київ	26980	1446	84	1718
Кіровоградська	1109	339	37	388
Луганська	495	191	13	299
Львівська	7263	1500	177	2064
Миколаївська	2438	601	65	771
Одеська	9138	1410	158	1745
Полтавська	2625	617	68	836
Рівненська	1500	438	63	565
Сумська	1174	386	43	482
Тернопільська	1433	365	38	553
Харківська	7716	1049	84	1354
Херсонська	2312	528	91	683
Хмельницька	1959	443	53	595
Черкаська	2528	612	83	822
Чернігівська	1718	412	67	501
Чернівецька	1669	244	49	290
Севастополь	0	0	0	0
<b>ЗАГАЛОМ</b>	<b>102826</b>	<b>16898</b>	<b>1996</b>	<b>21957</b>
<b>ЗА ДОБУ</b>	<b>423</b>	<b>70</b>	<b>8</b>	<b>90</b>

Таблиця 2 – Статистика ДТП за видами

Вид ДТП			
	усього	загинуло	травмовано
Зіткнення	6945	643	11030
Перекидання	1179	205	1688
Наїзд на транспортний засіб, що стоїть	353	42	497
Наїзд на перешкоду	1814	323	2419
Наїзд на пішохода	5238	639	5021
Наїзд на велосипедиста	1069	129	991
Інші ДТП	306	16	320
<b>ЗАГАЛОМ</b>	<b>16904</b>	<b>1997</b>	<b>21966</b>

Друга група причин ДТП пов'язана з несправністю ТЗ і багато в чому обумовлена щорічним збільшенням автомобільного парку України з великою часткою старих автомобілів в індивідуальному користуванні (старіше 10 років), яких за даними «ДержавтотрансНДІпроект» більше половини (рис. 1) [3, 4].

ДТП з вини водіїв автотранспорту супутніми причинами скоєння яких є технічні несправності ТЗ [2] (дивись табл. 3).

Таблиця 3 – Статистика ДТП по регіонам супутніми причинами скоєння яких є технічні несправності ТЗ

Регіон	Усього ДТП	Усього	Загинуло	Травмовано
АР Крим	0	0	0	0
Вінницька	6	0	0	0
Волинська	9	2	0	2
Дніпропетровська	1	0	0	0
Донецька	5	2	1	4
Житомирська	0	0	0	0
Закарпатська	3	1	0	1
Запорізька	0	0	0	0
Івано-Франківська	2	2	0	2
Київська	5	0	0	0
Київ	35	0	0	0
Кіровоградська	2	0	0	0
Луганська	0	0	0	0
Львівська	6	1	0	1
Миколаївська	8	2	1	2
Одеська	9	1	0	1
Полтавська	13	2	0	3
Рівненська	3	0	0	0
Сумська	2	0	0	0
Тернопільська	2	0	0	0
Харківська	4	0	0	0
Херсонська	6	3	0	3
Хмельницька	0	0	0	0
Черкаська	8	0	0	0
Чернігівська	2	0	0	0
Чернівецька	0	0	0	0
Севастополь	0	0	0	0
<b>ЗАГАЛОМ</b>	<b>131</b>	<b>16</b>	<b>2</b>	<b>19</b>

Термін служби автомобіля в середньому розрахований на 8–10 років експлуатації. Старіння автомобіля супроводжується порушенням його працездатності. Згідно з вимогами Правил дорожнього руху, забороняється експлуатація ТЗ з несправностями, що впливають на безпеку дорожнього руху, а саме з несправностями гальмівної системи, рульового керування, освітлення в темний час доби і склоочисника під час дощу [1].

В останній час, одна з причин збільшення кількості ДТП у країнах з низьким та середнім рівнем доходу може бути пов'язана також з різким зростанням чисельності парку легкових автомобілів на фоні відсталої дорожньої інфраструктури. За оцінками фахівців, автомобільний парк у країнах з низьким та середнім доходом і, зокрема, в Україні, може інтенсивно збільшуватись, поки не досягне відмітки 350–500 автомобілів на 1000 жителів, як у країнах з великим доходом. Зараз цей показник в Україні складає близько 202 легкових автомобілів на 1000 жителів [5].

Третя група причин ДТП пов'язана з незадовільними дорожніми умовами. Найважливішою складовою дорожньої обстановки є дорожні умови, які визначаються сукупністю чинників, що характеризують видимість і стан дороги. Видимість дороги за напрямком руху встановлюється з урахуванням пори року, періоду доби, атмосферних явищ, освітленості. Стан поверхні дороги залежить від типу покриття, атмосферних явищ, чистоти, рівності, шорсткості, ширини проїжджої частини, величини ухилів на спусках, підйомах і віражах. Покриття дороги може бути в незадовільному стані, з вибоїнами або іншими дефектами. [3].

Таким чином, можна сказати, що проблемні питання дослідження ДТП властиві як Україні, так і міжнародному суспільству в цілому. Це багатогранна проблема і рішення її залежить від багатьох факторів, починаючи з політики країни, де відбулося ДТП, і закінчуючи вивченням та встановленням обставин та механізму ДТП.

### Література

1. Правила дорожнього руху України. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-п>.
2. Управління безпеки дорожнього руху. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://www.sai.gov.ua/uploads/filemanager/file/dtp08\\_2017.pdf](http://www.sai.gov.ua/uploads/filemanager/file/dtp08_2017.pdf)
3. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: монографія / за заг. ред. А.М. Редзюка; Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут. – К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2005. – 400 с.
4. Туренко А.Н. Автотехническая экспертиза: учебное пособие / А.Н. Туренко, В. И. Клименко, А. В. Сараев. – Х. : ХНАДУ, 2007. – 156 с.
5. [Електронний ресурс]. [http : //www.autoconsulting.com.ua/ article.php?sid=35442](http://www.autoconsulting.com.ua/article.php?sid=35442)

## ПОДАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПЕРЕДАЧ ЗАЧЕПЛЕННЯМ У СЕРЕДОВИЩІ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Сучасна комп'ютерна графіка має ряд різноманітних застосувань, одне з яких є створення віртуальних тривимірних моделей та їх робочих креслеників. Найбільш популярне середовище автоматизованого проектування – пакет Autodesk Inventor, продукція компанії Autodesk [2]. Пакет має зручний інтерфейс користувача, систему підтримки проектування Decision Support System (DSS) і мультимедійну систему допомоги, а для утворення 3D-моделей елементів конструкцій деталей, вузлів, механізмів та їх робочих креслеників використовується великий набір інструментів. Також створені умови для розробки параметричних 3D-моделей.

Використання майстра проектування пакету Autodesk Inventor дозволяє розробляти параметричні 3D-моделі елементів передач зачепленням (ПЗ). Однією з головних труднощів в процесі побудови креслеників по 3D-моделям елементів ПЗ в середовищі автоматизованого проектування є подання геометричної інформації згідно з ЄСКД [5] тому що не враховується ряд особливостей: колеса викреслюють на креслениках умовно; зубчасті колеса здебільшого зображують у розрізі при цьому зубці завжди показують не розсіченими та без штрихування; на зображеннях, перпендикулярних осі колеса, розрізи не застосовують (коли необхідно показати профіль зуба застосовують місцевий розріз і проводять штрихування до лінії поверхні западин); зубчастий вінець зображують колами і т.д. [1].

В роботі розглянуто питання удосконалення виконання робочих креслеників параметричних 3D-моделей елементів ПЗ.

Запропоновано параметричний підхід до побудови 3D-моделі елементів ПЗ в пакеті Autodesk Inventor із застосуванням «параметричної оболонки». Ескізна геометрія «параметричної оболонки» представлена як функція основних геометричних параметрів елементів ПЗ (рис. 1, а, б). При цьому розроблений ескіз передбачає параметризацію.

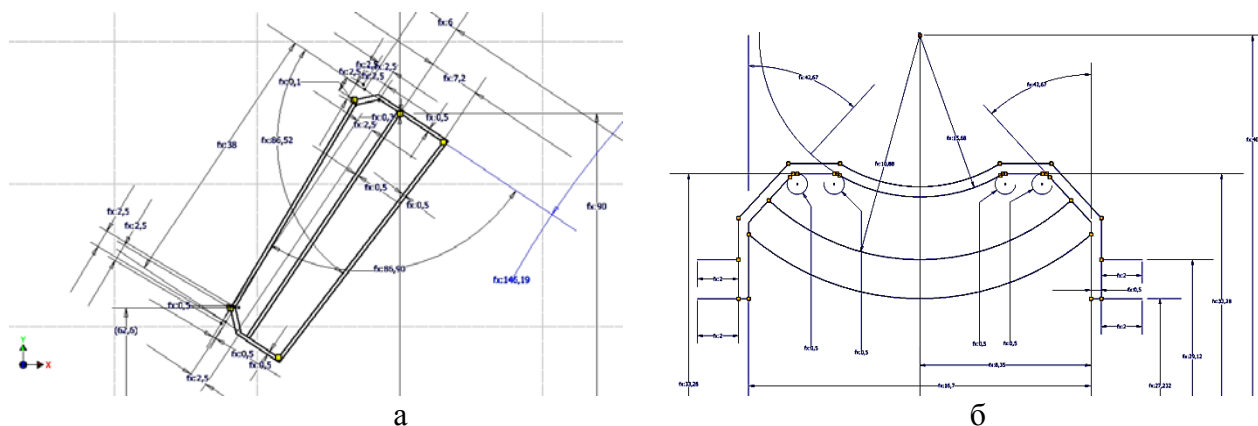


Рис. 1. Ескізний профіль

При створенні 3D-моделі «параметрична оболонка» під конкретний елемент ПЗ (рис. 2, а-д), достатньо експортувати основні геометричні параметри 3D-моделі елемента використав інструменти пакета «Импорт из файла XML» (3D-модель елемента ПЗ) та «Экспорт в файл XML» (3D-модель «параметрична оболонка») (рис. 3).

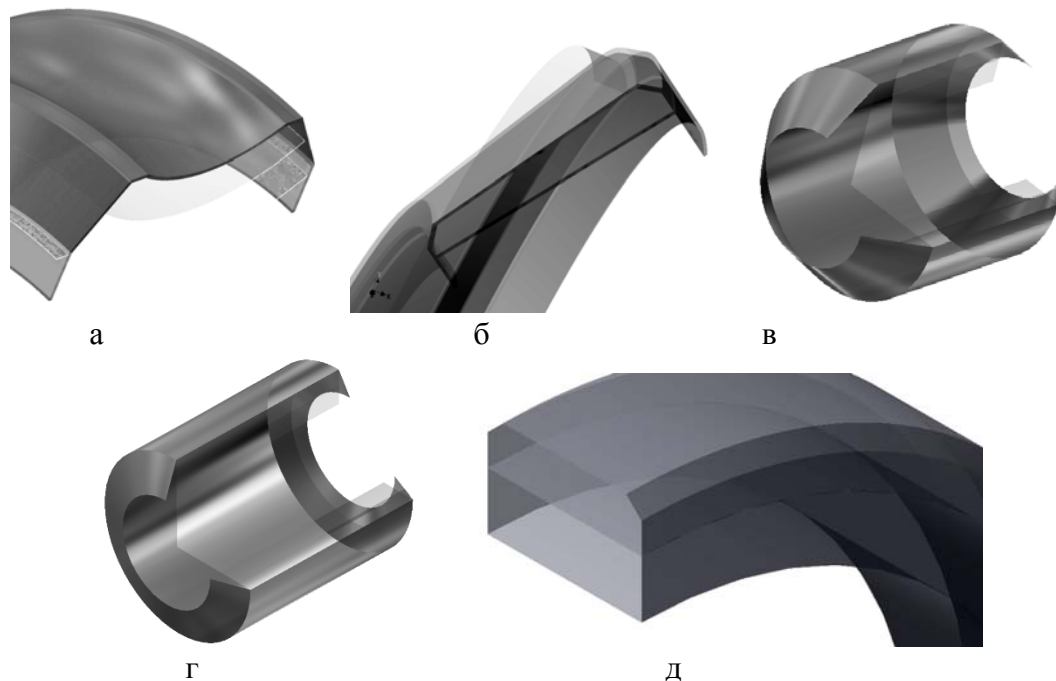


Рис. 2. – Форми 3D-моделі «параметрична оболонка»

```

<?xml version="1.0" encoding="UTF-8"?>
- <ParamWithValueList xmlns:xsi="http://www.w3.org/2003/XMLSchema-instance"
  <version>20080502</version>
  <parameterTypes>
    <ParamType>
      <typeName>Inventor</typeName>
      <typeCode>0</typeCode>
    </ParamType>
    <ParamType>
      <typeName>String</typeName>
      <typeCode>1</typeCode>
    </ParamType>
    <ParamType>
      <typeName>Boolean</typeName>
      <typeCode>2</typeCode>
    </ParamType>
  </parameterTypes>
  <parameters>
    <ParamWithValue>
      <name>da_aw</name>
      <typeCode>мм</typeCode>
      <value>207.90000000 мм</value>
      <comment/>
      <isKey>>false</isKey>
    </ParamWithValue>
    <ParamWithValue>
      <name>da_fi</name>
      <typeCode>град</typeCode>
      <value>30.93794109 град</value>
      <comment/>
    </ParamWithValue>
  </parameters>

```

Рис. 3. Фрагмент файлу.XML обміну інформації

Для створення креслеників елементів ПЗ з поданням геометричної інформації згідно з ЄСКД використовуємо складальну одиницю «елемент ПЗ в



оболонці» (рис. 4, а-г) розроблену на базі 3D-моделей «параметрична оболонка» та «елемент ПЗ» використовуючи інструмент пакету Autodesk Inventor «Конструктивная пара». При необхідності компонент складання 3D-модель «параметрична оболонка» можна подавити або сховати, прибравши видимість.

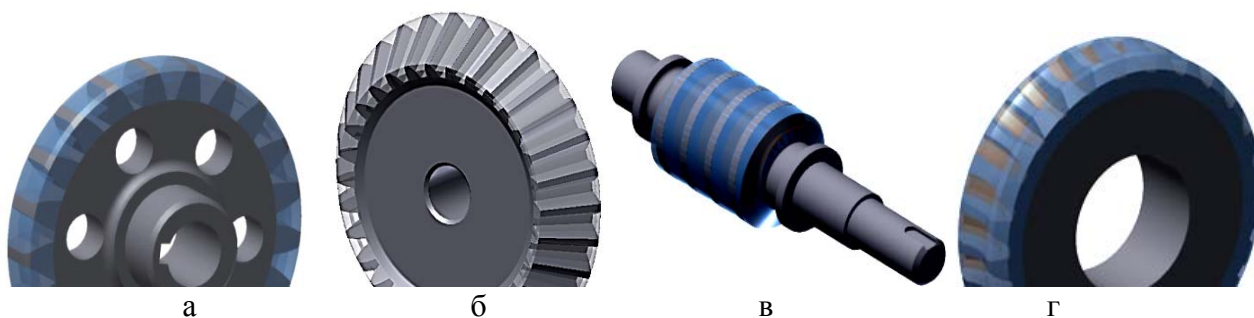


Рис. 4. Елементи передач зачепленням в оболонці

Розроблена складальна одиниця дозволяє удосконалити подання елементів ПЗ для виконання їх креслеників в пакеті Autodesk Inventor використовуючи основні геометричними параметрами, як вихідні.

Запропонована в роботі параметризація подання елементів ПЗ у вигляді «елемент ПЗ в оболонці» з довільними вихідними параметрами полегшує побудову креслеників в пакеті Autodesk Inventor у відповідності з ЄСКД.

Запропонована 3D-модель «параметрична оболонка» та спосіб виконання креслеників елементів ПЗ в пакеті Autodesk Inventor можуть бути впроваджено в навчальний процес та застосовані в машинобудуванні для оптимізації розробки конструкторської документації на стадії проектування.

За результатами роботи отримано два свідоцтва про реєстрацію авторського права на твір [3, 4].

### Література

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – М.: Машиностроение, 2006.
2. Гузненков В.Н. Autodesk Inventor в курсе инженерной графики. Учебное пособие для вузов / В.Н. Гузненков, С.Г. Демидов. – М.: Горячая линия – Телеком, 2009. – 146 с.
3. Іванов Є.М. Подання складових елементів передач у середовищі автоматизованого проектування. Свідоцтво АП №68329 від 25.10.2016 р.
4. Іванов Є.М. Параметричний підхід подання елементів передач зачепленням у середовищі автоматизованого проектування. Свідоцтво АП №72073 від 18.05.2017р.
5. Єдина система конструкторської документації. Основні положення. Довідник: – Укр. та рос. мовами /За заг. ред. В.Л. Іванова. – Львів: НТЦ «Леонорм-стандарт», 2001. - 272с. – (Серія «Нормативна база підприємства»).

**Капский Д.В.**, д-р техн. наук, доцент

*Белорусский национальный технический университет*

**Кривицкий А.М.**, к.т.н, Заведующий Научно-исследовательской лабораторией общих криминалистических и автотехнических исследований,

*ГУ «Научно-практический центр Государственного комитета судебных экспертиз Республики Беларусь»*

## **АНАЛИЗ ПОЛОЖЕНИЙ ПРАВИЛ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ В АВТОТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЕ**

Нормативы в значительной мере определяют качество и уровень дорожного движения. В Республике Беларусь, которая более двух десятилетий является независимым государством, еще нередко действуют практически советские нормативы, отличающиеся невысоким качеством и социалистической направленностью. Предстоит серьезная работа по созданию современных нормативов, в которых не должны повторяться старые недостатки, значительно влияющие на качество дорожного движения, в том числе на безопасность. Следует отметить, что от положений этих нормативов зависит, в значительной мере, ход проведения автотехнических исследований, даже с учетом использования права экспертной инициативы. Национальное законодательство, касающееся Правил дорожного движения и технических средств регулирования, разрабатывается на основе важнейших международных нормативов – «Конвенции о дорожном движении» и «Конвенции о дорожных знаках и сигналах», принятых в 1968 году с последующими изменениями. Эти международные нормативы устанавливают, как правило, только общие положения, направления и подходы, а вся детализация дается в национальных нормативах. Именно здесь, на уровне национального законодательства, появляется основная масса недоработок и недостатков, порой весьма существенных.

Выполнен анализ отдельных положений Правил дорожного движения, в основном, касающиеся специфики конфликтов «транспорт-пешеход», возникающих в дорожном движении. Рассмотрены аспекты, связанные с приоритетом (назначением, выбором) на нерегулируемых пешеходных переходах, определением момента возникновения опасности, наличием и достаточностью переходного интервала, оценке пешеходами опасности перехода проезжей части, условиями видимости в зоне нерегулируемого пешеходного перехода и т.д.

Отдельно рассмотрены вопросы изложения некоторых терминов и определений Правил дорожного движения, носящих спорный характер и требующих разрешения для целей автотехнической экспертизы. Выявлены некоторые аспекты, касающиеся неопределенности, противоречивости, подмены сущностных понятий и невыполнимости некоторых требований действующих Правил дорожного движения, что затрудняет автотехнику анализ рассматриваемых дорожно-транспортных ситуаций в своем многообразии. Даны некоторые рекомендации по совершенствованию Правил дорожного движения, а также организации дорожного движения.

**Кашканов Андрій Альбертович**, к.т.н., доцент, a.kashkanov@gmail.com  
**Кашканова Анастасія Андріївна**, студент, wizard.akela@gmail.com  
*Вінницький національний технічний університет*

## **ФОРМУВАННЯ СУЧАСНИХ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ЗАСОБІВ ЗБОРУ, ОБРОБКИ, ЗБЕРІГАННЯ ТА ПЕРЕДАЧІ ДАНИХ З МІСЦЯ ДТП**

Об'єктивність оцінки дій учасників ДТП багато в чому залежить від встановлених у ході огляду місця ДТП дійсних обставин події і отриманих на їх основі конкретних вихідних даних. Практика проведення автотехнічних експертиз [1–5] показує, що більшість довідкових нормативно-технічних даних мають суттєвий розкид рекомендованих значень, і дійсні значення досліджуваних параметрів можуть суттєво відрізнятись від довідкових (систематизованих).

Дієвим способом мінімізації ймовірності експертної помилки і досягнення максимальної об'єктивності досліджень є застосування приладів, які дозволяють оперативно отримувати необхідні для реконструкції ДТП вихідні дані безпосередньо на місці пригоди, та наступне використання цих даних при проведенні моделювання та аналізу механізму ДТП. Таким чином, виникає задача створення пересувної автотехнічної лабораторії, призначенням якої є збір, обробка, зберігання та передача даних з місця пригоди про ситуаційну картину ДТП, дорожню обстановку технічний стан ТЗ – учасників пригоди. Такі пересувні лабораторії на даний час працюють при НДКЦ МВС України в різних областях.

На основі позитивного досвіду роботи відділення автотехнічних експертиз та оцінювальної діяльності НДЕКЦ при УМВС України в Харківській області з організації огляду місць дорожньо-транспортних пригод Державним науково-дослідним експертно-криміналістичним центром МВС України були розроблені рекомендації щодо використання в практичній діяльності та комплектування пересувної автотехнічної лабораторії [1]. Відповідно до цих рекомендацій, спеціалізована (мобільна) автотехнічна лабораторія може базуватись на легковому автомобілі, універсалі або мікроавтобусі відповідно потреб регіону, а перелік обов'язкового обладнання, необхідного для комплектування спеціалізованої мобільної автотехнічної лабораторії такий: електронний вимірювач відстані; електронний прилад для контролю ефективності гальмування транспортних засобів; масштабний стенд для контролю регулювання світла фар транспортних засобів; спеціальні масштабні лінійки, номерки, рулетки (для якісної і наглядної фіксації слідової інформації та проведення транспортно-трасологічних досліджень; засоби фіксування обставин події та слідової інформації: цифрові фотоапарати, відеокамера; комплект інструмента автослюсаря та гідравлічні домкрати (для якісного дослідження технічного стану транспортних засобів); лабораторія (експертна майстерня) з необхідним обладнанням та комплектом електроінструментів (для якісного дослідження деталей транспортних засобів).

В інтересах розв'язування задачі створення пересувної автотехнічної лабораторії реконструкції ДТП на місці пригоди пропонується на базі

існуючого переліку обов'язкового обладнання, поданого вище, створити новий, який враховує передовий світовий досвід та новітні схеми експертного аналізу обставин ДТП [2]. Таким чином, рекомендований удосконалений склад комплексу обладнання для мобільної лабораторії реконструкції ДТП буде таким:

- прилади для дослідження дорожніх умов (вимірювання коефіцієнтів зчеплення, лінійних розмірів, геометричних параметрів елементів дороги тощо);
- прилади для фіксації дорожньої обстановки (лазерний 3D сканер, універсальна валіза експерта-криміналіста, набір для фото-відео зйомки тощо);
- прилади для технічного діагностування АТЗ (контролю ефективності гальмування, регулювання світла фар, газоаналізатор, діагностування електронних систем керування АТЗ, дешифрування даних, що зберігаються в пам'яті модуля EDR – реєстратора даних про події);
- засоби візуалізації та моделювання дорожньої обстановки (персональний комп'ютер з програмним забезпеченням для обробки вихідної інформації та моделювання ДТП)

Рекомендований склад комплексу обладнання для мобільної лабораторії реконструкції ДТП повинен періодично переглядатись з врахуванням потреб часу та розвитку науки, надавати можливість проведення досліджень засобами спеціально розроблених програмних продуктів (наприклад, програма для оцінювання коефіцієнтів зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям [3, 4], програма оцінювання дальності видимості дороги та об'єктів на ній в темну пору доби [5], комплексна програма оцінювання експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів при експертизі ДТП [3]. Використання рекомендованого комплексу обладнання для мобільної лабораторії створить передумови для підвищення якості та об'єктивності реконструкції ДТП.

## Література

1. Рекомендації щодо використання в практичній діяльності та комплектування пересувної автотехнічної лабораторії (позитивний досвід роботи відділення автотехнічних експертиз та оцінювальної діяльності НДЕКІЦ при УМВС України в Харківській області з організації огляду місць дорожньо-транспортних пригод). – Київ: Державний науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, 2006. – 32 с.
2. 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.
3. Кашканов А. А. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних : монографія / А. А. Кашканов, В. М. Ребедаїло, В. А. Кашканов. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 148 с.
4. Кашканов В.А. Інтелектуальна технологія ідентифікації коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП : монографія / В.А. Кашканов, В.М. Ребедаїло, А.А. Кашканов, В.П. Кужель – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 128 с.
5. 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. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 200 с.

**ОЦІНКА ДІЙ ВОДІЇВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, ЯКІ ВИКОНУЮТЬ  
ОБГІН У МІСЦІ, ДЕ ВИЇЗД НА ЗУСТРІЧНУ СМУГУ РУХУ  
ЗАБОРОНЕНО (ЗГІДНО П.П. 11.4, 14.6 Е) ТА П.11.9 ПДР УКРАЇНИ)  
ПРИ МАНЕВРУВАННІ ВЛІВО, ПОЗА МЕЖАМИ ПЕРЕХРЕСТЯ,  
ІНШОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ЩО РУХАВСЯ  
ДО ЦЬОГО ПОПЕРЕДУ ПРАВОРУЧ, У ПОПУТНОМУ НАПРЯМКУ**

При розслідуванні дорожньо-транспортних пригод пов'язаних із зіткненням транспортних засобів важливу роль відіграє правильний та об'єктивний аналіз дій водіїв. Для технічної оцінки дій водія транспортного засобу експерту-автотехніку необхідно визначитись – відповідно до яких вимог Правил дорожнього руху України повинен був діяти водій у розглядаємій дорожній ситуації та чи перебували вказані дії у причинному зв'язку із ДТП. Тобто визначити дії учасників ДТП, які передували утворенню необхідних умов для виникнення події. В кожному випадку подія мала бути наслідком дій одного або обох водіїв транспортних засобів, що не відповідали вимогам ПДР [2].

У літературі з питань теорії та практики судової автотехнічної експертизи відсутні роботи, де детально були б розглянуті ситуації щодо оцінки дій водія транспортного засобу (1), який рухається по зустрічній смузі руху у місці, де виїзд на зустрічну смугу заборонено (п.п. 11.4, 14.6 е) та п.11.9 ПДР України [1] – смуги зустрічного руху відокремлюються подвійною суцільною лінією розмітки або розділювальною смугою) в той час, коли інший транспортний засіб (2), що рухався до цього попереду праворуч, у межах визначеної, дорожньою розміткою чи розташованими на одному рівні трамвайними коліями, смуги руху вказаного напрямку, почав виконувати поворот ліворуч, поза межами перехрестя, у місці розриву суцільних ліній дорожньої розмітки, для в'їзду на прилеглу територію.

п. 11.4 – «На дорогах з двостороннім рухом, які мають щонайменше дві смуги для руху в одному напрямку, забороняється виїжджати на призначений для зустрічного руху бік дороги» [1].

п. 11.9 – «Забороняється виїжджати на трамвайну колію зустрічного напрямку, відокремлені від проїзної частини трамвайні колії та розділювальну смугу»[1].

п. 14.6 – «Обгін заборонено: е) на дорогах, що мають дві і більше смуги руху в одному напрямку» [1].

У такому разі транспортний засіб (2) своїм маневром створював небезпеку для руху водію транспортного засобу (1) і вимушував водія ТЗ (1) до застосування екстрених заходів для уникнення зіткнення. При цьому дії водія ТЗ (2) не відповідають вимогам п. 10.1 Правил дорожнього руху України (оскільки водій ТЗ (2) змінюючи напрямок свого руху не переконався, що це буде безпечним і не створить небезпеки іншим учасникам руху) і, з технічної точки зору, перебувають в причинному зв'язку з ДТП. При цьому іншою

необхідною складовою частиною розглядаємої ДТП була наявність у цей момент транспортного засобу (1), водій якого вже знехтував вимогами ПДР і рухався по зустрічній смузі у місці де це заборонено. Тобто у такій ситуації дії водія ТЗ (1) не відповідали вимогам ПДР в частині розташування транспортних засобів на проїзній частині.

Однак, чи перебували вказані невідповідності дій водія ТЗ (1) у причинному зв'язку із ДТП?

З одного боку водій ТЗ (1), не дотримуючись вимог ПДР, виїхав на зустрічну смугу руху, виконуючи обгін транспортних засобів у місці, де виїзд на зустрічну смугу заборонено не створював небезпеки для руху іншим транспортним засобам і не вимушував їх до застосування будь-яких заходів із попередження можливого ДТП. При такому розгляді ситуації дії водія ТЗ (1) не відповідали вимогам ПДР в частині розташування транспортних засобів на проїзній частині, однак, з технічної точки зору, вказані невідповідності не перебувають у причинному зв'язку із ДТП. Відповідно, оцінка дій водія ТЗ (1) у аспекті запобігання ним ДТП, буде розглядатись у відповідності до вимог п. 12.3 Правил дорожнього руху України. Тобто технічна можливість запобігти ДТП для водія ТЗ (1) буде визначатись порівнянням його зупинного шляху із відстанню, на якій перебував ТЗ (1) від місця зіткнення у момент зміни напрямку руху ТЗ (2) ліворуч (у момент виникнення небезпеки для руху водію ТЗ (1)).

З іншого боку водій ТЗ (1), не дотримуючись вимог ПДР, виконував обгін у місці, де взагалі заборонено виїжджати на зустрічну смугу і при виконанні маневру лівого повороту ТЗ (2), що рухався до цього попереду праворуч, у межах визначеної смуги руху вказаного напрямку, допустив зіткнення вказаних транспортних засобів. Тобто рух ТЗ (1) по зустрічній смузі руху у місці, де це було заборонено, стало необхідною умовою для виникнення події при маневрі лівого повороту ТЗ (2). При такому розгляді ситуації дії водія ТЗ (1) не відповідали вимогам п. 11.4, п. 14.6 (е) або п. 11.9 ПДР - в частині розташування транспортних засобів на проїзній частині і, з технічної точки зору, перебувають у причинному зв'язку із ДТП. Відповідно, оцінка дій водія ТЗ (1), у аспекті запобігання ним ДТП, буде розглядатись у відповідності до вимог п. 11.4, п. 14.6 (е) або п. 11.9 Правил дорожнього руху України. Тобто технічна можливість запобігти ДТП для водія ТЗ (1) буде визначатись виконанням вимог п. 11.4, п. 14.6 (е) або п. 11.9 Правил дорожнього руху України (по аналогії із ситуацією при виконанні обгону на перехресті – коли дії водія транспортного засобу, що виконував обгін на перехресті, не відповідають вимогам п. 14.6 ПДР України і, з технічної точки зору, перебувають у причинному зв'язку із ДТП).

Проблема при розгляді подібних дорожньо-транспортних ситуацій полягає у відсутності єдиного методично-аргументованого підходу щодо оцінки дій водія транспортного засобу (1).

### Література

1. Правила дорожнього руху. Дніпропетровськ, 2013.
2. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы. Москва, ЦНИИСЭ-1971., Н.М. Кристи.

**Криворучко Микола Миколайович**, старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень

**Данець Сергій Вітальович**, завідувач сектору автотехнічних досліджень  
*Харківський НДЕКЦ МВС України.*

## **ВПРОВАДЖЕННЯ ЗАСОБІВ ВІДЕОРЕЄСТРАЦІЇ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ**

Згідно статистики Управління безпеки дорожнього руху ДПД НПУ за 2015 рік на території України сталося 134193 дорожньо-транспортних пригоди, у яких було травмовано 31467 особи та загинуло 3970 осіб; за 2016 рік - 158776 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 33613 осіб та загинуло 3410 осіб; за 8 місяців 2017 року - 102826 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 21957 осіб та загинуло 1996 осіб [1].

Вищенаведені статистичні дані свідчать про те, що на автодорогах України відбувається значна кількість дорожньо-транспортних пригод, при якій відбувається травмування та загибель людей, а також наноситься матеріальна шкода. Також аналіз кількості дорожньо-транспортних пригод за останні роки свідчить про те, що тенденція до зменшення їх кількості або зменшення тяжкості наслідків дорожньо-транспортних пригод у вигляді травмування та загибелі людей, відсутня. Відповідно підвищення безпеки дорожнього руху на автодорогах України з метою зменшення кількості дорожньо-транспортних пригод та тяжкості їх наслідків є на теперішній час актуальним завданням. Проблема підвищення безпеки дорожнього руху потребує до себе всебічного підходу з застосуванням комплексу різних заходів. Вирішення вказаної проблеми не можливе без встановлення об'єктивних причин виникнення події ДТП, які в свою чергу не можливо встановити без застосування спеціальних технічних знань.

Одним із заходів для підвищення безпеки дорожнього руху а також для встановлення об'єктивних обставин ДТП є впровадження засобів відеореєстрації на автомобільному транспорті та на автомобільних дорогах України.

В сучасній експертній практиці основним джерелом даних, які характеризують механізм дорожньо-транспортної пригоди і які використовуються при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод є свідчення свідків. Свідчення свідків є суб'єктивними, оскільки сприйняття однієї і тієї ж дорожньо-транспортної обстановки (швидкість руху, відстані та ін.) різними людьми може значно відрізнятись один від одного. Також має місце навмисне викладення свідками завідомо неправдивих свідчень стосовно механізму дорожньо-транспортної пригоди. Не завжди є можливість виявити такі факти або усунути експертним шлях протиріччя в свідченнях свідків стосовно механізму дорожньо-транспортної пригоди, що в деяких випадках дозволяє водіям уникнути відповідальності за порушення Правил дорожнього руху.

Відеозапис є об'єктивним відображенням події дорожньо-транспортної пригоди і він може бути об'єктивним джерелом даних, які характеризують механізм дорожньо-транспортної пригоди на відміну від свідчень свідків.

Відповідно до вищенаведеного, використання відеозаписів дозволяє підвищити об'єктивність розслідування дорожньо-транспортних пригод та мінімізувати можливість уникнення відповідальності водіям за порушення Правил дорожнього руху.

Станом на теперішній час все більше розповсюдження отримують засоби відеореєстрації – автомобільні відеореєстратори. Вартість автомобільних відеореєстраторів початкового рівня на теперішній час відповідає вартості приблизно однієї заправки бензином повного паливного баку на легковому автомобілі (40л) [2,3]. Установка, налаштування та експлуатація автомобільних відеореєстраторів не потребує застосування спеціальних інструментів або спеціальних пізнань і є доступною водіям.

Також станом на теперішній час все більше розповсюдження отримують засоби відеореєстрації – камери зовнішнього відеоспостереження. Зокрема в поле зйомки камер зовнішнього відеоспостереження попадають ділянки автодоріг. А також камери зовнішнього відеоспостереження встановлюються на перехрестях.

Більш широке впровадження відеореєстрації на автомобільному транспорті, а саме наприклад обов'язкове встановлення автомобільних відеореєстраторів на пасажирському транспорті та на спецтранспорті, обладнаному спецсигналами з обов'язковим наданням відеозапису з них при ДТП, дозволить підвищити безпеку руху на даних типах транспорту. Оскільки водії даних транспортних засобів будуть інформовані про те, що порушення ними Правил дорожнього руху України будуть об'єктивно зафіксовані автомобільним відеореєстратором. Більш широке розповсюдження камер зовнішнього відеоспостереження на аварійно небезпечних ділянках дороги та на перехрестях, де відбувається значна кількість ДТП з обов'язковими інформуванням водії про їх встановлення та подальше використання відеозаписів з них дозволяє підвищити об'єктивність розслідування дорожньо-транспортних пригод та мінімізувати можливість уникнення відповідальності водіям за порушення Правил дорожнього руху. Оскільки водії транспортних засобів будуть інформовані про те, що порушення ними Правил дорожнього руху України будуть об'єктивно зафіксовані камерами зовнішнього спостереження. Що також дозволить підвищити безпеку дорожнього руху.

Таким чином, впровадження засобів відеореєстрації на автомобільному транспорті та на автомобільних дорогах України дозволить підвищити безпеку дорожнього руху і тим самим домогтися зменшення кількості порушень Правил дорожнього руху та відповідно зменшення кількості дорожньо-транспортних пригод та тяжкості їх наслідків.

### Література

1. <http://www.sai.gov.ua/ua/ua/static/21.htm>
2. <https://rozetka.com.ua/vdr/c153617/sort=cheap/>
3. <http://vseazs.com/>



## **ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ ЗМЕНШЕННЯ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ ВИХІДНИХ ДАНИХ ПРИ ЕКСПЕРТИЗИ ДТП В ТЕМНУ ПОРУ ДОБИ**

Дорожньо-транспортні пригоди (ДТП) виникають внаслідок порушення нормального функціонування системи «водій – транспортний засіб – дорога – середовище руху». В темну пору доби безпечний режим руху визначається допустимою швидкістю руху, яку водій має обирати в залежності від дальності видимості. На цей період припадає чимала кількість всіх ДТП. З загального числа ДТП біля 50 % пригод скоюються саме в темну пору доби [1]. В свою чергу задача визначення дальності видимості виникає при проведенні експертизи ДТП, за існуючою методикою її вирішують лише при проведенні дорожнього експерименту з визначення дальності видимості, який проводиться безпосередньо на місці пригоди або за аналогічних умов визначених експертом, є надзвичайно трудомістким і потребує залучення висококваліфікованих фахівців та значних матеріальних ресурсів, так як слід враховувати велику кількість факторів: погодні умови, тип і стан дорожнього покриття, особливості об'єкту розрізнення і його розташування, освітленість та особливості світлорозподілу, що забезпечуються фарами. Дослідження проводяться для вирішення одного з найважливіших питань – чи мав водій технічну можливість запобігти ДТП, чи зменшити важкість її наслідків, при цьому встановлюється – при якому розташуванні учасників і при яких параметрах руху водій мав можливість запобігти ДТП[2].

Автором розроблені модель і експертна програма, які дають змогу зменшити невизначеність вихідних даних при визначенні дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби та об'єктивності прийняття рішення експертом-автотехніком в умовах неточності та невизначеності вихідних даних при проведенні експертиз ДТП. Модель визначення дальності видимості [2] була розроблена автором на основі методу ідентифікації нелінійних об'єктів нечіткими базами знань вона вперше поєднує фактори впливу  $W, K, F, G, E, C, B, T$  на значення дальності видимості дорожніх об'єктів  $S$ (рис. 1).

В перспективі слід вдосконалити розроблену експертну програму, що також дасть змогу покращити якість проведення автотехнічних експертиз ДТП, що сталися в темну пору в умовах неточності та невизначеності вихідних даних, за рахунок врахування різноманітніших обставин ДТП, суттєво зменшити матеріальні та людські затрати на проведення експертизи, а саме дорожнього експерименту на місці ДТП або за аналогічних умов. розроблена програма дозволяє удосконалити проведення автотехнічних експертиз, за рахунок автоматизації визначення дальності видимості з можливістю використання нечіткої експертної інформації, що зменшує час, який витрачається експертом-автотехніком для поглибленого аналізу пригоди, допиту учасників пригоди та очевидців, а також для проведення натурального слідчого експерименту з залученням фахівців у сфері автотехнічної експертизи.

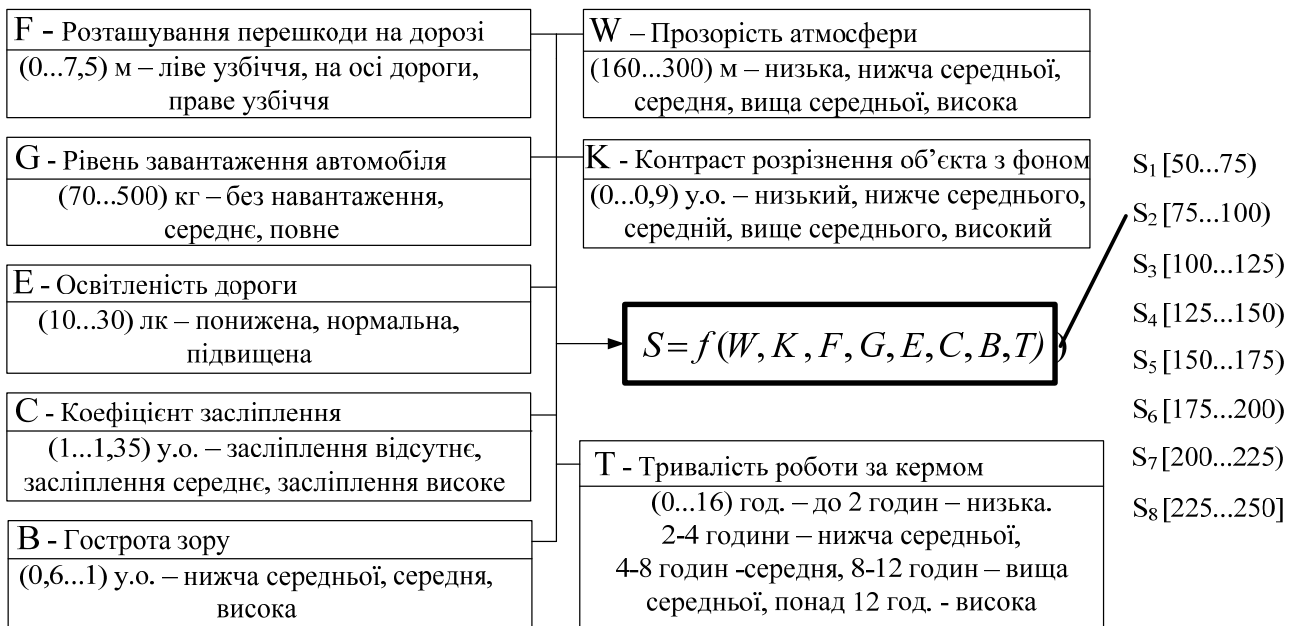


Рис. 1. Структура моделі визначення дальності видимості (фактори впливу, універсальна множина, терми для їх оцінок)

Отже для зменшення невизначеності вихідних даних при автотехнічній експертизі ДТП запропоновано використання нечіткої експертної інформації про значення факторів впливу на дальність видимості з удосконаленого протоколі огляду місця ДТП [2, 3].

Сформулюємо перспективні напрямки вдосконалення наповнення навчальної вибірки розробленої автором експертної програми, для чого слід детально дослідити: 1) світлорозподіл, як легкових так і вантажних автомобілів; 2) матричні, діодні, біксенонові та ксенонові фари; 3) перехідні режими фар, поворотні (адаптивні) фари; 4) сталий режим руху автомобіля, прискорення, сповільнення; 7) замські та міські дороги без освітлення та з штучним освітленням, підйоми, спуски та повороти; 8) умови недостатньої видимості (сніг, туман, дощ тощо). Одержані дані дадуть змогу вдосконалити розроблену автором експертну програму, значно розширити можливості її застосування.

### Література

1. Волков В. П. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях: Монография / В.П. Волков, В.Н. Торлин, В.М. Мищенко, А.А. Кашканов, В.А. Кашканов, В.П. Кужель, В.А. Ксенофонтова, А.А. Ветрогон, Н.В. Складаров. – Харьков: ХНАДУ, 2010. – 476 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.

3. Кужель В. П. Зменшення невизначеності вихідних даних при автотехнічній експертизі ДТП в темну пору доби / В. П. Кужель // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія «Автомобіле- та тракторобудування». № 10 (1119), Харків, НТУ «ХПІ», 2015. – С. 107 – 114.

## ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Розглянуто дослідження маневру транспортних засобів «вхід у поворот» та запропоновано інший варіант розрахунків траєкторії руху автомобіля під час маневру.

Під час проведення автотехнічних експертиз та досліджень у випадках, пов'язаних з маневрами транспортних засобів, досить часто виникає необхідність перевірки технічної спроможності заданих вихідних даних. Експерту необхідно перевірити, чи можливе поперечне відхилення смуги руху автомобіля на заданій відстані або відстань, на якій смуга руху автомобіля відхиляється у поперечному напрямку на задану величину [2].

Відповідно до методичних рекомендацій з виконання судової автотехнічної експертизи поперечне відхилення смуги руху автомобіля на заданій відстані визначається за наступною формулою [2]:

$$a = R - \sqrt{R^2 - S^2}, \quad (1)$$

відстань, на якій смуга руху автомобіля відхиляється у поперечному напрямку на задану величину, визначається за наступною формулою [2]:

$$S = \sqrt{2 \times a \times R - a^2}, \quad (2)$$

де  $S$  – відстань, на якій смуга руху автомобіля відхиляється у поперечному напрямку на величину  $a$ ;  $a$  – поперечне відхилення смуги руху автомобіля;  $R$  – радіус повороту зовнішньої передньої габаритної точки автомобіля.

Якщо скласти масштабну схему, де нанести автомобіль, який рухається по окружності радіусом  $R$ , то траєкторія руху його зовнішньої передньої габаритної точки не співпадатиме з траєкторією, що розрахована за (1), (2).

Для прикладу візьмемо автомобіль ВАЗ-2107, який рухається зі швидкістю 40 км/год. Дорожня поверхня асфальтобетонна, суха. Граничний радіус повороту його зовнішньої передньої габаритної точки, за умовами зчеплення, дорівнює 23,5 м. Складаємо масштабну схему, де наносимо автомобіль ВАЗ-2107, зовнішня передня габаритна точка якого рухається по окружності радіусом  $R=23,5$  м. З масштабної схеми виходить, що на відстані, наприклад 10 м, смуга руху автомобіля відхиляється у поперечному напрямку на 3,8 м (рис. 1).

Поперечне відхилення смуги руху автомобіля на відстані 10 м, визначене за формулою 1, дорівнює 2,2 м (рис. 1), що виходить з розрахунку:

$$a = R - \sqrt{R^2 - S^2} = 23.5 - \sqrt{23.5^2 - 10^2} = 2,2 \text{ м} \quad (3)$$

Якщо ж смуга руху автомобіля відхиляється у поперечному напрямку на 3,8 м, то для цього йому необхідно здолати 12,8 м (рис. 1), що виходить з розрахунку:

$$S = \sqrt{2 \times a \times R - a^2} = \sqrt{2 \times 3,8 \times 23,5 - 3,8^2} = 12,8 \text{ м.} \quad (4)$$

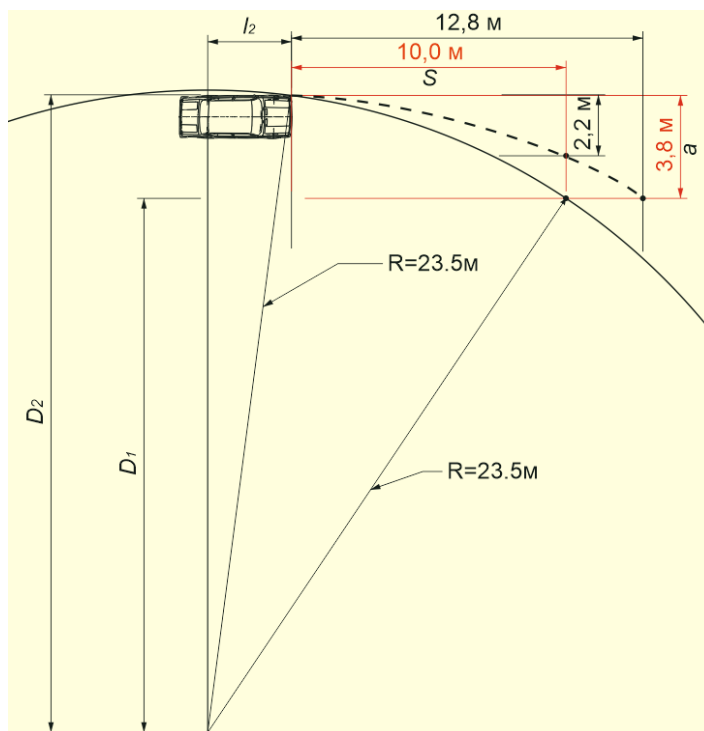


Рис. 1 Рух зовнішньої передньої габаритної точки автомобіля по окружності

Виходячи з вищенаведеного, траєкторія руху автомобіля, розрахована за (1), (2), де використовується радіус повороту  $R$ , не співпадає з траєкторією його руху по окружності того ж радіусу  $R$ , яка встановлена графічно (рис. 1).

Причина даних розбіжностей у тому, що розрахунки за формулами (1), (2), приведені до точки, в якій поздовжня вісь автомобіля або відстань  $S$  є дотичною до окружності (рис. 2 – точка А).

Для автомобіля точка, в якій поздовжня вісь та відстань  $S$  є дотичною до окружності може бути, наприклад, середина його задньої осі (рис. 3).

Якщо вирахувати траєкторію руху середини задньої осі автомобіля за (1), (2), а потім скласти масштабну схему, то ми отримаємо цілком однакові траєкторії – розрахункову і графічну (рис. 3).

На підставі вищенаведеного слід дійти висновку, що (1), (2), справедливі для розрахунку траєкторії руху задньої осі автомобіля. Саме тому при визначенні траєкторії руху зовнішньої передньої габаритної точки автомобіля виникає вказана вище похибка. Для її усунення, незважаючи на доволі прості розрахунки, під час дослідження, необхідно кожного разу складати масштабну схему, щоб визначити положення його зовнішньої передньої габаритної точки та перевірити задані вихідні дані на технічну спроможність.

У зв'язку з цим пропонуються розрахунки траєкторії руху зовнішньої передньої габаритної точки автомобіля за дещо іншими формулами.

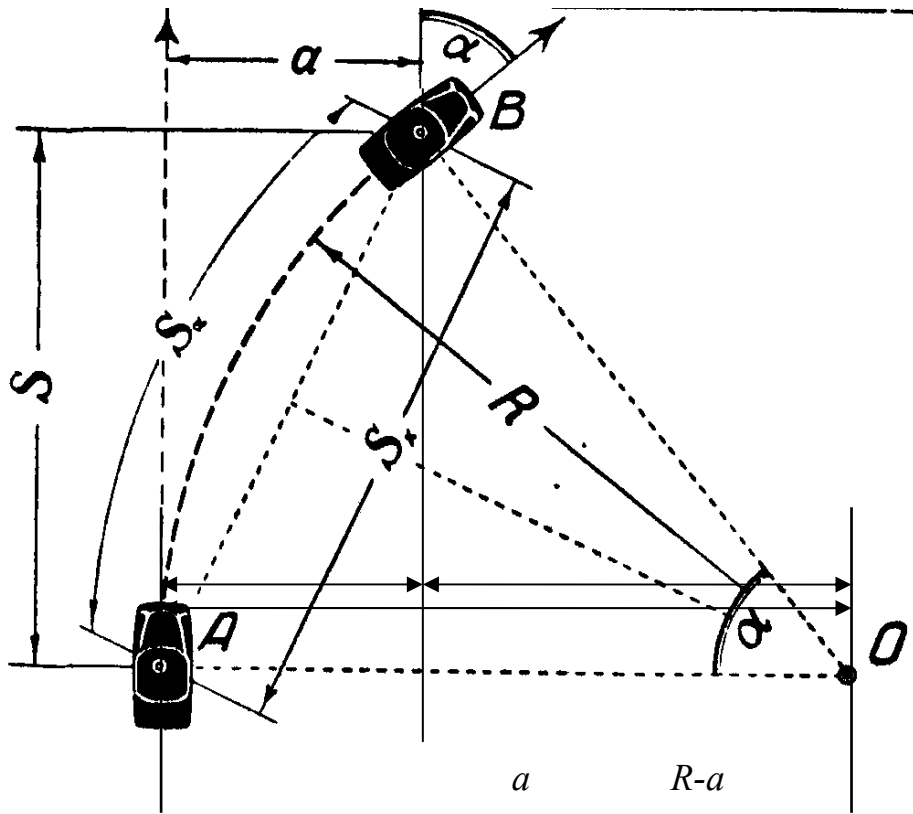


Рис. 2. Рух автомобіля по окружності [2]

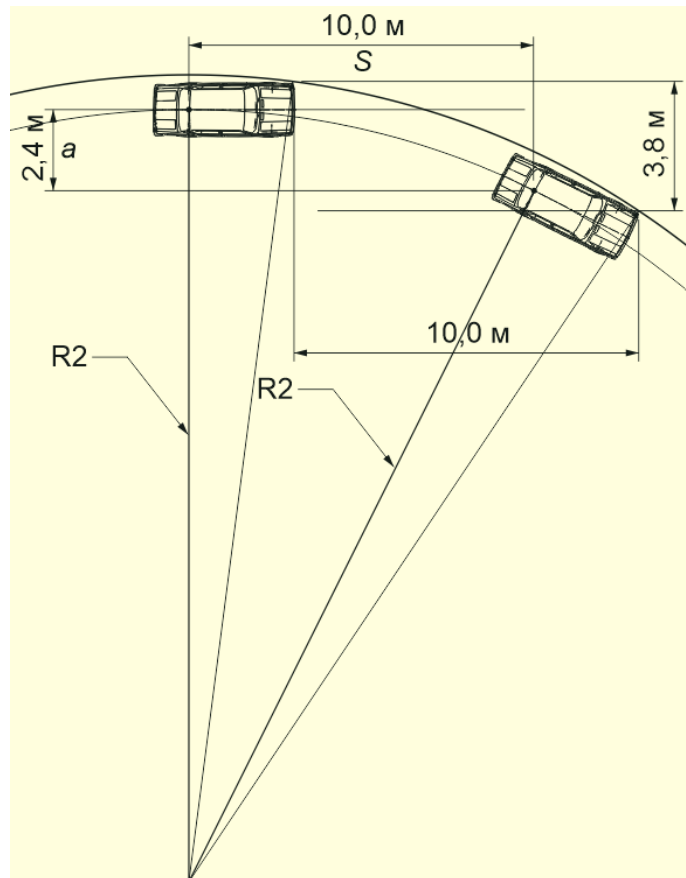


Рис. 3. Рух середини задньої осі автомобіля по окружності

Відстань  $S$ , на якій смуга руху автомобіля відхиляється на задану величину, або поперечне відхилення  $a$  смуги руху автомобіля на заданій відстані можливо визначити, відповідно, за наступними формулами:

$$a = \sqrt{R^2 - l_2^2} - \sqrt{R^2 - (S + l_2)^2}; \quad (5)$$

$$S = \sqrt{2 \times a \times \sqrt{R^2 - l_2^2} - a^2 + l_2^2} - l_2; \quad (6)$$

Даний варіант розрахунків дещо ускладнений, але він дозволяє уникнути складання масштабних схем та усуває розбіжності між траєкторією руху автомобіля, що розрахована за формулами 1,2 (де використовується радіус повороту  $R$ ), та траєкторією його руху по окружності того ж радіусу  $R$ , яка встановлена графічно (рис.1).

### Література

1. Судебная автотехническая экспертиза: Теоретические основы и методики экспертного исследования при производстве автотехнической экспертизы: пособие для экспертов-автотехников, следователей и судей/ [под ред. В.А. Иларионова]: в 2 ч. – М.: ВНИИСЭ, 1980. – ч.2. – 491 с.
2. Кристи Н.М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы / Н.М. Кристи. – М.: ЦНИИЛСЭ, 1971. – 123 с.
3. Можливості використання спеціальних знань при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод / Авт. - уклад. С.О. Шевцов. – Х.: СПД-ФО Чальцев О.В., 2005. – 308 с.: іл.

## **НАЇЗД НА ПІШОХОДА НА НЕРЕГУЛЬОВАНОМУ ПІШОХІДНОМУ ПЕРЕХОДІ**

Вимоги до дій водія при наближенні до нерегульованого пішохідного переходу визначені в п.п. 18.1, 18.4 Правил дорожнього руху України (далі ПДР).

Відповідно до п.п. 18.1, 18.4 ПДР, водій транспортного засобу, який наближається до нерегульованого пішохідного переходу, на якому перебувають пішоходи, повинен зменшити швидкість, а в разі потреби зупинитися, щоб дати дорогу пішоходам, для яких може бути створена перешкода чи небезпека.

Якщо перед нерегульованим пішохідним переходом зменшує швидкість чи зупинився транспортний засіб, водії інших транспортних засобів, що рухаються по сусідніх смугах, повинні зменшити швидкість, а в разі потреби зупинитися і можуть продовжити (відновити) рух лише переконавшись, що на пішохідному переході немає пішоходів, для яких може бути створена перешкода чи небезпека.

Згідно з п. 1.10 ПДР, пішохід – це особа, яка бере участь у дорожньому русі поза транспортними засобами і не виконує на дорозі будь-яку роботу. До пішоходів прирівнюються особи, які рухаються в інвалідних колясках без двигуна, ведуть (не їдуть!) велосипед, мопед, мотоцикл, везуть санки, візки, дитячі коляски.

На нерегульованих переходах пішоходи можуть виходити на проїжджу частину після того, як оцінять відстань до транспортних засобів, їх швидкість, і переконаються, що перехід буде безпечний. Вийшовши на проїжджу частину (зокрема на пішохідний перехід), пішоходи не повинні затримуватися або зупинятися, якщо це не пов'язано із забезпеченням безпеки для руху.

З огляду на вимоги до переходу проїжджої частини по пішохідних переходах, при наявності розділової смуги, що розділяє транспортні потоки протилежних напрямків, водій має право розраховувати на те, що пішохід зупиниться на цій смузі. Таким чином, якщо є розділова смуга, а в ній розрив (якщо його немає, то вона не призначена для руху і зупинки транспортних засобів і пішоходів), то, оскільки вона розділяє проїзні частини протилежних напрямків, поступатися дорогою необхідно тоді, коли пішохід буде переходити проїжджу частину в тому напрямку, в якому рухається транспортний засіб.

Взагалі на нерегульованому пішохідному переході небезпека для руху водію виникає в момент виходу пішохода на проїзну частину (нерегульований пішохідний перехід).

Згідно з п. 1.10 ПДР під терміном «пішохідний перехід» розуміється ділянка проїзної частини або інженерна споруда, призначена для руху пішоходів через дорогу. Пішохідні переходи позначаються дорожніми знаками 5.35.1–5.35.2 та дорожньою розміткою 1.14.1–1.14.2. За відсутності дорожньої

розмітки межі пішохідного переходу визначаються відстанню між дорожніми знаками, а на перехресті за відсутності пішохідних світлофорів, дорожніх знаків і розмітки – шириною тротуарів або узбіч. На такому переході перевага в русі також належить пішоходам.

Виходячи із терміна «дати дорогу» – вимога до учасника дорожнього руху не продовжувати або не відновлювати рух, не здійснювати будь-яких маневрів (за винятком вимоги звільнити займану смугу руху), якщо це може примусити інших учасників дорожнього руху, які мають перевагу, змінити напрямку руху або швидкість, можна визначити, що при одночасному русі через нерегульований пішохідний перехід пішохода та ТЗ, за умови незмінного напрямку й темпу руху пішохода, додержання безпечного інтервалу, у діях водія ТЗ невідповідностей п. 18.1 ПДР не вбачається.

При аналізі наїзду на пішохідному переході, виходячи з вимог п. 18.4 ПДР, впливає таке – небезпека для руху водію ТЗ, який рухається по сусідній смузі відносно ТЗ, що зупинився або зупиняється, як на смузі праворуч, так і ліворуч від нього, за умови обмеження видимості пішохідного переходу останнім, виникає в момент початку руху пішохода (виходу) на пішохідний перехід за наявності такого, а не з моменту, коли водій може об'єктивно виявити пішохода, який знаходиться на переході. Це пов'язано з тим, що ТЗ, який зупинився або уповільнюється, є ознакою перебування пішохода на переході.

### Література

1. Судебная автотехническая экспертиза: Теоретические основы и методики экспертного исследования при производстве автотехнической экспертизы: пособие для экспертов-автотехников, следователей и судей / [под ред. В.А. Иларионова]: в 2 ч. – М.: ВНИИСЭ, 1980. – ч.2. – 174 с.
2. Кристи Н.М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы / Н.М. Кристи. – М.: ЦНИИЛСЭ, 1971. – 68 с.
3. Можливості використання спеціальних знань при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод / Авт. - уклад. С.О. Шевцов. – Х.: СПД-ФО Чальцев О.В., 2005. – 39 с.



## **ПИТАННЯ, ЯКЕ МОЖЕ ВИНИКНУТИ ПІД ЧАС ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРТИЗИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ПІД ЧАС ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ**

На сьогоднішній день поширені два типи будови робочої гальмівної системи, гідравлічна та пневматична. Слід також вказати на наявність комбінованої, так званої змішаної робочої гальмівної системи, проте таке застосування є дуже великою рідкістю.

Для прикладу, змодельюємо наступну робочу ситуацію: (опис ситуації буде проведено по спрощеному варіанту, детально постановою про призначення експертизи, питання поставлені перед судовим експертом, та висновок експерта описуватись не будуть).

До НДЕКЦ МВС України надійшла постанова про призначення автотехнічної експертизи, за експертною спеціальністю 10.2. (Дослідження технічного стану транспортного засобу), на вирішення перед судовим експертом поставлене наступне питання:

1. Чи є технічно справною робоча гальмівна система досліджуваного автомобіля (Досліджуваний автомобіль випущений після 1988 року, категорія М<sub>1</sub> легковий автомобіль).

Під час проведення дослідження візуальним оглядом робочої гальмівної системи досліджуваного автомобіля було встановлено, що робоча гальмівна система є гідравлічною, двох контурною з діагональним розподілом контурів, усі вузли та агрегати (механізми) робочої гальмівної системи досліджуваного автомобіля, не мають будь яких механічних пошкоджень, відповідають вимогам заводу виробника, конструктивні зміни в робочій гальмівній системі відсутні. Рівень гальмівної рідини в бачку живлення головного гальмівного циліндру гідроприводу гальм знаходиться на відмітці «max», підтік гальмівної рідини візуальним оглядом не виявлено, під час натискання на педаль гальма встановлено що гальмівні механізми спрацьовують, під час натискання на педаль гальма остання стає пружною, робочий хід не збільшується, то отже для перевірки технічного стану робочої гальмівної системи досліджуваного автомобіля були проведені дорожні випробування. Та під час проведення випробувань досліджуваний автомобіль було розігнано до швидкості 40 км/год після чого шляхом одноразового впливу на орган керування робочої гальмівної системи (педаль гальма), досліджуваний автомобіль було зупинено. З моменту натискання на педаль гальма до зупинки, автомобіль подолав відстань рівну 22.2 м, яка перевищувала граничне значення для даного автомобіля, яке згідно вимог п.31.4.1. б) Правил дорожнього руху становить відстань не більше 14.7 м.

Однією з причини даної невідповідності, тобто перевищення гальмівного шляху досліджуваного автомобіля від нормативного може бути, або як застосування водієм (власником, особою яка безпосередньо користується транспортним засобом) гальмівної рідини яка або не передбачена заводом

виробником (мається на увазі клас гальмівної рідини (DOT<sup>1</sup>)), або гальмівна рідина у досліджуваному автомобілі впитала (поглинула) у себе багато вологи, що призвело до зміни її властивостей, або відбулося змішування різних гальмівних рідин, що також може призвести до зміни властивостей гальмівної рідини.

Слід пам'ятати, що: гальмівна рідина – робоче тіло гідравлічної гальмівної системи, яка передає тиск від головного гальмівного до колісних циліндрів, які притискають гальмівні колодки до дисків або барабанів.

На сучасних автомобілях в силу ряду переваг застосовують в основному гліколеві гальмівні рідини. Проте за один рік експлуатації вони можуть вбрати в себе до 2-3% вологи, що потребує їхньої періодичної заміни. Як правила періодичність заміни вказується в керівництві по експлуатації автомобіля, та зазвичай становить від 1 до 3 років. Об'єктивно оцінити (встановити) властивості гальмівної рідини можливо лише в наслідок лабораторних досліджень. На практиці стан гальмівної рідини оцінюють (визначають) візуально - по загальному виду. Вона повинна бути прозорою, однорідною, не повинна мати осаду. У сьогоденні існують прилади для встановлення стану гальмівної рідини за температурою кипіння або ступеню вологості. Проте оскільки рідина в системі не циркулює, в бачку її стан може бути іншим ніж в системі (в колісних гальмівних циліндрах). В бачку рідина контактує з повітрям (атмосферою) впитуючи вологу, а в гальмівних механізмах – ні. Проте в гальмівних механізмах рідина нагрівається, в наслідок чого її початкові властивості погіршуються.

У будь якого випадку вищевикладене експертом автотехніком не може бути вирішене, оскільки сама по собі гальмівна рідина не може бути перевірена (досліджена) експертом автотехніком, оскільки для встановлення відповідності гальмівної рідини вимогам заводу виробника, необхідно проводити лабораторні дослідження, що не входить до компетенції експерта автотехніка.

Вищевикладений приклад, зумовлений тим, що під час проведення дослідження робочої гальмівної системи, експерт автотехнік в дослідницькій частині висновку вказує на наявність або відсутність гальмівної рідини в бачку живлення головного гальмівного циліндру гідроприводу гальм, про наявність або відсутність підтікань гальмівної рідини, проте не як не може вказувати на стан гальмівної рідини, хоча гальмівна рідина - основне робоче тіло (основний елемент) робочої гальмівної системи автомобіля, проте як вказано вище, її стан не може бути оцінений експертом автотехніком.

### Література

1. Правила дорожнього руху України: Офіційне видання, введені в дію з 15.04.2013. Зі змінами та доповненнями у відповідності до постанови Кабінету Міністрів від 06.03.2013. – Київ.: АСК, Ігнатекс-Україна, СПД Кузь П.В., 2013.
2. Рогозін Н.А., Папок К.К. Словник з палив, олив, змащеням, присадкам і спеціальнимі рідинам-М. Хімія 1975рТуманов А.К.
3. Автомобільні експлуатаційні матеріали О.І. Манусаджянц «Транспорт» 1989
4. Грамолин А.В., Кузнецов А.С. Паливо, масла, мастила, рідини і матеріали для експлуатації та ремонту автомобілів. - М.: Машинобудування, 1995. – 63 с.
5. Технічна експлуатація автомобілів, за ред. Є.С. Кузнецова. - 3-е вид., Перераб. і доп. - М.: Транспорт, 1991. – 413 с.

## **ДО ПРОБЛЕМ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ВИНИКНЕННЯ НЕБЕЗПЕКИ ДЛЯ РУХУ ПРИ ПРОВЕДЕННІ АВТОТЕХНІЧНИХ ЕКСПЕРТИЗ**

Момент виникнення небезпеки для руху є ключовим інформативним аспектом проведення судової автотехнічної експертизи, визначення якого потребує спеціальних знань і навичок. Практика експертної діяльності засвідчує неправильність визначення такого моменту деякими ініціаторами експертиз або взагалі відсутність цієї інформації у документах про їх призначення, що обґрунтовує актуальність досліджень в цьому напрямку.

У відповідності до інструкції про проведення судових автотехнічних експертиз фахівці, діяльність яких регламентована Міністерством юстиції, мають право визначати момент виникнення небезпеки для руху як при відсутності цієї інформації у документі про призначення експертизи, так і при їх незгоді з позицією особи, яка призначила експертизу. Особливо відзначимо останню позицію, оскільки понад 25 років слідчі та судді визначають цей момент зазвичай без належного обґрунтування, тільки інколи звертаючись до експертів за консультаціями або ж прямо посилаючись на розрізненні рекомендаційні розробки з даної проблематики.

За тривалу історію розвитку та вдосконалення судової автотехнічної експертизи накопичений значний фактичний матеріал, на базі якого доцільно розробити системну, комплексну методика (підхід) до вирішення цієї проблеми за участю фахівців в галузі автотехніки і юридичного профілю.

В розробці цієї методики необхідно враховувати аксіоматичне положення про те, що рух транспортних засобів на дорозі є складним процесом, що обумовлений взаємодією різних факторів в системі ВАДС (водій-автомобіль-дорога-середовище). Відмова, збій, відхилення від норми в будь-якій ланці цієї системи, які впливають на безпеку дорожнього руху, можуть призвести до ДТП, якщо водієм не будуть прийняті своєчасні і адекватні міри.

Принципові положення по кожній з перелічених ланок системи ВАДС наведено нижче.

1. *Ланка системи ВАДС – водій.* Різка і раптова для водія зміна в його психофізіологічному стані може призвести до втрати контролю за рухом ТЗ. Небезпечна ситуація для інших учасників руху в такому випадку виникає в момент, коли даний транспортний засіб (далі – ТЗ) змінює раптово для інших напрямок свого руху, при цьому оцінка дорожньої ситуації і визначення моменту виникнення небезпечної ситуації (небезпеки для руху) в такому випадку надзвичайно складна.

2. *Ланка системи ВАДС – автомобіль.* Джерелом виникнення небезпечної ситуації (небезпеки для руху) в цій ланці системи ВАДС може стати

несправність, наприклад в рульовому керуванні, гальмівній системі, в ходовій частині ТЗ, які впливають безпосередньо на безпеку руху. До виникнення небезпечної ситуації може призвести і відмова в системах життєзабезпечення роботи двигуна ТЗ (системі запалювання, змащування, паливній), що може викликати його раптову запинку. ТЗ в цьому випадку не встигає завершити маневр, проїзд перехрестя, залізничного переїзду, створюючи тим самим небезпеку для інших учасників руху. Виникнення відмови, збою, відхилення від норми в цій ланці системи ВАДС, як і в першій ланці, проявляється не тільки в раптовій зупинці ТЗ, це може бути і різка зміна напрямку його руху, а також, те, що ТЗ не зупиняється перед дорожнім знаком або на заборонний сигнал світлофора.

3. *Ланка системи ВДС – дорога.* Пошкодження дорожнього покриття, ремонтні роботи на дорозі (які не позначені дорожніми знаками і не освітлюються в темну пору доби), відрізки з різними коефіцієнтами щеплення дорожнього покриття (полій, обледеніння, бруд, замаслювання дорожнього покриття) можуть створювати небезпеку для руху ТЗ, якщо водієм не буде прийняті своєчасні міри до зниження швидкості аж до зупинки. Результатом прояву таких небезпек на дорозі буде втрата ТЗ поперечної стійкості, його занос і зміна напрямку руху з виїздом в небезпечному напрямку. Небезпека для руху за умови дії вищезазначених факторів виникає з моменту їх виявлення водієм на смузі свого руху.

4. *Ланка системи ВАДС – середовище.* До середовища, в якому здійснюється рух ТЗ, слід віднести, все, що рухається по дорозі в попутному і зустрічному напрямку, перетинає її, а також все те, що зупинилось, тобто перебуває у нерухомому стані, зокрема цейнші транспортні засоби, інші учасники дорожнього руху, будь-які об'єкти, тварини. Сюди ж слід віднести і природні явища, що раптово змінюють дорожній рух і створюють небезпеку для руху транспортних засобів (раптовий шквальний вітер, що налетів, злива, сильний снігопад, густий туман і т.п.). Основні категорії учасників дорожнього руху в цій ланці складають водій ТЗ і пішоходи. Перелік типових дорожніх ситуацій по виникненню небезпеки для руху, що створюються водіями або пішоходами наведено в довідковій літературі з виконання автотехнічних експертиз.

Загальні рекомендації до експертного вирішення питання про виникнення небезпечної дорожньої ситуації (небезпеки для руху) мають включати наступне.

1. Єдиним документом, який може слугувати підставою для вирішення цих питань, являються Правила дорожнього руху. Будь-яка інша література (рекомендації, посібники, коментарі до Правил і т.п.) може використовуватися лише в якості доповнення, яке обґрунтовує експерте рішення, але не замінює Правила.

2. Слідчий, суд надають експерту необхідні вихідні дані для вирішення поставлених питань. А це значить, що часто надають лише окремі відомості, які характеризують подію ДТП. Цілісна картина в динаміці про те, як розвивалась

подія, про взаємне розташування учасників ДТП на дорозі, про їх положення відносно місця наїзду, зіткнення в різні моменти часу може бути відтворена тільки експертним шляхом або шляхом математичного моделювання дорожньої ситуації на основі наданих експерту вихідних даних. І тільки після відтворення дорожньої ситуації (положення на дорозі ТЗ і об'єкту, який створював небезпеку для руху) можливо правильно визначити момент, коли водій повинен був приймати міри для попередження наїзду, зіткнення. Слідча практика в цій частині, коли момент задається без визначення положення ТЗ відносно місця наїзду, зіткнення у вказаний момент, ймовірно видається помилковою. Вона нерідко призводить до того, що по довільно заданому моменту видалення ТЗ від місця наїзду, зіткнення при певних умовах в декілька раз (навіть в десятки раз) перевищує величину його зупинного шляху. Непереконливість подібних досліджень очевидна.

3. Для експертного дослідження дорожніх ситуації, окрім відомого набору вихідних даних, доцільно було б зазначати:

а) при наїздах на нерухому перешкоду – відстань між ТЗ і перешкодою в момент коли, водій мав об'єктивну можливість виявити цю перешкоду (встановлюється шляхом проведення слідчого експерименту);

б) при попутних і зустрічних зіткнення – відстань між ТЗ в момент зміни одним з них напрямку руху або відстань, яку міг подолати даний ТЗ з початку зміни напрямку руху до моменту зіткнення (ці дані повинен встановити слідчий, суд і надати експерту);

в) при перехресних зіткненнях – відстань, яку долає до моменту зіткнення ТЗ по проїзній частині дороги, яку перетинає, і не має переваги на рух (встановлюється слідчим, судом, або транспортно-трасологічними дослідженнями);

г) при наїздах на пішоходів – характер поведінки і час з моменту появи пішохода на проїзній частині або ж з-за об'єкту, що обмежує оглядовість до моменту наїзду на них (також повинно бути встановлено слідчим, судом);

д) при наїздах на малолітніх дітей, які залишені без нагляду дорослих, – відстань, яка відділяє ТЗ від дітей (від місця наїзду), коли водій мав об'єктивну можливість бачити цих дітей на дорозі або поблизу неї (встановлюється слідчим експериментом);

е) при наїздах на тварин слідчий, суд повинні встановити момент виникнення небезпеки для руху, коли водію належало прийняти міри для попередження наїзду і відстань, яка відділяє ТЗ від місця наїзду в цей момент.

4. По вихідним даним, які зазначено у п.3 (за виключенням пунктів «д» та «е») експерт може змоделювати дорожню ситуацію, яка передувала ДТП, і визначити момент виникнення небезпеки для руху, а згодом – вирішити поставлені перед ним питання і кваліфіковано оцінити дії учасників ДТП з позиції вимог Правил дорожнього руху України.

Запропонована організація розмежування сфер компетенції експерта та слідчого, суду може виключити вплив на результат дослідження обставин ДТП, коли питання слідчого, суду формулюються з очевидною «підказкою»

(наприклад про відповідність дій водія вимогам ПДР, при заданому моменті виникнення небезпеки для руху). Таке формулювання актуально лише для постановки питання про те, чи мав водій технічну можливість попередити ДТП, при цьому його вирішення по заданим варіантам (моментам) може бути скільки завгодно і всі вони навіть ті, що взаємовиключні, будуть об'єктивно правильні. Щодо питання про відповідність дій водія вимогам Правил дорожнього руху України, то воно може мати лише одне вирішення: або водій порушив ПДР і повинен понести покарання, або порушення ПДР в його діях не було – і він має бути визнаний невинним.

В завершення відзначимо, що втручання слідчого або суду в вирішення питання визначення моменту виникнення небезпеки, експертну оцінку з позиції Правил дорожнього руху України дій учасників ДТП є незаконним, оскільки порушує принцип незалежності експерта. Для юристів, які приймають участь в справах про ДТП, у випадку незгоди з рішенням експерта по заданим питанням, в тому числі і по моменту виникнення небезпечної дорожньої ситуації (небезпеки для руху), є тільки один шлях в рамках кримінально-процесуального законодавства – призначення повторної експертизи. Також необхідно зазначити, що навіть, якщо під час виконання автотехнічної експертизи, експерт згідно ст.69 КПК (при проведенні її в рамках досудового розслідування) вказує на неправильний вибір слідчим моменту виникнення небезпеки для руху, після отримання висновку експерта та продовження досудового розслідування або в подальшому розгляді справи в суді на дану обставину слідчим або суддею увага не звертається.

### Література

1. Боровский Б.Е. Безопасность движения автомобильного транспорта. Анализ дорожно-транспортных происшествий / Б.Е. Боровский. – Л.: Лениздат, 1984. – 304 с.
2. Інструкція «Про призначення та проведення судових експертиз та експертних досліджень» затверджена Наказом Наказ Міністерства юстиції України №53/5 від 08.10.1998.
3. Кристи Н.М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы / Н.М. Кристи. – М.: ЦНДИСЭ, 1971.
4. Про Правила дорожнього руху: Постанова Кабінету Міністрів України №1306 від 10.01.2001.
5. Судебная автотехническая экспертиза. Часть II. Теоретические основы и методики экспертного исследования при производстве автотехнической экспертизы: Пособие для экспертов-автотехников, следователей и судей / Под ред. В.А. Иларионова. – М.: ВНИИСЭ, 1980. – 392 с.

**Павличенко Виталий Анатольевич**, заведующий сектором автотехнических исследований  
*Херсонский НИЭКЦ*

## **АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ НА ВЕЛИЧИНУ ТОРМОЗНОГО ПУТИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА**

Целью работы являлось исследование влияния величины коэффициента сцепления шин с дорожным покрытием на величину полного пути торможения при различных температурах.

Анализ выполненных работ по оценке влияния на тормозные свойства автомобилей факторов позволил сделать следующие выводы.

### **Факторы определяющие величину тормозного пути**

I. Состояние дорожного покрытия;

II. Техническое состояние транспортного средства.

I. К факторам определяющим состояние дорожного покрытия можно отнести:

- 1) Тип покрытия (асфальтобетон, бетон, грунтовое)
- 2) Геометрия покрытия (продольной и поперечный профиль)
- 3) Техническое состояние (трещины, келейность, наплывы)
- 4) Наличие инородных составляющих на поверхности (вода, грязь, снег и т.д.)
- 5) Физическое состояние покрытия (температура покрытия).

II. К факторам технического состояния ТС можно отнести:

- 1) Техническое состояние тормозной части и наличие систем «помощников торможения» таких как ABS, ESP и т.д;
- 2) Техническое состояние подвески и рулевого управления;
- 3) Техническое состояние и сезонность покрышек автомобиля.

Рассматривая факторы относящиеся к состоянию дорожного покрытия при исследованиях и расчетах наименьшее внимание обращается на температурную составляющую. Этот фактор имеет непосредственное влияние на взаимодействие покрышек с дорожным полотном, даже при наличии идеального взаимодействия дорога-автомобиль.

В данный момент при рассмотрении факторов влияющих на сокращение тормозного пути все больше внимание уделяется соответствию сезонности шин, но при этом в тени остается вопрос о поведении одной и той же покрышки при разных температурах дорожного покрытия в период начало-конец сезона данного вида покрышки.

Анализируя данные, полученные в разное время, можно сделать вывод о том, что на опорных поверхностях, покрытых снегом и льдом, коэффициент сцепления увеличивается с уменьшением температуры. Особенно значительные изменения происходят в диапазоне температур от 0 °С до –15 °С. Результаты экспериментальной работы которые изучали влияние на тормозной путь

величины коэффициента сцепления шины с дорогой, показывают, что величина тормозного пути изменяется в зависимости от коэффициента сцепления, по линейной зависимости, по принципу «чем выше значение коэффициента сцепления – тем меньше тормозной путь». На рис. 1 представлено графическое изображение зависимости коэффициента сцепления шины с дорогой от температуры воздуха.

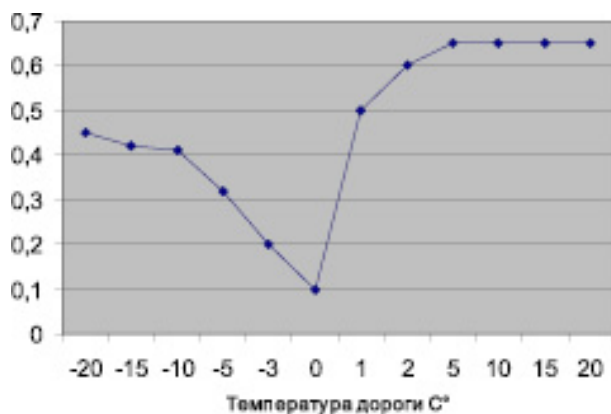


Рис. 1. Влияние температуры дороги на коэффициент сцепления

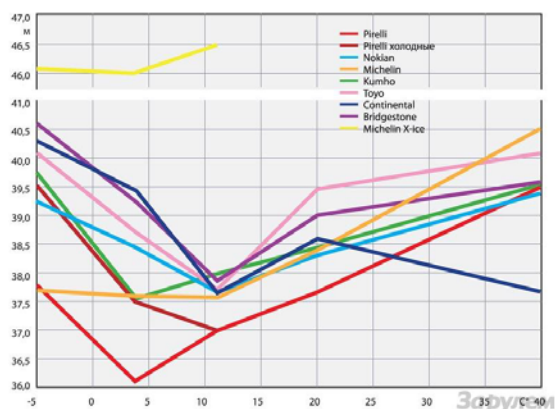


Рис. 2. Значение тормозного пути при разных температурах дорожного покрытия

Анализируя приведенный график можно сделать вывод о том, что для данных типов покрышек минимальный тормозной путь находится в пределах диапазона температур от 10–15 градусов Цельсия. При этом тормозной путь составлял от 37 до 38 м при экстренном замедлении от 100 до 5 км час.

Исходя из приведенных данных можно сделать вывод о том, что влияет не только температура асфальта а и степень прогрева резины, что видно на графиках зависимости для шин Pirelli и в холодном и прогретом состоянии.

При температурах минус 5 и плюс 40 большинство шин показало увеличения значения тормозного пути на 2-2,5 м.

Учитывая что для южного региона Украины, в летний период характерны температуры окружающего воздуха 30-35 градусов, а максимально зафиксированная температура воздуха находилась в пределах 40 градусов, можно сделать вывод о том что температура дорожного покрытия значительно превышает эти показатели. Из чего следует, что при таких температурах тормозной путь может быть значительно выше.

В связи с этим считаю необходимым более детальное изучения данного вопроса и проведение ряда экспериментальных исследований.

### Литература

- <https://www.fundamental-research.ru/ru/article/view?id=33133>
- [http://www.zr.ru/content/articles/16286-temperaturnaja\\_zavisimost/](http://www.zr.ru/content/articles/16286-temperaturnaja_zavisimost/)
- [http://www.science-bsea.bgita.ru/2015/mashin\\_2015\\_21/pilushina\\_vl.htm](http://www.science-bsea.bgita.ru/2015/mashin_2015_21/pilushina_vl.htm)



## ІМОВІРНІСНІ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

Досліджений вплив конструкцій гальмівних систем, зокрема, наявність в них антиблокувальної системи (АБС), на ефективність гальмування ТЗ. Розглянуто два варіаційних ряду випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ: перший варіаційний ряд – це сучасні легкові автомобілі, гальмівні системи яких включають в себе АБС; другий варіаційний ряд – легкові автомобілі з застарілою конструкцією гальмівних систем □ без АБС.

Ключовим моментом у статистичному аналізі динаміки гальмування ТЗ є встановлення діапазонів зміни випадкової величини усталеного сповільнення, які за даними пошукового експерименту при гальмуваннях на сухому рівному асфальтобетонному покритті знаходяться в межах від 7,4 до 8,8 м/с<sup>2</sup> □ у легкових автомобілів з АБС та від 6,2 до 7,6 м/с<sup>2</sup> □ у легкових автомобілів без АБС (рис. 1).

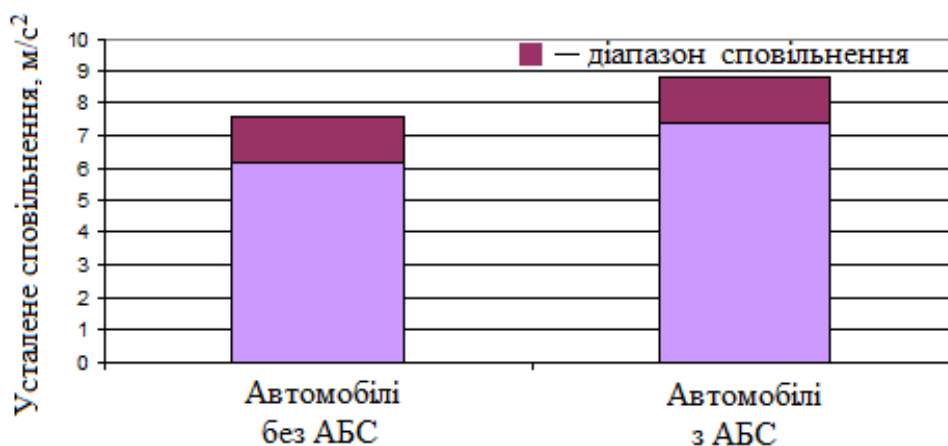


Рис. 1. Динаміка гальмування автомобілів категорії М<sub>1</sub>

Для отримання теоретичного закону щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення визначені її статистики. Для першого варіаційного ряду: обсяг ряду □ 80 вимірювань; статистичне середнє 8,14 м/с<sup>2</sup>; мода 8,10 м/с<sup>2</sup>; середньоквадратичне відхилення 0,36 м/с<sup>2</sup>; дисперсія 0,13 (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>; коефіцієнт варіації 4,4 %. Статистики другого варіаційного ряду: обсяг ряду □ 80 вимірювань; статистичне середнє 6,91 м/с<sup>2</sup>; мода 6,90 м/с<sup>2</sup>; середньоквадратичне відхилення 0,43 м/с<sup>2</sup>; дисперсія 0,18 (м/с<sup>2</sup>)<sup>2</sup>; коефіцієнт варіації 6,2 %.

На підставі виконаного регресійного аналізу визначений вплив тенденцій розвитку конструкції сучасних гальмівних систем на динаміку руху ТЗ. Отримані рівняння парної регресії, які зв'язують величину усталеного сповільнення  $j_{уст}$  з коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою  $\phi$ :

□ для автомобілів з АБС

$$j_{уст} = 0,5 + 9,5\varphi, \quad (1)$$

□ для автомобілів без АБС

$$j_{уст} = 0,35 + 8,5\varphi. \quad (2)$$

Виконана перевірка адекватності розроблених регресійних моделей (рис. 2).

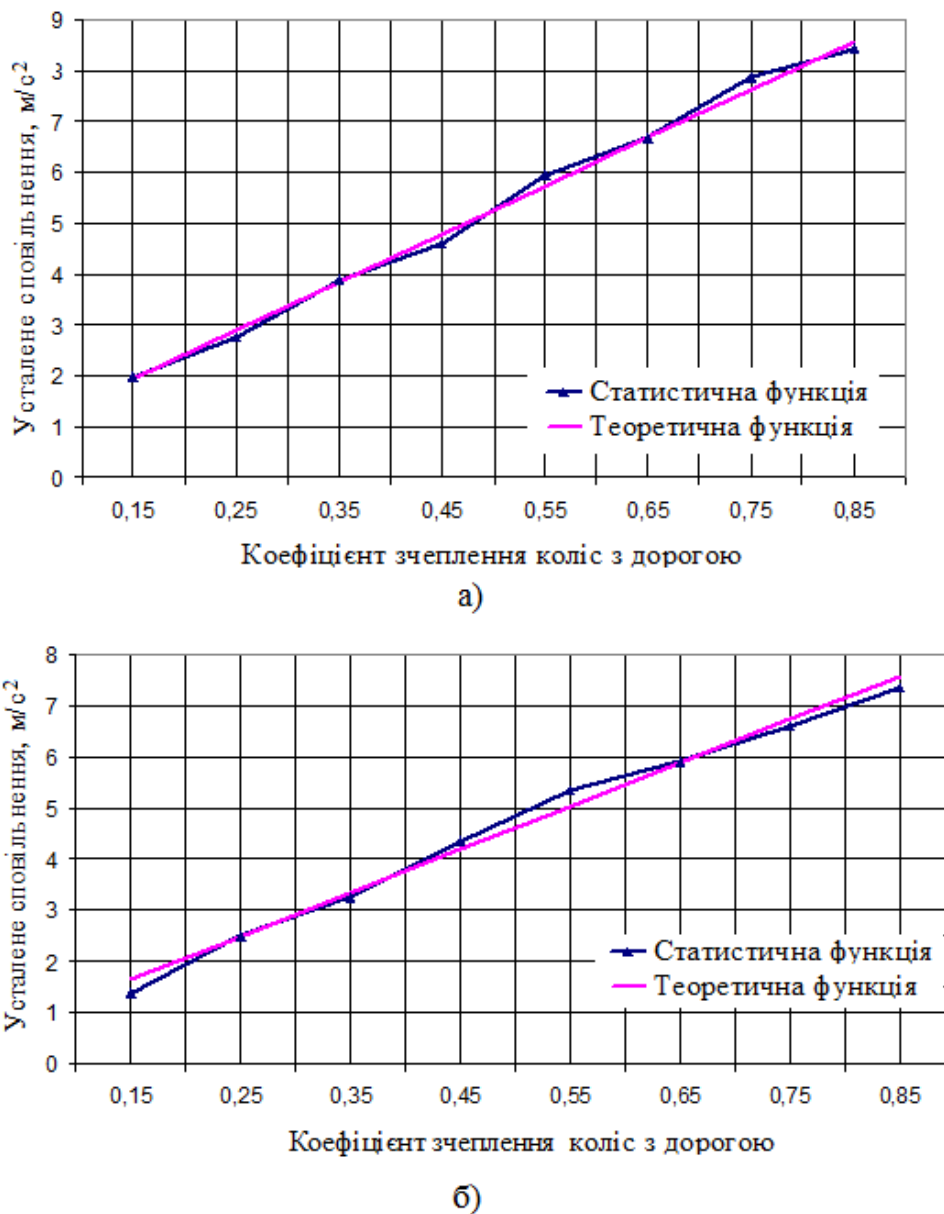


Рис. 2. Динаміка гальмування ТЗ □ залежність усталеного сповільнення від коефіцієнта зчеплення: а □ легкові автомобілі з АБС; б □ легкові автомобілі без АБС

Той факт, що середньоквадратична погрішність між теоретичними і статистичними функціями регресії незначна ( $0,15-0,18 m/s^2$ ), а коефіцієнт кореляції високий, вказує на встановлений тісний зв'язок між коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою і динамікою гальмування ТЗ з урахуванням тенденції розвитку конструкції гальмівної системи – наявності чи відсутності АБС.

**Соловейчик Олексій Валерійович**, головний судовий експерт сектору автотехнічних досліджень відділу інженерних, економічних, товарознавчих видів досліджень та оціночної діяльності  
*Волинський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України*

## **МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ В ЕКСПЕРТНІЙ ПРАКТИЦІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ЗНАЧЕНЬ ГАЛЬМУВАННЯ СУЧАСНИХ МОТОЦИКЛІВ**

На даний час сповільнення мототранспортних засобів (долі – МТЗ) для визначення швидкості руху по слідах гальмування, гальмівного та зупиночного шляху, часу руху в загальмованому стані при проведенні інженерно-транспортних досліджень обставин та механізму ДТП, визначається розрахунковим шляхом з використанням усереднених табличних значень в залежності від того, яким способом відбувалось гальмування:

- ручним гальмом, яке діє тільки на переднє колесо;
- ножним гальмом, яке діє тільки на заднє колесо;
- ручним і ножним гальмами одночасно.

Вказані табличні значення актуальні для мототехніки виробництва часів ССРСР та деяких сучасних аналогів нижнього цінового сегменту.

Тим часом експертна практика та експериментальні дослідження гальмівної динаміки сучасних мотоциклів середнього та вищого цінового сегментів свідчать про те, що вони значно перевищують табличні значення параметрів гальмування МТЗ, які наявні в розпорядженні експертів – автотехніків.

В переліку науково-технічної та довідкової літератури, що використовується при проведенні інженерно-технічної експертизи відсутня інформація, щодо параметрів гальмування сучасних мотоциклів. Тому, при проведенні розрахунків гальмування, спеціалісти змушені користуватися застарілими даними, що закладає дуже велику похибку в кінцевий результат дослідження і фактично ставить під сумнів його достовірність.

У 2004 році в Канаді, ентузіасти Фонду мотоциклістів Квебеку, провели ряд досліджень з метою встановлення параметрів гальмування сучасних мотоциклів та формування оптимального алгоритму дій водія при екстремому гальмуванні.

Параметри гальмування реєструвалися за допомогою приладу Stalker ATS.

Дорожнє покриття – прямолінійна ділянка з сухим асфальтовим покриттям. Для дослідів обрали мотоцикли Honda FireBlade 2001 та Honda GL1500 «Valkyrie» 1999 і запросили вісім різних водіїв, яким дали вказівку застосовувати екстремне гальмування.

Загалом проведено 840 заїздів, з яких відібрано 289 із кращими результатами.

Найкращі показники гальмування з 100.0 км/год до 0.0 км/год, наступні (без урахування T1):

- час 2,9287 с (T2+T3);

- відстань пройдена до повної зупинки - 38,351 м.

Крім того встановлено, що застосування заднього (ножного) гальма зменшує гальмовий шлях приблизно на 2 м.

Таким чином можна вирахувати сповільнення:

$$J_H = \frac{(V_e \div 3,6)}{T_e} = \frac{(100 \div 3,6)}{2,9287} = 9,48 \approx 9,5 \text{ м/с}^2;$$

де  $V_e$  – швидкість руху мотоцикла при експериментальних випробуваннях, км/год: 100.0;  $T_e$  – час зупинки мотоцикла, зі швидкості 100 км/год до 0 при експериментальних випробуваннях с: 2.9287.

Згідно наявних у розпорядженні експертів-автотехніків табличних даних, найбільшою ефективністю гальмування у  $6,4 \text{ м/с}^2$  (на сухому асфальтовому покритті при умові гальмування ножним та ручним гальмами одночасно) володіють мотоцикли марок ІЖ та Мінск.

Нерівність  $6,4 \text{ м/с}^2 < 9,5 \text{ м/с}^2$  – не дозволяє використовувати вказані табличні дані для розрахунку параметрів гальмування сучасних мотоциклів.

Слід зазначити, що на даний час мотоцикли стали ще більш технологічними у порівнянні з вищевказаними тестовими моделями. Вони обладнуються більш енергоефективними гальмовими системами (встановлюються ABS, гальмові диски з композитних матеріалів, армовані шланги і т.д.) та шинами з кращими ходовими якостями, тому можна припустити, що наведені вище експериментальні параметри гальмування є мінімальними для сучасних мотоциклів.

### Література

1. [https://www.msf-usa.org/downloads/imsc2006/Belmonte-Performance\\_Evaluations\\_of\\_Various\\_Braking\\_Systems-Paper.pdf](https://www.msf-usa.org/downloads/imsc2006/Belmonte-Performance_Evaluations_of_Various_Braking_Systems-Paper.pdf)
2. <http://www.onlinemoto.ru/ekstrennoe-tormozhenie-na-motocikle/>
3. <http://moto.ironhorse.ru/moto/155#more-155>
4. Судебная автотехническая экспертиза. Часть II. Теоретические основы и методики экспертного исследования при производстве автотехнической экспертизы [Текст]: Пособие для экспертов-автотехников, следователей и судей; ответственный ред. В.А. Иларионов. — М.: ВНИИСЭ, 1980. — 392 с.: ил.

## ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ БЕЗПЕЧНОГО БОКОВОГО ІНТЕРВАЛУ ПРИ МАНЕВРІ ТИПУ «ВХІД В ПОВОРОТ»

В загальному вигляді методика вирішення питання щодо наявності або відсутності у водія технічної можливості уникнути ДТП вирішується шляхом порівняння двох величин. Однією з цих величин є величина, яка була у розпорядженні водія в момент виникнення небезпеки або перешкоди для руху. Другою величиною для порівняння є мінімальна величина, яка необхідна водію для того, щоб уникнути ДТП в дорожньо-транспортній обстановці, що склалася. Якщо розглядається технічна можливість безпечного об'їзду перешкоди, то другою величиною буде мінімальна відстань, яка необхідна в умовах місця ДТП для об'їзду перешкоди з безпечним боковим інтервалом.

Для визначення відстані, яка необхідна в умовах місця ДТП для об'їзду перешкоди, необхідно визначити величину поперечного відхилення або поперечного зміщення смуги руху автомобіля. Величина поперечного відхилення або поперечного зміщення смуги руху автомобіля складається з величини безпечного бокового інтервалу між автомобілем та перешкодою при об'їзді останньої та величини взаємного перекриття автомобіля з перешкодою (рис. 1).

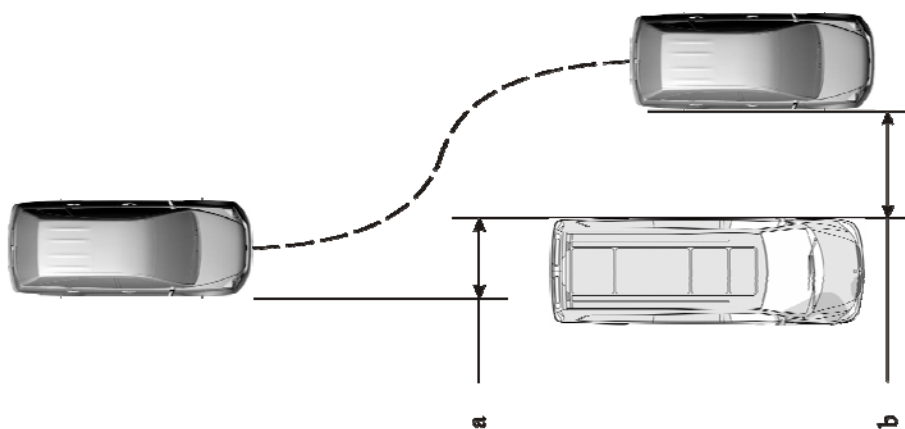


Рис. 1. Складові величини поперечного зміщення смуги руху автомобіля при об'їзді перешкоди: а – величина взаємодії перекриття автомобіля з перешкодою; б – величина безпечного бокового інтервалу при об'їзді перешкоди

Однозначного погляду на величину безпечного бокового інтервалу при об'їзді перешкоди немає. Згідно з термінами, що приведені в п. 1.10. Правил дорожнього руху [1], які діють в Україні, безпечний інтервал – це відстань між боковими частинами транспортних засобів, що рухаються, або між ними та іншими об'єктами, за якої гарантована безпека дорожнього руху. Таким чином, будь-які числові значення безпечного бокового інтервалу Правилами дорожнього руху, які діють в Україні, не регламентовані.

У методичній літературі [2, 3, 4, 5] вказано декілька варіантів розрахунку безпечного бокового інтервалу за емпіричними формулами. При цьому всі автори визначають безпечний боковий інтервал за емпіричними формулами між передньою габаритною точкою автомобіля та перешкодою, не звертаючи увагу на тип маневру («вхід в поворот», «вхід-вихід» або «зміна смуги руху»). Але при екстрених манерах типу «вхід в поворот» на межі заносу внаслідок перерозподілу навантажень між правими та лівими колесами автомобіля, а також між його передньою та задньою осями велика вірогідність заносу задньої осі автомобіля в бік перешкоди, внаслідок чого один з передніх габаритів може бути розташований на відстані безпечного бокового інтервалу від перешкоди, але зіткнення при застосуванні маневру типу «вхід в поворот» не виключається (рис. 2).

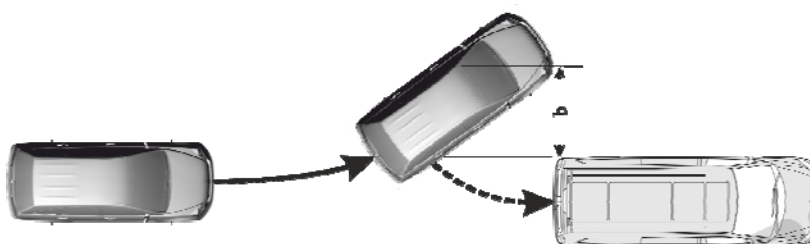


Рис. 2. Вірогідність зіткнення автомобіля з перешкодою при екстремому маневрі типу «вхід в поворот»: б – величина безпечного бокового інтервалу при об'їзді перешкоди

Враховуючи обставини, що були вказані вище, слід зробити такий висновок:

Якщо при застосуванні маневру типу «вхід в поворот» відстань до перешкоди, яка була у розпорядженні водія в момент виникнення перешкоди для руху, незначно перевищувала відстань, що необхідна для попередження ДТП за умови негайного застосування водієм маневру на межі заносу, то потрібно розраховувати боковий інтервал між перешкодою та одним із задніх габаритів автомобіля.

### Література

1. Правила дорожнього руху України: Офіційне видання. – Дніпропетровськ: Моноліт, 2014. – 82 с.
2. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы под ред Н.М. Кристи. – М.: ЦНИИЛСЭ, 1971. – 123 с.
3. В.А. Бекасов и др. Автотехническая экспертиза. М., Юридическая литература, 1967. – 255 с.
4. Судебная автотехническая экспертиза под ред. В.А. Илларионова. – М.: ВНИИСЭ, 1980. – ч. 2. – 485 с.
5. В.А. Илларионов Экспертиза дорожно-транспортных происшествий: Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1989. – 255 с.

**Шевцов Сергій Олександрович**, к.п.н, заступник директора центру  
[sh.s.a@ukr.net](mailto:sh.s.a@ukr.net), 095-484-0076

*Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України*

## **НОВІ КРИТЕРІЇ ЯКОСТІ ТА ДОСТОВІРНОСТІ В СУДОВІЙ АВТОТЕХНІЧНІЙ ЕКСПЕРТИЗІ**

Одними із основних принципів діяльності регіональних Науково-дослідних експертно-криміналістичних центрів (далі – НДЕКЦ), як підрозділів Експертної служби МВС України, є постійне підвищення якості досліджень та жорсткий контроль за достовірністю їх результатів. Підвищення достовірності досліджень досягаються намаганням застосовувати передові методики, упровадженням сучасного устаткування, засобів вимірювальної техніки, випробуванням і налагодженням устаткування, участю у професійному тестуванні та міжлабораторних порівняльних дослідженнях.

Зазначеним принципам відповідає активна діяльність регіональних НДЕКЦ, спрямована на створення *системи управління якістю* (далі – «СУ») та акредитаціюза міжнародними стандартами якості лабораторій з різною експертною спеціалізацією. У тому числі і лабораторій автотехнічних досліджень.

Слід зазначити, що впровадження «СУ» у діяльність судово-експертних установ держав світу відбувається шляхом їх акредитації, відповідно до вимог міжнародного стандарту ISO/IEC 17025/2005 «General requirements for the competence of testing and calibration laboratories». Цей стандарт гармонізований в Україні, як ДСТУ ISO/IEC 17025:2006 «Загальні вимоги до компетентності випробувальних та калібрувальних лабораторій» та впроваджений, як національний нормативний документ.

Під «СУ» слід розуміти сукупність взаємозалежних і взаємодіючих елементів, яка дає змогу встановлювати політику та цілі і досягати цих цілей, і яка спрямовує та контролює діяльність експертної установи щодо якості. Це інструмент, за допомогою якого НДЕКЦ може поліпшувати свою діяльність та якість надання послуг замовникам.

В розрізі напрямків дослідження автотехнічної експертизи актуальності набуває акредитація такої галузі, як дослідження технічного стану транспортних засобів (далі – ТЗ). У ролі замовника тут частіше виступає слідчий, у провадженні якого знаходяться матеріали дорожньо-транспортної пригоди з ознаками кримінального правопорушення.

Без проведення дослідження технічного стану ТЗ повний і об'єктивний аналіз конкретної дорожньо-транспортної ситуації неможливий. Зазвичай встановлений характер несправності ТЗ визначає і характер подальших слідчих дій, спрямованих на отримання відомостей, необхідних для встановлення дійсних причин події.

Враховуючи важливість отримання об'єктивних даних про технічний стан ТЗ на момент події, слідчий призначає відповідну судову експертизу. Для

забезпечення достовірності отриманих в ході експертного дослідження результатів, «СУ» передбачає розробку та виконання *стандартних операційних процедур* (далі – «SOP»), в яких прописуються послідовність та діапазон необхідних до виконання дій. Так для експертизи технічного стану ТЗ розробляються дві «SOP»: 1) «Експрес-діагностика колісних транспортних засобів категорії М1»[5]; 2) «Контроль температури навколишнього середовища та стану дорожнього покриття на ділянках дороги, де проводиться вимірювання» [6].

Перша процедура («Експрес-діагностика колісних транспортних засобів категорії М1») розробляється для досліджень технічного стану *рульового керування, ходової частини, робочої гальмівної системи транспортних засобів категорії М1* шляхом проведення експрес-діагностики.

Експрес-діагностика – це діагноз, що формується з найменшого числа загальних діагностичних параметрів. Загальне діагностування може застосовуватись як експрес-діагностика систем, що забезпечують безпеку руху, по критеріям ефективності та функціональної працездатності [5, с. 5].

Дослідження технічного стану ТЗ є одним із етапів дослідження ДТП. Без проведення такого дослідження повний і об'єктивний аналіз конкретної дорожньо-транспортної ситуації неможливий. Зазвичай встановлений характер несправності ТЗ визначає і характер подальших слідчих дій, спрямованих на отримання відомостей, необхідних для встановлення дійсних причин події.

До основних питань, які можуть бути вирішені за допомогою даної процедури відносяться[5, с.3]:

1. Чи знаходяться деталі рульового керування ТЗ в працездатному стані?
2. Чи знаходяться деталі ходової частини ТЗ в працездатному стані?
3. Чи знаходяться деталі робочої гальмівної системи ТЗ в працездатному стані?

Слід зауважити, що поняття «працездатність» та «справність» не ідентичні. Працездатний об'єкт на відміну від справного відповідає лише тим вимогам нормативно-технічної документації, які забезпечують його нормальне функціонування та виконання заданих функцій. При цьому може не задовольняти, наприклад, вимогам, що відносяться до зовнішнього вигляду. Працездатний об'єкт може бути несправним, але його несправності не настільки суттєві, щоб порушити нормальне функціонування [2, с. 155; 5, с. 4-8].

Що стосується порядку проведення експрес-діагностики *колісних транспортних засобів категорії М<sub>1</sub>*, то підчас її проведення застосовуються визначені методи[4, с.53; 5, с.10-15]: 1) *візуальний метод*, 2) *функціональне опробування на місці*; 3) *ходові випробування*.

#### 1. Візуальний метод:

Передбачає отримання попередньої загальної інформації про стан об'єкта дослідження (ТЗ). Дозволяє отримати попередню загальну інформацію про стан об'єкта дослідження, а в деяких випадках і уточнити частину даних, що характеризують подію (наприклад, характер і напрям руху, особливості контактування ТЗ і тому подібне), і також установити можливість проведення експрес-діагностики в повному обсязі.



## *2. Функціональне опробування на місці:*

Передбачає дослідження нормального впливу на органи керування системами (заданого вхідного сигналу або параметру) та подальше спостереження або вимір вихідного параметра. Дозволяє виявити відмови систем ТЗ або виділити систему, в якій необхідно шукати несправності, а також вирішити питання про подальший обсяг досліджень.

## *3. Ходові випробування:*

Передбачає перевірку працездатності систем транспортного засобу та вихідних параметрів, визначають в процесі руху в умовах, максимально наближених до експлуатаційних. Дозволяє виявити несправності: 1) керованість, здатність зберігати напрям руху, що задається водієм; 2) легкість управління; величину зусилля при повороті рульового колеса, перемиканні передач, натисненні на педаль зчеплення і гальма; 3) величину люфта рульового колеса; 4) ефективність гальмування на даній ділянці дороги; 5) визначити середнє значення величини уповільнення ТЗ при екстреному гальмуванні; 6) здатність зберігати прямолінійний рух при екстреному гальмуванні; 7) повноту розгальмування при відпусканні педалі гальма.

Впровадження «СУ» за напрямком автотехнічної експертизи підвищує рівень довіри до результатів досліджень та забезпечує прозорість усього комплексу робіт: від реєстрації постанови слідчого до видачі висновку експертизи. В ході цього процесу вживіються дії, які запобігають створенню невідповідностей у процесі виконання досліджень, що підвищує також і конкурентність експертної установи.

Своє позитивне значення має і рівень акредитації згідно ДСТУ ISO/IEC 17025:2006, оскільки сам стандарт формує ряд принципових політик, які запобігають адміністративному впливу на достовірність результатів експертних досліджень.

## **Література**

1. ДСТУ 3649:2010 – Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. – К.: Держспоживстандарт України, 2010. – 19 с.
2. Можливості використання спеціальних знань при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод / С.О. Шевцов. – Х.: СПД-ФО Чальцев О.В., 2005 – 308 с.
3. Правила дорожнього руху з коментарями та ілюстраціями (затверджені Постановою КМУ № 1306 від 10.10.2001 – зі змінами). Навчальний посібник. – Х. ТОВ «Видавництво «Моноліт», 2017. – 216 с.
4. Судова автотехнічна експертиза (частина III). Основи судово-експертного дослідження технічного стану транспортних засобів. Під ред. Редкцією Разумова О.Б. Укладач Жилинський Г.В. – К.: КНДІСЕ, 1987 – 158 с.;
5. SOP.A.19/121/7-5.4-01 «Експрес-діагностика колісних транспортних засобів категорії М1». – Харківський НДЕКЦ МВС України, 2016. – 18 с.
6. SOP.A.19/121/7-5.3-01 «Контроль температури навколишнього середовища та стану дорожнього покриття на ділянках дороги, де проводиться вимірювання». – Харківський НДЕКЦ МВС України, 2016. – 5 с.

**Юрчук Антон Володимирович**, старший судовий експерт сектора автотехнічних досліджень відділу інженерних, економічних, товарознавчих видів досліджень та оціночної діяльності, 04\_ate@ukr.net

**Скиба Григорій Васильович**, завідувач сектора автотехнічних досліджень відділу інженерних, економічних, товарознавчих видів досліджень та оціночної діяльності

*Дніпропетровського НДЕКЦ МВС України*

## **АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ОЦІНЦІ ДІЙ ВОДІЯ ПРИ НАЇЗДІ НА ПІШОХОДА НА НЕРЕГУЛЬОВАНОМУ ПІШОХІДНОМУ ПЕРЕХОДІ**

На теперішній час в експертній практиці є декілька підходів, щодо оцінки дій водіїв, які скоїли наїзд на пішохода на нерегульованому пішохідному переході.

Такі ситуації виникають при наїзді на пішохода, який виходить з-за попутного транспортного засобу, який рухається по суміжній смузі. Ситуаційний підхід до вибору моменту виникнення небезпеки для руху при наїздах на пішохода, а також методи оцінки дій водіїв відрізняються.

Так у літературних джерелах по провадженню автотехнічних експертиз з даного приводу: Суворов Ю.Б. пропонує однозначно рахувати моментом виникнення небезпеки для руху водію момент виходу пішохода на нерегульований пішохідний перехід. Тоді ж як Шевцов С.А. пропонує рахувати моментом виникнення небезпеки для руху водію – момент виявлення (появи в полі зору) пішохода на нерегульованому пішохідному переході з-за передньої частини попутного транспортного засобу, що рухається по суміжній смузі.

Виходячи з Правил дорожнього руху України пішохід на пішохідному переході однозначно має перевагу в русі перед транспортними засобами.

В ситуаціях із зіткненнями транспортних засобів бачимо, що оцінка дій водіїв транспортних засобів, які не мають переваги в русі, відрізняється від оцінки дій водіїв таких ТЗ при наїзді на пішохода.

Цьому сприяє і неоднозначність тлумачення вимог п. 18.1 ПДР, згідно яких: «водій транспортного засобу, що наближається до нерегульованого пішохідного переходу, **на якому перебувають пішоходи**, повинен зменшити швидкість, а в разі потреби зупинитися, щоб дати дорогу пішоходам, для яких може бути створена перешкода чи небезпека».

Виникає це внаслідок того, що ситуації з нерегульованим пішохідним переходом, коли водію обмежена оглядовість попутним транспортним засобом, в Правилах розглянута не в повній мірі. Так незрозуміло, яким чином водій повинен діяти, коли попутний транспортний засіб, що обмежує оглядовість, рухається без зменшення швидкості.

Подібні протиріччя виникають і при наїзді на пішоходів в умовах обмеженої видимості, коли водій пішохідний перехід може виявити раніше ніж самого пішохода на ньому.

Авторами доповіді пропонується єдиний підхід до оцінки дій водіїв в таких ситуаціях.

### **Література**

1. Правила дорожнього руху України. Введені в дію 1 січня 2002 року (із врахуванням змін та доповнень, внесених в Правила згідно постанов Кабінету Міністрів України).

2. Возможности использования специальных знаний при расследовании дорожно-транспортных происшествий. С.А. Шевцов, - Х.: 2005.

3. «Кристи Н.М Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы.- М: ЦНИСЭ, 1971.»

4. Судебная автотехническая экспертиза, ч. 2 под ред. В.А. Иларионова, ВНИИСЭ, М, 1980.

5. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Ю.Б. Суворов, МГТУ им Н.Э. Баумана, М, 2003.

**Грицюк Александр Васильевич**, д.т.н., профессор кафедры ДВС  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

## **ОТ ИСТОКОВ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЕСТРОЕНИЯ К НОВОМУ НАПРАВЛЕНИЮ РАБОТ ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ УКРАИНЫ**

Истоки отечественного быстроходного дизелестроения ведут к началу 30-х гг прошлого столетия. Главным идеологом отечественного быстроходного дизеля был А.Д. Чаромский (1899-1982) – гениальный конструктор, доктор технических наук, профессор, генерал-майор инженерно-технической службы [1].

В 1930 году именно он основал отдел нефтяных двигателей в центральном институте авиационного моторостроения (ЦИАМ), где под его руководством и были созданы конструкции первых авиационных дизелей АН-1 и АД-1.

С 1931 года на Харьковском паровозостроительном заводе (ХПЗ) начинается история ставшего “легендарным” отечественного танкового быстроходного дизеля В-2, в успешной конструкции которого и был соединен опыт создания быстроходных дизелей ЦИАМ группой, возглавляемой Т.П. Чупахиным, и ХПЗ группой, возглавляемой Я.Е. Вихманом.

Сам профессор А.Д. Чаромский появляется в г. Харькове на заводе имени Малышева уже после Великой Отечественной войны и в 1955 году становится главным конструктором танкового двигателя второго поколения серии ТД, который уже при не менее выдающемся конструкторе – преемнике А.Д. Чаромского – профессоре Н.К. Рязанцеве становится базой для целого семейства отечественных быстроходных дизелей для бронетанковой техники в 3-х, 5-ти и 6-ти цилиндровом исполнении, до настоящего времени являющихся флагманом украинского дизелестроения.

Не случайно, именно на базе этой научно-технической школы рождается новое направление в дизелестроении Украины, а именно направление по созданию целого семейства отечественных быстроходных малолитражных дизелей многоцелевого назначения [2].

Несмотря на то, что двигателисты Украины переживают далеко не лучшие времена, ГК “Укроборонпром” и МО Украины принимают важное Решение о сохранении и передаче знаковой эстафетной палочки вышеуказанного направления работ новой организационной структуре сегодняшнего дня – предприятию “НПП Дизель Групп”, что вызывает оптимизм и веру в продолжение в Украине быстроходного дизелестроения. Научно-техническое сопровождение работ остается за ХНАДУ и ГП “ХКБД”.

### **Литература**

1. Чаромский А.Д. У истоков советского быстроходного дизелестроения: технические записки / А.Д. Чаромский. – На правах рукописи, 1977. – 89 с.
2. Грицюк А.В., Парсаданов И.Н., Мотора А.А. Новое направление в дизелестроении Украины // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 1. – С. 48–53.

## ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ДЕМПФИРОВАНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДВС

На примере проектирования рядного шестицилиндрового дизельного двигателя 6ЧН8,8/8,2 отработана последовательность действий по демпфированию крутильных колебаний системы коленчатого вала (КВ).

На первом этапе был проведен расчет в среде AVL EXCITE Designer, что дало возможность получить предварительные результаты для дальнейших изысканий в этом направлении, и позволило определиться с местом установки и типом устанавливаемого гасителя крутильных колебаний [1].

Проведение на втором этапе эксперимента по определению жесткости кривошипа коленчатого вала позволило получить уточненные значения жесткости участков коленчатого вала [2]. Это дало возможность провести более точные расчеты крутильных колебаний системы коленчатого вала проектируемого двигателя.

На третьем этапе по методике, разработанной профессором кафедры ДВС НТУ «ХПИ» А.А. Прохоренко [3] проведено заключительное расчетное исследование. При проведении расчетов схема колебательной системы коленчатого вала принималась в соответствии с рис. 1.

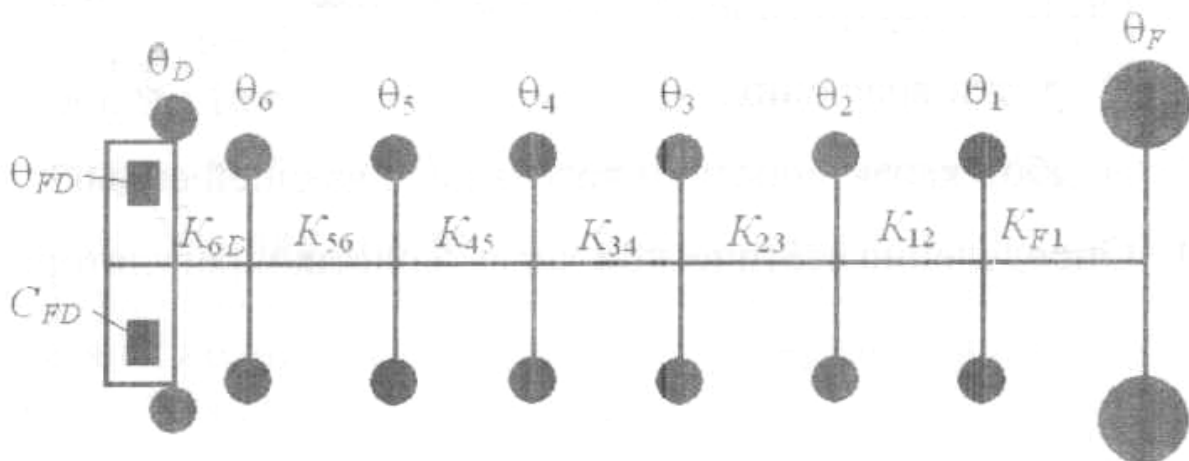


Рис. 1. Схема колебательной системы коленчатого вала

При проведении расчетов учитывалось, что КВ во время работы испытывает вынужденные, связанные и параметрические колебания. Движение отдельной массы, соединенной с другими податливыми невесомыми участками, описывается известным дифференциальным уравнением 2-го порядка. Учет параметрических колебаний вносит в систему нелинейность, что в свою очередь приводит к непостоянным во времени собственным частотам колебательной системы  $\omega_{F0i}$ , где  $i_{\max}$  – число колеблющихся масс.

Результаты выполненной серии расчетов с помощью данной методики во всем диапазоне возможных частот вращения коленчатого вала двигателя показали хорошую сходимость с результатами расчетов, проведенных в работе [1]. Это свидетельствует о правильности выбранного подхода.

В результате установлено:

1. Введение демпфера крутильных колебаний снижает частоты вращения резонансных режимов вследствие изменения исходных параметров колебательной системы, а именно появления дополнительной колеблющейся массы на носке коленчатого вала.

2. Введение демпфера крутильных колебаний снижает амплитуды колебаний и, в основном, касательные напряжения на резонансных режимах.

Однако, анализируя график зависимости касательных напряжений  $\tau$ , было замечено увеличение касательных напряжений в районе носка коленчатого вала вплоть до превышения предела прочности для материала проектируемого коленчатого вала. Это послужило причиной для проведения дополнительных расчетов с варьированием 3-х факторов: массового момента инерции корпуса демпфера  $\Theta_{\text{кд}}$ , массового момента инерции маховика демпфера  $\Theta_{\text{мд}}$  и жесткости носка коленчатого вала  $c_{\text{нкв}}$ , которая изменялась за счет изменения диаметра и длины последнего.

### Выводы

Проведя анализ полученных результатов в заданном диапазоне изменения значений варьируемых параметров очевидно, что:

1. Массовый момент инерции маховика демпфера  $\Theta_{\text{мд}}$  необходимо увеличивать до конструктивно возможного.

2. Массовый момент инерции корпуса демпфера  $\Theta_{\text{кд}}$  необходимо уменьшать до конструктивно возможного.

3. Жесткость носка коленчатого вала  $c_{\text{нкв}}$ , необходимо повышать до конструктивно возможного значения.

### Литература

1. Грицюк А.В. Обоснование выбора способа демпфирования крутильных колебаний коленчатого вала высокооборотного дизеля БДТНА на этапе его проектирования / А.В. Грицюк, Ф.И. Абрамчук, В.К. Савич, А.Н. Врублевский, И.С. Ревелюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 1. – С. 38–43.

2. Грицюк А.В., Ревелюк И.С., Левченко Д.В. Метод экспериментально-расчетного определения жесткости кривошипа коленчатого вала // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – № 1. – С. 21–27.

3. Прохоренко А.А. Метод розрахунку змінної форми крутильних коливань колінчастого вала // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 1. – С. 14–19.



ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

НАУКОВІ ПРАЦІ

Міжнародної науково-практичної конференції

«Автомобільний транспорт і автомобілебудування.  
Новітні технології і методи підготовки фахівців»

Конференція проводиться щорічно з нагоди  
Дня автомобіліста і дорожника  
та присвячена 50-річчю кафедри ДВЗ

19–20 жовтня 2017 р.

(Посвідчення УкрІНТЕІ від 22 грудня 2016 року № 792)

Адрес: 61002, г. Харків, ул. Ярослава Мудрого, 25

Ответственный за выпуск      *О.В. Сарасв*

Компьютерная верстка      *Н.В. Журавльова*

Все материалы сборника представлены в авторской редакции.

Підписано до друку  
Формат 60x84<sup>1/16</sup>. 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