

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**Автомобільний факультет**

## **НАУКОВІ ПРАЦІ**

**Міжнародної науково-практичної конференції  
присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього  
університету та 90-річчю автомобільного факультету**

**"Сучасні тенденції розвитку  
автомобільного транспорту та галузевого  
машинобудування"**

**16-18 вересня 2020 р.**



**Харків 2020**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**Автомобільний факультет**

## **НАУКОВІ ПРАЦІ**

**Міжнародної науково-практичної конференції  
присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього  
університету та 90-річчю автомобільного факультету**

### **"Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування"**

**16-18 вересня 2020 р.**

(Посвідчення УкрІНТЕІ від 12 грудня 2019 року № 756)



**Харків 2020**

# 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;

**Богомолов Віктор Олександрович** – проректор ХНАДУ з наукової роботи, 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., відповідальна особа за організацію та проведення конференції

## ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

**Бажинов Олексій Васильович** - д.т.н., професор кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ХНАДУ, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, академік Транспортної академії України;

**Батигін Юрій Вікторович** - зав. кафедри фізики ХНАДУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України;

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

**Клименко Валерій Іванович** - зав. кафедри автомобілів ХНАДУ, д.т.н., професор, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, академік Транспортної академії України;

**Матейчик Василь Петрович** – декан автомеханічного факультету Національного транспортного університету м. Київ, д.т.н., професор, Відмінник освіти України, академік Транспортної академії України;

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

**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;

**Прохоренко Андрій Олексійович** – зав. кафедри двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ, д.т.н., професор;

**Сахно Володимир Прохорович** – зав. кафедри „Автомобілі” НТУ, д.т.н., професор, академік Транспортної академії України;

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

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

**Капский Денис Васильевич** – декан автотракторного факультета Белорусского національного техніческого університета, д.т.н., доцент, г. Минск, Беларусь;

**Топалиди Валерій Анатольевич** – к.т.н., доцент Ташкентського автомобільно-дорожного університета, г. Ташкент, Узбекистан;

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

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

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

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

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

**Oleg Sergienko** – Associate Professor, Engineering Institute of Universidad Autonoma de Baja California



## АВТОМОБІЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ І

### СУЧАСНА ПІДГОТОВКА СТУДЕНТІВ

Автомобільний факультет разом з університетом святкує свій ювілей – нам у 2020 році виконується 90 років. У різні часи факультет очолювали видатні науковці, талановиті педагоги, знавці автомобільної справи: Давид Зіновійович Райський (1930–1931 рр., 1939–1941 рр.), Н.П. Денисенко (1931–1933 рр.), Анатолій Павлович Хмельницький (1933–1936 рр.), Олександр Якович Штрахман (1936–1937 рр.), А.А. Шमितьков (1937–1939), Павло Олександрович Орехов (1946–1947), Євген Іванович Мілославський (1947–1950), Борис Володимирович Решетніков (1950–1957 рр.), Михайло Іванович Подщеколдін (1957–1962 рр.), Микола Якович Говорущенко (1962–1965 рр.), Валентин Георгійович Терлецький (1965–1976 рр.), Тимченко Ігор Іванович (1976), Анатолій Миколайович Туренко (1976–1981 рр.), Валентин Миколайович Алексеєнко (1981–1986 рр.), Леонід Петрович Гречко (1986–1988 рр.), Володимир Петрович Волков (1988–2005 рр.), Микола Миколайович Альокса (2005–2013 рр.). З 2013 року факультет очолює доцент Олексій Вікторович Сараєв.

У післявоєнні роки автомобільний факультет на деякий час було перейменовано на механічний факультет у зв'язку з появою на факультеті крім основної спеціальності «Автомобілі» двох нових спеціальностей «Дорожні машини та обладнання» та «Будівельні машини та обладнання». З 1952 р і до теперішнього часу назва автомобільного факультету є незмінною, яка повністю відповідає назві та професійної спрямованості Харківського автомобільно-дорожнього університету.

За своє існування автомобільний факультет дав життя і іншим факультетам. Так, у 1966 році на базі автомобільного факультету був створений інженерно-економічний факультет (зараз це факультет управління та бізнесу), а у 2005 році факультет мехатроніки транспортних засобів.

Сьогодні на автомобільному факультеті навчається і працює близько 900 студентів, 90 викладачів, з яких понад 85% мають науковий ступінь та звання, з них 25 докторів наук. Сім професорів у різні роки стали лауреатами Державної премії України в галузі науки і техніки: А.М. Туренко, В. О. Богомолів, В. І. Клименко, Л. О. Рижих, М. А. Подригало, Ф. І. Абрамчук та **І. І. Тимченко**. На факультеті є свої ветерани, які й досі працюють, навчають студентів, займаються наукою і вихованням молоді – це професор Степан Йосипович Ломака, який є ровесником університету.

На факультеті діють чотири наукові школи: динаміка гальмування і гальмівні системи автотранспортних засобів (наук. кер. проф. А. М. Туренко); діагностика і прогнозування технічного стану автомобілів (наук. кер. проф. В. П. Волков); функціональна стабільність автомобілів і тракторів (наук. кер. проф. М. А. Подригало); енергоефективні та енергозберігаючі технології на транспорті (наук. кер. проф. Бажинов О.В., проф. А.В. Гнатов). Під керівництвом професора А. М. Туренка вже багато років плідно працює спеціалізована вчена рада Д 64.059.02 для захисту кандидатських та докторських дисертацій.

Підготовка студентів на факультеті здійснюється з шести спеціальностей – 274 автомобільний транспорт, 142 енергетичне машинобудування, 141 електроенергетика та електромеханіка, 133 галузеве машинобудування, 131 прикладна механіка, 015 професійна освіта. Основа якісної підготовки студентів-автомобілістів полягає в науково-методичній та науково-технічній міцності 8 кафедр автомобільного факультету – це кафедри автомобілів, автомобільної електроніки (АЕ), технічної експлуатації та сервісу автомобілів (ТЕСА), технології машинобудування та ремонту машин (ТМ і РМ), двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), деталей машин і теорії механізмів та машин (ДМ і ТММ), теоретичної механіки і гідравліки, фізики.

В навчальному процесі кафедри автомобільного факультету широко застосовують сучасні цифрові технології. Так на базі обчислювального центру кафедри ДВЗ за підтримки австрійської фірми «AVL» створено навчально-методичний комплекс з комп'ютерного 3D-моделювання. Наукова діяльність іншої кафедри фізики, її кафедральної лабораторії з електромагнітних технологій ілюструється і рекламується веб-сторінками кафедри: <https://af.khadi.kharkov.ua/chairs/physics/>. Кафедри загальної інженерної підготовки ДМ і ТММ та каф. ТМ і гідравліки підготовку молодих фахівців здійснюють з використанням відомого інженерного програмного забезпечення Ansys, Inventor та AutoCAD. Кафедра технології машинобудування та ремонту машин (ТМ і РМ) використовує програмне забезпечення Autodesk, Delcam, MATLAB та ін. Кафедра автомобільної електроніки активно розбудовує сучасну лабораторію енергозберігаючих технологій на транспорті, як для проведення навчання так і для науково-технічних досліджень.

Факультет стрімко розвивається і має плідотворні міжнародні контакти та здобутки. Так кафедрою автомобілів, студентським конструкторським бюро та лабораторією швидкісних автомобілів створений і удосконалений екоавтомобіль ХАДІ-34, який на 1 літрі пального проїхав 575 км на перегонах «Shell Eco-marathon» Лаузіц ринг у Німеччині. Це досягнення було занесене до Книги рекордів України. У Великій Британії, на перегонах м. Лондон команда ХНАДУ завоювала Великий кубок. Керівники проекту – зав. кафедрою автомобілів, проф. Клименко В.І., аспірант Олександр Чернишов, інженери Володимир Лукашов та Євген Волянський. Активні учасники проекту – студенти автомобільного факультету Булава Ірина, Морозовський Дмитро, Годзь Віталій, Нікулін Юрій, Юткін Микита, Іванішин Ярослав та ін.

У 2013 році ректором університету проф. Туренко та зав. кафедрою проф. Волковим В.П. на базі кафедри технічної експлуатації та сервісу створений новий підрозділ «Академія BOSCH». Університет придбав для підготовки студентів лінійку сучасного обладнання для автомобільного сервісу фірми «BOSCH». Завдяки такому технічному оновленню студенти автомобільного факультету мають можливість отримати добру теоретичну і практичну підготовку.

У 2019 році професор кафедри автомобільної електроніки А.В. Гнатов у складі консорціуму з 10 університетів здобув перемогу в міжнародному конкурсі

грантових проектів за програмою Єврокомісії Erasmus+ KA2 «Розвиток потенціалу вищої освіти». Назва проекту: «Development of practically-oriented student-centred education in the field of modelling of Cyber-Physical Systems» («Розвиток практично орієнтованої студентської освіти в області моделювання кібер-фізичних систем»); акронім: «SubPhy». Грантхолдером проекту є Ризьких технічний університет (Латвія)

До складу консорціуму проекту ввійшли такі виші як:

- Ризький технічний університет (РТУ);
- Католицький університет Лювен;
- Кіпрський університет;
- Білоруський державний університет;
- Гомельський державний університет;
- Мозирський державний педагогічний університет;
- Республіканська асоціація наноіндустрії;
- Чернігівський національний технологічний університет;
- Харківський національний автомобільно-дорожній університет;
- Криворізький національний університет.

А також асоціація партнерів:

- Belarusian Physical Society Voluntary Association;
- Kharkiv Enterprise of Bus Stations;
- Ukrainian Biophysical Society;
- Ukrainian Association of Information Technologies' Professionals;
- Institute for Nuclear Problems of BSU.

–



*Члени робочої групи проекту SubPhy з українських вишів*

Термін дії проекту - 3 роки.

Загальний бюджет проекту - € 831 660.

Бюджет ХНАДУ – € 97 441.

Завдяки проекту Erasmus+ «SubPhy» магістри спеціальності 141 «Електроенергетика електротехніка та електромеханіка» зможуть навчатись в ХНАДУ та РТУ, а по завершенні отримувати подвійні дипломи за освітньою програмою «Електромобілі та енергозберігаючі технології» національного зразка (ХНАДУ) та європейського зразка (РТУ).



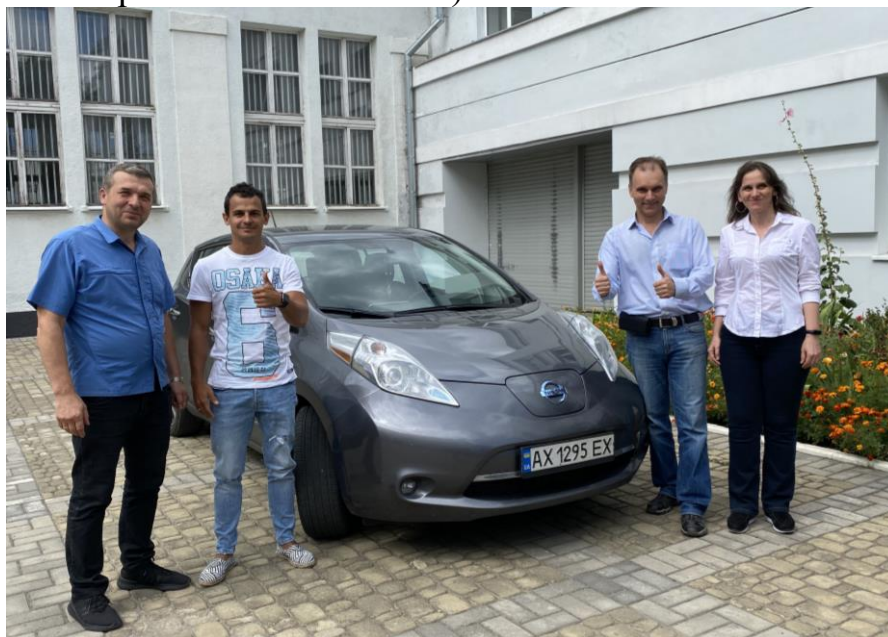
*Перша зустріч по проекту SubPhy в Мінську (грудень 2019)*

Крім того участь у проекті передбачає і грантову матеріальну допомогу на закупівлю обладнання для якісної реалізації програми подвійних дипломів. На сьогодні вже придбано та встановлено в навчальних лабораторіях ХНАДУ:

– комп'ютерний клас на 15 ПК із сучасною інтерактивною дошкою;



– комплекс для навчання і науково-практичних досліджень електромобілів (на базі електромобіля Nissan Leaf).



Участь у таких міжнародних проектах виводить автомобільний факультет на новий рівень, що відповідає європейським стандартам навчання.

Автомобільний факультет вітає всіх викладачів, студентів і випускників університету та факультету з ювілеєм, бажає міцного здоров'я та нових творчих успіхів і наукових досягнень.

Декан АФ

Сараєв О.В

## ЗМІСТ

### Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

<b>Єрмоєнко А. В., Михалевич М.Г.....</b>	<b>20</b>
Концепція транспортного засобу спеціального призначення з використанням гібридних технологій	
<b>Корпач О.А.....</b>	<b>21</b>
Перспективи використання метробуса в м. Києві	
<b>Криворот А .І.....</b>	<b>22</b>
До вибору оптимального передаточних відношень автомобіля БАЗ – 2215 за тягово-швидкісним дослідженням	
<b>Михалевич М.Г., Дзюбенко О.А., Ярита О. О.....</b>	<b>25</b>
Дослідження впливу температури на роботу електромагнітного клапана	

<b>Михалевич М.Г., Просяк О.Л.....</b>	<b>28</b>
Обґрунтування перспективного напрямку розробки примтроїв керування тиском в шинах вантажних автомобілів	
<b>Морозовський Д.Ю.....</b>	<b>31</b>
Дослідження впливу положення важелів підвіски на центр крену	
<b>Погорілий С.П.....</b>	<b>34</b>
Використання вантажних автомобілів в агропромисловому виробництві	
<b>Савченко Є.Л., Михалевич М.Г.....</b>	<b>37</b>
Стендовий комплекс для дослідження систем керування пневматичною підвіскою колісних транспортних засобів категорії N <sub>3</sub> , M <sub>3</sub>	
<b>Сахно В.П., Поляков В.М., Шарай С.М.....</b>	<b>40</b>
До порівняльної оцінки метробусів за стійкістю руху	
<b>Серіков Г.С., Серікова І. О., Медведський К.І.....</b>	<b>42</b>
Дослідження систем безключового доступу транспортних засобів	
<b>Серіков Г.С., Серікова І. О., Медведський К.І.....</b>	<b>45</b>
Аналіз ефективності системи рекуперації транспортних засобів з автоматичною коробкою перемикачів	
<b>Шуклинов С.Н., Клименко В.И., Алёкса Н.Н., Ужва А.В.....</b>	<b>48</b>
Динамический паспорт автомобиля	
<b>Секція 2. ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС АВТОМОБІЛІВ</b>	
<b>Бажинов А.В., Кравцов М.Н, Мартыненко С. А.....</b>	<b>51</b>
Безопасность гибридных и электромобилей	
<b>Безродный В.В.....</b>	<b>53</b>
Альтернативное топливо для бензиновых двигателей	
<b>Белов В.І.....</b>	<b>55</b>
Особливості вибору параметрів електролізерів для двигунів легкових автомобілів	
<b>Булгаков М.П.....</b>	<b>59</b>
Метод визначення технічного стану двигуна	
<b>Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В., Волков Ю.В.....</b>	<b>61</b>
Втілення інформаційних технологій в технічну експлуатацію автомобілів	



<b>Володарець М.В., Грицук І.В., Український Є.О.....</b>	<b>66</b>
Особливості використання імітаційного моделювання в аналітичній складовій частині інформаційно-аналітичної системи моніторингу засобів транспорту	
<b>Горбiк Ю.В.....</b>	<b>69</b>
Діагностування автомобіля за індикаторною витратою палива	
<b>Грицук І.В., Погорлецкий Д.С., Симоненко Р.В., Билай А.В.....</b>	<b>72</b>
Особенности тепловой подготовки транспортного двигателя, оборудованного системой питания газовым топливом, с использованием теплового аккумулятора	
<b>Дитятьєв О.В., Новiк Д. Д.....</b>	<b>75</b>
Нові технології в технічному обслуговуванні шин	
<b>Зенкін Є.Ю.....</b>	<b>78</b>
Оцінка роботи системи охолодження з електронним керуванням	
<b>Зыбцев Ю.В.....</b>	<b>82</b>
Повышение точности нормирования диагностических параметров двигателя автомобиля	
<b>Корпач А.О., Левківський О.О.....</b>	<b>84</b>
Методика визначення дефектів автомобільних двигунів шляхом аналізу шумів та вібрацій	
<b>Кривошапов С.И., Зуев В.А.....</b>	<b>85</b>
Применение сканеров obd ii в процессе диагностировании индивидуальными владельцами своих транспортных средств	
<b>Кужель В.П.....</b>	<b>88</b>
Вимірювання дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби	
<b>Кузьмін В.С., Кузьміна В.П., Гетман Д.С.....</b>	<b>91</b>
Дослідження ефективності витрат на вплив якості послуг автосервісу	
<b>Курносенко Д.В.....</b>	<b>93</b>
Моделювання впливу технічного стану підшипників колінчастого валу на характер пульсацій тиску масла в головній масляній магістралі дизельного двигуна Д246.4	
<b>Мармут І.А.....</b>	<b>100</b>
Силовая взаємодія автомобіля з повноопорним стендом при перевірці в тяговому режимі	

<b>Мастепан М.А., Кузьміна В.П., Максимов О.М.....</b>	<b>103</b>
Підвищення ефективності виробничого процесу підприємства автосервісу дослідженням ринку послуг	
<b>Мастепан С.М., Мастепан О.А.....</b>	<b>105</b>
Підвищення ефективності використання виробничо-технічної бази ПАТ	
<b>Місюра М. І.....</b>	<b>107</b>
Заходи щодо поліпшення роботи системи охолодження двигуна автомобіля	
<b>Монастирський Ю.А., Потапенко В.В., Максименко І.С.....</b>	<b>111</b>
Адаптивна технічна експлуатація кар'єрних самоскидів	
<b>Наглюк М.И.....</b>	<b>113</b>
Коррозионность охлаждающих жидкостей применяемых на автомобилях	
<b>Назаров О.І.....</b>	<b>115</b>
Заходи щодо зниження інтенсивності зношування гальм автомобілів	
<b>Орисенко О.В., Шаповал М.В., Скорик М.О.....</b>	<b>118</b>
Особливості конструкції підкатного візка із встановленим універсальним динамічним дишлом	
<b>Павленко В.М.....</b>	<b>121</b>
Обслуговування автомобіля за рахунок побудови мультиагентної системи за допомогою технології JADE	
<b>Петрик А.В., Козлов А.К., Добруха Л.Г., Головатюк М.В.....</b>	<b>123</b>
Методологія створення та впровадження інтегрованих митно-логістичних систем у виробничі процеси	
<b>Penkova K.M., Koponenko O.S., Balaka M.M.....</b>	<b>126</b>
Car tire deformations measuring device	
<b>Савенок Д.В., Горошко О.В.....</b>	<b>128</b>
Аналіз накопичувачів енергії для автомобільних енергоустановок в експлуатаційних умовах	
<b>Сараева И.Ю., Воробьев А.Н., Себко Д.П.....</b>	<b>131</b>
Критерии качества диагностических параметров двигателя	
<b>Світличний В.А.....</b>	<b>134</b>
Кібербезпека сучасного автомобіля	

**Симоненко Р.В., Матейчик В.П., Волков В.П., Грицук І.В.....136**  
Способи підвищення ефективності функціонування системи «КТЗ –  
ІНФРАСТРУКТУРА»

**Хрулев А.Э.....134**  
Некоторые закономерности износа деталей клапанного механизма и  
особенности их учета при переоборудовании бензинового двигателя  
внутреннего сгорания на газомоторное топливо

**Чуйко С.П.....138**  
Критерії управління витратою палива міських автобусів із застосуванням  
сучасних інформаційних технологій

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

**Байдала В.Ю.....145**  
Застосування перспективних конструкцій засобів транспорту на комбінованому  
ході

**Луценко М.М.....147**  
Можливості ремонту зубчастих коліс глобоїдних передач при індивідуальному  
ремонті

**Подригало М.А., Закапко О.Г.....148**  
Підвищення маневреності перспективного тракторного самохідного шасі при  
встановленні переднього поворотного моста

**Подригало М.А., Холодов М.П., Коряк А. А., Кайдалов Р. О..... 150**  
Енергетична ефективність автомобілів з комбінованим електромеханічним  
приводом ведучих коліс

**Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Шеїн В.С., Радченко І.А.....153**  
Вдосконалення методики визначення коефіцієнту лобового аеродинамічного  
опору при вибігу автомобіля

**Потапов М.М., Потапова О. В., Абрамов Д.В.....155**  
Визначення втрат енергії при зминанні шин повнопривідного тягово-  
транспортного засобу

**Сакно О.П., Колеснікова Т.М., Медведєв Є.П., Шнвченко О.В.....157**  
Щодо питання впливу технологічних розробок автомобілів на розвиток  
соціотехнічної системи

**Тараненко М.Е.**.....160  
Генезис импульсной штамповки при производстве транспортных средств за 70 лет

**Титаренко В.Є., Лазюта В.М.**.....163  
Аналіз причин основних несправностей стартерів легкових автомобілів на СТО

#### **Секція 4. ПЕРСПЕКТИВНІ ДВЗ**

**Абрамчук Ф.І., Авраменко А.М.**.....165  
Чисельні дослідження процесів течії палива у розпилювачі форсунки та його упорскування у камеру згоряння

**Абрамчук Ф.І., Кузьменко А.П.**.....167  
Адаптація автомобільного двигуна мемз-307 для роботи на LPG без попереднього випаровування

**Белоусов Е.В., Рыбальченко Н.Е., Самарин А.Е., Вербовский В.С.**.....172  
Регулирование твердотопливных поршневых малооборотных двигателей путем изменения действительной степени сжатия

**Бобрицький С.В., Аулін Д.О., Анацький О.О., Онищенко А. В.**.....174  
Доцільність розробки пристрою для автоматичної декомпресії циліндрів теплоенергетичної установки

**Варбанець Р.А., Клименко В.Г., Кирилаш О.І., Пізінцалі Л.В., Александровська Н. І.**.....175  
Віброакустична діагностика газотурбоагнітача суднового малообертового дизельного двигуна

**Грицук І.В., Дзигар А.К., Котов А.І., Вербовський О.В.**.....179  
Основні кваліфікаційні вимоги, що ставляться до суднових дизель-генераторів в умовах експлуатації

**Доценко С.М., Солодка А.Ю.**.....182  
Дослідження ефективності використання соєвої олії при роботі дизельного двигуна в складі когенераційної установки.

**Зайченко С.В., Айса Х.алем.**.....185  
Повышение энергоэффективности электрического генератора путем управления газораспределения двигателя

**Захарчук В.І., Захарчук О.В.**.....189  
Перспективи використання біогазу в якості моторного палива

<b>Колеснікова Т.М., Маслак В.О.....</b>	<b>190</b>
Альтернативный бесшатунный двигатель для перспективных легковых автомобилей	
<b>Корпач А.О., Лобашов Д.І.....</b>	<b>.193</b>
Біогаз - альтернативне паливо для двигунів внутрішнього згорання	
<b>Корогодський В.А., Квартальнов Д.О., Ємцов В.Е.....</b>	<b>195</b>
Результати експериментальних досліджень коефіцієнта витрати продувного і випускного каналів двотактного двигуна	
<b>Кырнац В.И., Маулевич В.О., Холденко В.И., Варбанец Р.А.....</b>	<b>198</b>
Анализ работы системы VIT MAN MC в среде AVL BOOST	
<b>Mischuk D.O., Boychenko A.V., Balaka M.M.....</b>	<b>202</b>
Motor fuel by hydrogenation technology	
<b>Нікітченко І.М., Тесленко Е.В., Назаров А.О.....</b>	<b>204</b>
Особливості здійснення робочого циклу в двигунах із зовнішнім підводом теплоти	
<b>Прохоренко А.О., Грицюк О.В., Кузьменко А.П., Авраменко А.М., Федоренко К.Р., Юрченко Р.В.....</b>	<b>201</b>
Наукові підстави інновацій конструкції авіаційного дизеля ХАДИ-100А	
<b>Сумцов А.Л., Василенко О.В.....</b>	<b>206</b>
Застосування тепловізійного обстеження в експлуатації систем охолодження тепловозних дизелів	
<b>Таланін Д.С., Прохоренко А.О.....</b>	<b>212</b>
Синтез та імплементація електронної системи автоматичного керування паливоподачею дизеля	
<b>Третяк В.М.....</b>	<b>214</b>
Проблеми мобільної енергетики агропромислового виробництва України	
<b>Секція 5. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ І КОНСТРУКЦІЙ</b>	
<b>Авершин А.Г.....</b>	<b>219</b>
Чисельне моделювання поширення забруднень в міському середовищі	
<b>Балакина Е.В., Сарбаев Д.С.....</b>	<b>224</b>
Качественное определение комбинированного трения в пятне контакта колеса с твердой опорной поверхностью	

<b>Балакина Е.В., Задворнов В.Н., Коньшин А.А., Юсупкина А.С.....</b>	<b>226</b>
Разработка универсальных зависимостей для определения коэффициента радиальной жесткости шин сверхнизкого давления	
<b>Балакина Е.В., Задворнов В.Н., Березовский М.С., Блажинский В.Р.....</b>	<b>228</b>
Разработка и реализация метода определения расчетных зависимостей для радиальной и боковой жесткостей автомобильных шин	
<b>Balaka M.M., Hodnevich M.M., Mischuk D.O.....</b>	<b>230</b>
Impact of tire tread on the wheeled mover traction	
<b>Біловол О.В.....</b>	<b>233</b>
Властивості фізичного простору	
<b>Вітюк І.В.....</b>	<b>237</b>
Комп'ютерна методика оцінки впливу конструктивних особливостей системи підресорювання на плавність ходу легкового автомобіля	
<b>Колодницька Р.В., Кравченко О.П.....</b>	<b>239</b>
Моделювання затримки займання дизельного біопалива в ДВЗ автомобільного транспорту	
<b>Красніков С.В., Давиденко В.Е.....</b>	<b>241</b>
Перспективи паризької угоди щодо зменшення викидів діоксиду вуглецю для світової спільноти та України	
<b>Красніков С.В., Новіков С.О.....</b>	<b>246</b>
Енергетика України та заходи щодо рамкової конвенції ООН зі зміни клімату	
<b>Роговий А.С.....</b>	<b>250</b>
Визначення оптимальних геометричних параметрів вихорокамерних нагнітачів	
<b>Роговий А.С., Богдан А.С.....</b>	<b>255</b>
Оптимізація вихорокамерних нагнітачів за коефіцієнтом корисної дії	
<b>Слинько Г.І., Бокарьов В.І.....</b>	<b>261</b>
Особливості моделювання повного робочого циклу ДВЗ з урахуванням механічних втрат	
<b>Филипковский С.В.....</b>	<b>263</b>
Метода расчета свободных колебаний корпуса твердотопливной ракеты	



## **Секція 6. АВТОТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА ТА БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ**

<b>Волошко Т.А.</b> .....	<b>267</b>
Проблемні питання, пов'язані з визначенням моменту виникнення небезпеки для руху	
<b>Губарьков С.С.</b> .....	<b>269</b>
Переваги галогенових ламп в автомобілях для безпеки дорожнього руху	
<b>Зеликов В.А., Денисов Г.А., Шаталов Е.В., Зеликова Н.В.</b> .....	<b>272</b>
Обеспечение безопасности движения на регулируемых пересечениях транспортных потоков	
<b>Кіріченко І.С.</b> .....	<b>274</b>
Персональний електротранспорт і нюанси ПДР	
<b>Кищун В.А., Ткач М.О.</b> .....	<b>276</b>
Іноваційні технології у системі ВАДС	
<b>Кобрина Н.В.</b> .....	<b>279</b>
Повышение безопасности автомобилей среднего класса при применении адаптивных систем освещения с возможным использованием системы управления на базе контроллера ARDUINO	
<b>Кобрина Н.В., Маковецкий А.В.</b> .....	<b>280</b>
Использование автомобильных речевых информаторов на базе контроллера arduino как средство повышения безопасности автомобилей среднего класса	
<b>Ковтун В.В.</b> .....	<b>281</b>
Визначення обставин дорожньо-транспортної події з відеозапису	
<b>Криворучко М.М.</b> .....	<b>283</b>
Проблема підвищення безпеки дорожнього руху з точки зору судового експерта	
<b>Кужель В.П., Зіневич В.Ю., Андрощук Р.С.</b> .....	<b>286</b>
Показники безпеки при наданні послуг з перевезень автомобільним транспортом	
<b>Кучерявенко О.Б.</b> .....	<b>288</b>
Дослідження зіткнень транспортних засобів у випадку застосування гальмування одним з водіїв	

<b>Лисенко М.Р.</b> .....	<b>289</b>
Переваги наявності засобів відеореєстрації в автомобілі під час дорожньо-транспортної пригоди	
<b>Махлай С.М.</b> .....	<b>292</b>
Застосування автоматичної фіксації порушень правил дорожнього руху в Україні	
<b>Меркулов К.В.</b> .....	<b>294</b>
Проблематика проведення досліджень дорожньо-транспортних пригод, пов'язаних із системою освітлення транспортних засобів	
<b>Савчук А.Д.</b> .....	<b>295</b>
Впровадження системи екстреного гальмування попереджуючої дії на вантажних автомобілях для запобігання ДТП.	
<b>Скиба Г.В.</b> .....	<b>298</b>
Питання, які виникають при дослідженні дорожньо-транспортних пригод, пов'язані з визначенням безпечної дистанції	
<b>Смик О.М.</b> .....	<b>300</b>
Необхідність розробки методики досліджень нових типів автомобільних ламп	
<b>Старіков Є.Л.</b> .....	<b>301</b>
Проблемні питання експертного дослідження ДТП, які відбулися на нерегульованих пішохідних переходах	
<b>Шумляківський В.П., Бака О.М., Добровінський О.О., Максимов О.С.</b> ...	<b>303</b>
Дослідження транспортного потоку перехресть міста з використанням безпілотних літальних апаратів	
<b>Юрченко О.Ю.</b> .....	<b>305</b>
Дослідження аварійності на дорогах України	
<b>Яловенко В.В.</b> .....	<b>307</b>
Як впливає на безпеку дорожнього руху заміна галогенних ламп на LED-лампи, в головному світлі автомобілю	

## **Секція 7 . ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ**

<b>Аргун Щ.В., Мигаль В.Д.</b> .....	<b>309</b>
Усовершенствование технологии сборки подшипниковых узлов тяговых электродвигателей электромобилей	
<b>Бегерський Д.Б., Опанасюк Є.Г., Кубрак Ю.О.</b> .....	<b>311</b>
Аналіз проблем і перспектив експлуатації електромобілів	

<b>Богаевский А.Б., Борисенко А.Н., Буланов Д.А.....</b>	<b>314</b>
Синтез квазиоптимального по топливной экономичности и токсичности отработавших газов управляющего воздействия дизеля	
<b>Борисенко А.О.....</b>	<b>316</b>
Особливості визначення паливної економічності гібридних транспортних засобів	
<b>Бороденко Ю.Н.....</b>	<b>319</b>
Экологические и экономические аспекты применения альтернативных источников энергии для АТС	
<b>Маяк М.М., Ємець Б.В., Рябчук О.П.....</b>	<b>323</b>
Покращення показників розганання вантажного автомобіля на генераторному газу	
<b>Саражинский Д. С.....</b>	<b>326</b>
К формализации светофорного регулирования – понятие управляющего сигнала и его систематика	
<b>Серіков Г.С., Серікова І.О., Медведський К.І.....</b>	<b>334</b>
Аналіз систем моніторингу енергетичних параметрів електромобілів	
<b>Серіков Г.С., Серікова І.О., Медведський К.І.....</b>	<b>337</b>
Шляхи підвищення безпеки користування транспортними засобами з електроприводом за рахунок автоматизації зарядних станцій	
<b>Смирнов О.П., Марченко А.В.....</b>	<b>340</b>
Особливості електропривода TESLA MODEL S	
<b>Данець С.В.....</b>	<b>343</b>
Дорожньо-транспортна пригода – сучасна міжнародна проблема.	
<b>Гнатов А.В.....</b>	<b>346</b>
Дослідження роботи енергогенеруючої платформи для електричних автотранспортних засобів та їх інфраструктури	
<b>Hnatova H., Arhun S.....</b>	<b>349</b>
Battery management system	
<b>Дзюбенко О.А.....</b>	<b>352</b>
Система автоматизованого управління зчепленням для автобусів та вантажних автомобілів	
<b>Поляков В.М., Разбойников О.О.....</b>	<b>355</b>
Методика аналізу результатів експериментальних і теоретичних досліджень динаміки руху автомобіля	
<b>Кухаренко Г.М., Предко А.В.....</b>	<b>357</b>
Оценка аэродинамических свойств впускных каналов дизеля	

Єрмоєнко Антон Васильович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Михалевич Микола Григорович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **КОНЦЕПЦІЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ГІБРИДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Існуючі конструктивні рішення транспортних засобів спеціального призначення в частині встановлення моторно-трансмісійної установки не дозволяють проведення подальшої модернізації з одночасним поліпшенням основних характеристик.

З метою покращення основних характеристик розроблена концепція, що увібрала в себе конструктивні бачення вузлів, агрегатів та систем, що дозволяють ефективно використовувати потенціал сучасної елементної бази.

Для забезпечення технічних вимог, що висуваються до даного класу транспортних засобів, необхідно розробити нову дводіапазонну трансмісію, що дозволить рухатись з максимальною швидкістю 100 км/год і долати ухили 30° при максимальній спорядженій масі 30 тон.

Аналіз найпоширеніших типів трансмісій та синтез конструктивних рішень показав, що найкраще в дану концепцію вписуються планетарні трансмісії з механічним перемиканням передач, що дозволяють в мінімальних габаритах забезпечити передавальні відношення з відносно великим розривом (5 та 25) при використанні високооборотних електродвигунів.

Запропонована трансмісія складається з двох планетарних рядів. Вхідний планетарний ряд оснащений несинхронізованою муфтою, що блокує коронну шестерню на корпус, вмикаючи першу передачу, або з водилом, обертаючись як одне ціле і забезпечуючи роботу другої передачі. Другий планетарний ряд завжди заблокований коронною шестернею на корпус. Дане конструктивне рішення дозволяє відмовитись від гідравлічного перемикання передач та необхідності мащення пар тертя під тиском, що дозволить заощадити на витраті електроенергії і збільшити, таким чином, запас ходу. При цьому постає необхідність створення системи керування, що буде вирівнювати кутові швидкості валів, з'єднаних в процесі перемикання передач.

Для приведення даної трансмісії запропоновано використання високооборотних електродвигунів на постійних магнітах, що дозволяють в мінімальних габаритах сконцентрувати високі тягово-динамічні характеристики.

Даний тип двигунів має порівняно невелику інерцію обертаючихся мас та високий гальмовий момент при переведенні його у генераторний режим. Використання даних особливостей електродвигуна системою керування дозволяє знизити час на перемикання передач в режимі руху та відмовитись від зупинки транспортного засобу на відміну від класичних роздавальних коробок передач.

З вищезазначеного, при роботі системи керування повинні враховуватись наступні параметри – положення педалі акселератора, селектора режимів руху, швидкість транспортного засобу, частоти обертання вхідних та вихідних валів коробок передач, величина крутного або гальмівного моментів на валу електродвигунів, кут положення керуючих коліс відносно корпусу, режим роботи дизель-генераторної установки, ступінь зарядженості, температура і стан акумуляторних батарей.

При виборі дизель-генераторної установки необхідно врахувати потужнісний баланс – в режимі руху при інтенсивному розгоні сумарна згенерована потужність від тягового генератора та високовольтних батарей має перекривати енерговитрати від електродвигунів та допоміжного устаткування.

Для накопичення надлишкової енергії при рекуперативному гальмуванні електродвигунами в генераторному режимі, можливості безшумного і аварійного пересування транспортного засобу при відмові дизель-генераторної установки запропоновано встановити високовольтну акумуляторну батарею. При цьому запас ходу на акумуляторах повинен складати не менше 40 км в режимі середньої інтенсивності руху у дорожніх умовах диференційованої складності. Акумуляторна батарея має бути оснащена захисними системами від дії критичних температур, перезаряду та глибокого розряду та рідинною системою охолодження. З огляду на густину накопиченої енергії відносно одиниці маси найкраще підходять батареї на основі літій-іонної технології.

Переваги, що надає впровадження даної трансмісії відносно існуючих:

відсутність жорсткого зв'язку між ведучими колесами та дизельним двигуном, що виключає проблему циркуляції потужності між ведучими вісями, і, як наслідок – пришвидшене зношення шин;

– впровадження системи керування, що дозволяє з мінімальними витратами створити роботизовану платформу на основі даних конструктивних рішень;

– диференціація тягових зусиль між ведучими вісями в режимі руху нерівностями та в поворотах;

– зменшення людського чинника при керуванні транспортним засобом.

Корпач Олексій Анатолійович, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет, [korpach1988@gmail.com](mailto:korpach1988@gmail.com)

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ МЕТРОБУСА В М. КИЄВІ**

Проблемою сучасного великого міста є перенасичення дорожньо-вуличної мережі транспортними потоками внаслідок значного росту рівня автомобілізації, що призводить до різкого зниження швидкості громадського транспорту та недотримання графіку його руху.

Метрополітен бере на себе основне транспортне навантаження у великих містах, але залишається проблема «спальних» мікрорайонів, які ним не охоплені. Зокрема, в м. Києві таким житловим масивом є Вигурівщина-Троещина в якому проблема транспортного сполучення стоїть дуже гостро.

Альтернативою існуючому пасажирському транспорту може бути

метробус, який на даний час набирає поширення в усьому світі, а саме таких країнах, як: США, Бразилія, Туреччина, Китай, Мексика та ін.

Метробус не є назвою якогось одного транспортного засобу. Це складна транспортна система, яка включає виділені смуги, що фізично відділені від решти проїжджої частини; автобусний парк, що зазвичай складається з автобусів підвищеної місткості; системи моніторингу та керування рухом, включаючи можливість надання автобусам переважного права на перетинах доріг; заходи для прискорення посадки та висадки пасажирів, придбання проїзних квитків тощо.

Метробус поєднує переваги метрополітену, проте має, порівняно, невелику вартість (3–8 млн.дол./км залежно від складності лінії) та високу швидкість будівництва, адже можуть використовуватися вже існуючі магістралі у містах (зазвичай така лінія будується за 1-2 роки, у порівнянні з 3-10 років для метрополітену).

В місті Києві найбільш перспективними для впровадження є маршрути метробуса, що поєднують житловий масив Вигурівщина-Троещина з існуючими станціями метрополітену «Почайна» та «Чернігівська». Проект першої лінії метробуса проходить від вул. Милославської через вул. Володимира Маяковського, просп. Романа Шухевича, Північний міст та просп. Степана Бандери до ст. метро «Почайна», з можливістю продовження до Севастопольської площі. Довжина лінії - 22,38 км. Прогнозований пасажирообіг близько 141 тис. осіб на добу, а вартість проекту 2,5-3 млрд. гривень. [1]

Другою перспективною лінією метробуса є лінія від масиву Вигурівщина-Троещина до Лісового масиву і ст. метрополітену «Чернігівська», а, в подальшому, Дарницької площі. Її ємність оцінюється в 160 тисяч осіб на добу.

## Література

1. Троещині запропонували проект Метробусу [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://kievinform.com/archives/1979>.

Криворот Анатолій Ігорович, старший викладач, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», [anatoliikryvorot@gmail.com](mailto:anatoliikryvorot@gmail.com), 099-015-37-01

## ДО ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНОГО ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ АВТОМОБІЛЯ БАЗ – 2215 ЗА ТЯГОВО-ШВИДКІСНИМ ДОСЛІДЖЕННЯМ

Розглянуті закони і методики у роботі [1], а також результати багатьох дослідницьких робіт забезпечують окремі високі показники техніко-експлуатаційних властивостей у конкретних умовах експлуатації, причому жоден з законів та жодна з методик не забезпечують одночасно кращі показники тягово-швидкісних властивостей (ТШВ). У роботі [2] при виборі



типу автомобіля-тягача із ряду існуючих для автопоїздів категорії N3+O4 запропоновано підхід, що базується на порівнянні показників ТШВ і паливної економічності конкретного тягача з ідеальним, показники якого є кращими із усіх автомобілів, що розглядаються. Ця методика може бути використана і при виборі оптимального ряду передаточних відношень трансмісії автомобіля, двигун якого працює на газогенераторному паливі (ГГП). У дослідженні [3] наведені показники роботи двигуна автомобіля на бензині і ГГП. Визначимо за методикою, наведеною в роботі [4] основні показники ТШВ автомобіля БАЗ – 2215, результати яких зведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Показники ТШВ автобуса БАЗ-2215

№	Назва показника	Закон або методика вибору передаточних відношень трансмісії								
		1	2	3	4	5	6	7	8	Еталон
1	час розгону до V=21,9 м/с	256	266	244	271	249	241	249	378	241
	шлях розгону до V=21,9 м/с	4529	4628	4335	4668	4370	4302	4420	6489	4302
2	час розгону на останній передачі, с	217	235	191	223	190	186	182	233	182
	шлях розгону на останній передачі, м	4188	4428	3798	4122	3762	3695	3623	4592	3623
	час розгону на передостанній передачі, с	16	13	33	24	36	27	36	119	13
	шлях розгону на передостанній передачі, м	207	128	450	273	502	418	570	1768	128
3	тах. швидкість, м/с	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9
4	тах. прискорення при розгоні, м/с <sup>2</sup>	0,805 (II)	0,799 (II)	0,804 (II)	0,747 (I)	0,747 (I)	0,747 (I)	0,747 (I)	0,747 (I)	0,805
6	час розгону на шляху:									
	250 м, с	33	34	34	38	37	33	35	39	33
	750 м, с	64	68	65	67	65	63	66	80	63
	1150 м, с	97	107	90	102	94	87	97	100	87
7	тах. долаємий підйом, %	26,4							24,3	26,4
8	усталена швидкість на зтяжних підйомах (3 %), м/с	11,74	8,15	11,92	14,76	13,02	11,87	14,32	8,65	14,76

9	max. сила тяги на гаку, Н	9640							8775	9640
10	середня швидкість руху ( $m_{\psi}=0,02$ , $\sigma_{\psi}=0,012$ ), м/с	13,12	8,85	12,83	15,87	13,91	12,82	15,69	8,76	15,87

Закон або методика вибору передаточних відношень трансмісії:  
 1 – геометрична прогресія; 2 – арифметична прогресія; 3 – гармонійний ряд;  
 4 – динамічний ряд; 5 – мінімізація витрат палива, 6 – мінімізація часу розгону,  
 7 – методика А.А. Токарева, 8 – стандартний ряд КПП.

Аналіз даних таблиці 1 показує, що кращі окремі показники ТШВ автобуса досягається за різних законів і методик вибору передаточних відношень коробки передач. Тому остаточний вибір необхідно проводити за питомими показниками.

Таблиця 2 – Відносні показники ТШВ автобуса БАЗ-2215

№	Назва показника	Закон або методика вибору передаточних відношень трансмісії								Еталон
		1	2	3	4	5	6	7	8	
1	час розгону до $V=21,9$ м/с, с	0,94	0,91	0,99	0,89	0,97	1,00	0,97	0,64	241
	шлях розгону до $V=21,9$ м/с, м	0,95	0,93	0,99	0,92	0,98	1,00	0,97	0,66	4302
2	час розгону на останній передачі, с	0,84	0,77	0,95	0,82	0,96	0,98	1,00	0,78	182
	шлях розгону на останній передачі, м	0,87	0,82	0,95	0,88	0,96	0,98	1,00	0,79	3623
	час розгону на передостанній передачі, с	0,81	1,00	0,40	0,54	0,36	0,48	0,36	0,11	13
	шлях розгону на передостанній передачі, м	0,62	1,00	0,28	0,54	0,25	0,61	0,42	0,01	128
3	max. швидкість, м/с	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	21,9
4	max. прискорення при розгоні, $\text{м/с}^2$	1,00	0,99	1,00	0,93	0,93	0,93	0,93	0,82	0,804
5	час розгону на шляху:									
	250 м, с	1,00	0,97	0,97	0,87	0,89	1,00	0,94	0,85	33
	750 м, с	0,98	0,93	0,97	0,94	0,97	1,00	0,95	0,79	63
	1150 м, с	0,90	0,81	0,97	0,85	0,93	1,00	0,90	0,87	87
6	max. долаємий підйом, %	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,92	26,4
7	усталена швидкість на затяжних підйомах (3%), м/с	0,78	0,55	0,81	1,00	0,88	0,80	0,97	0,59	14,76
8	max. сила тяги на гаку, Н	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,91	9640
9	середня швидкість руху, м/с	0,82	0,54	0,81	1,00	0,88	0,81	1,00	0,55	15,87
10	сумарний відносний показник тягово-швидкісних властивостей	13,61	13,22	13,09	13,18	12,96	13,59	13,61	10,29	

Аналіз даних таблиці 2 показує, що кращі показники ТШВ автобуса досягається за умови, що передаточні відношення коробки передач визначені за законом геометричної прогресії і за методикою А.А. Токарева, при цьому сумарний відносний показник ТШВ при виборі передаточних відношень за вказаними методиками збільшується на 24,4 %. Для остаточного вибору передаточних відношень необхідно провести додаткове дослідження показників паливної економічності. Але навіть зараз видно, що збереження трансмісії автобуса без змін значно погіршує показники ТШВ при переводі двигуна на газогенераторне паливо.

### Література

1. Филиппова Г. А., Орисенко А. В., Криворот А. И. К выбору ряда передаточных чисел коробки передач газогенераторного автомобиля семейства «ГАЗель». *Наука – образованию, производству, экономике*: материалы 14-й международной технической конференции. Минск: БНТУ, 2016. Т. 2. С. 22.

2. До вибору типу автомобіля-тягача для автопоїзда великої вантажопідйомності / Сахно В. П., Поляков В. М., Мурований І. С., Шарай С. М. *Вісник машинобудування та транспорту*. Вінниця: ВНТУ, 2019. № 10 (2). С. 120–125.

3. Филиппова Г. А., Орисенко А. В., Криворот А. И. Улучшение индикаторных и эффективных показателей работы двигателя ЗМЗ-4063 на генераторном газе применением наддува. *Транспорт, экология – устойчиво развитие*: XXI научно-техническая конференция с международно участие: сборник доклады 14–16 Май 2015. Варна, Болгария: ЕКОВАРНА, 2015. С. 421–425.

4. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Київ: Видавництво «КВІЦ», 2004. 174 с.

Михалевич Микола Григорович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

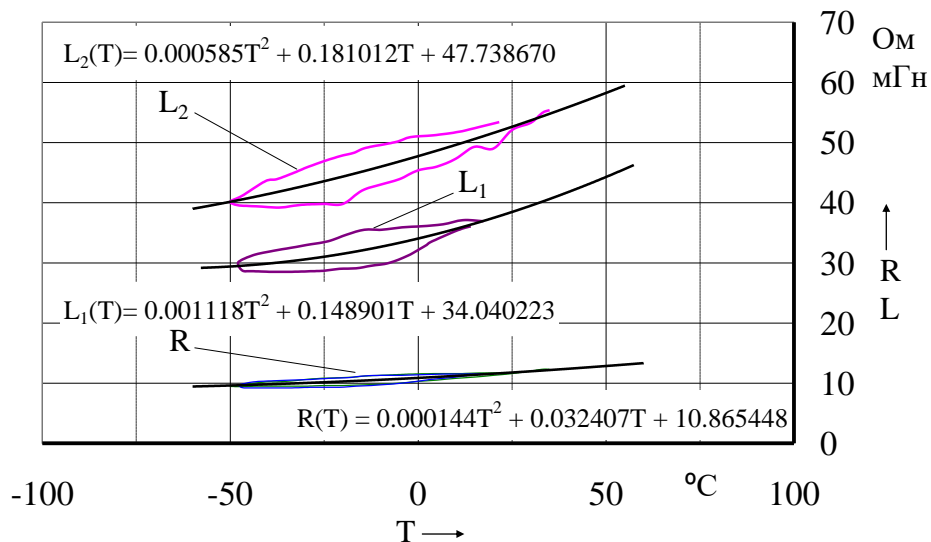
Дзюбенко Олександр Андрійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Ярита Олександр Олександрович, к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ НА РОБОТУ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО КЛАПАНА

Від роботи електропневматичного клапана залежить точність та плавність роботи всього електропневматичного приводу будь якого апарату. В режимі забезпечення максимальної точності керування клапана він працює на межі своїх можливостей. Тому врахування зміни температури важливе для

відтворення робочого процесу електромагнітного клапана та розуміння властивостей системи керування. Для визначення змінних параметрів були проведені випробування електромагнітного клапана в кліматичній камері у двох положеннях. Перше ( $L_1$ ) відповідає закритому стану електромагнітного клапана коли його осердя знаходиться на відстані 1 мм від торця упору електромагніта. Друге ( $L_2$ ) відповідає відкритому стану електромагніта коли його осердя впирається в упор. Під час вимірювання індуктивності також фіксувалися значення опору котушки електромагніта. Результати вимірювань представлені на рисунку 1.



$R$  – Опір котушки електромагніта, Ом;  $L_1$  – Індуктивність котушки електромагніта з осердям що не доходить до упору 1 мм (приблизно відповідає закритому стану електромагнітного клапана), мГн;  $L_2$  – Індуктивність котушки електромагніту з осердям, що упирається в упор (відповідає відкритому стану електромагнітного клапана), мГн.

Рисунок 1 - Залежність основних параметрів електромагніту від температури

Аналіз отриманих значень індуктивності та опору дозволив визначитися з поліномами, які будуть використовуватися у математичній моделі у якості змінного параметра. Після відкриття електромагніту час відкритого стану визначається тривалістю витримки керуючого сигналу з ЕБК та часом відпускання електромагніта. На другу складову суттєво впливає індуктивність котушки яка, в свою чергу, залежить від зазору між торцем осердя та упором електромагнітного клапана у відкритому стані. Зазор може бути сформовано шляхом встановлення прокладок необхідної товщини та кількості. Такі вимірювання також були проведені при постійній температурі (18°C) із застосування прокладок товщиною 0,1 мм із нержавіючої сталі та пластику. Данні вимірювання індуктивності представлені на рисунку 2.

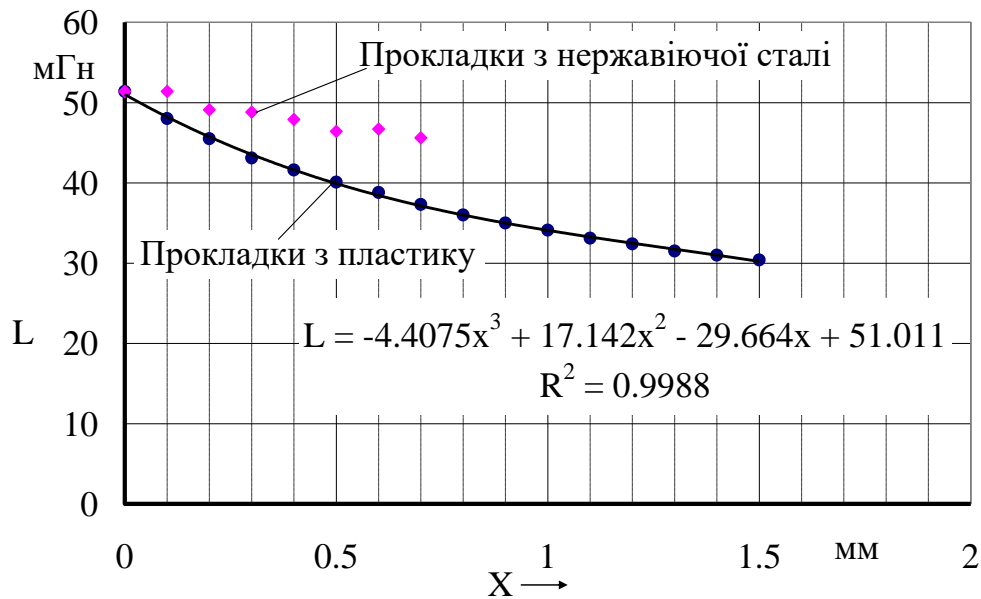


Рисунок 2 - Залежність індуктивності котушки електромагніту, у спрацьованому стані, від зазору між упором та осердям (температура навколишнього середовища 18°C)

Аналіз робочого процесу електромагнітного клапана з врахуванням дії температури дозволяє зробити деякі висновки.

При постійному значенні тривалості одиночного керуючого імпульсу (пілотного імпульсу)  $t_p = 3,3$  мс, а також не змінних напруги живлення та тиску в пневматичній магістралі є відмінності у спрацювання електропневматичного клапану при граничних значеннях робочого температурного діапазону. У всьому діапазоні температур зміну вихідних параметрів електромагнітного клапану можна прослідити за часом відкритого стану клапану помноженого на площу прохідного отвору, який змінюється між ущільнюючим елементом клапану та його сідлом. Такий параметр ще має назву час-перерізу клапану та відповідає площі між кривою, що відображує положення осердя електромагніту та горизонтальною лінією, яка відповідає його закритому стану. На рисунку **Ошибка! Источник ссылки не найден.** 3 можна спостерігати як неробоча зона електропневматичного клапана збільшується із зростанням температури навколишнього середовища. Потенційні можливості електромагніту зростають із збільшенням напруги живлення, а разом із ними і збільшується часу-перерізу клапану при постійній тривалості пілотного імпульсу. Штатним робочим діапазоном за напругою є діапазон 24...30 В. Втім рівень напруги доволі часто знижується до 18 В у аварійних режимах, або при розрядженому акумуляторі (що доволі часте явище).

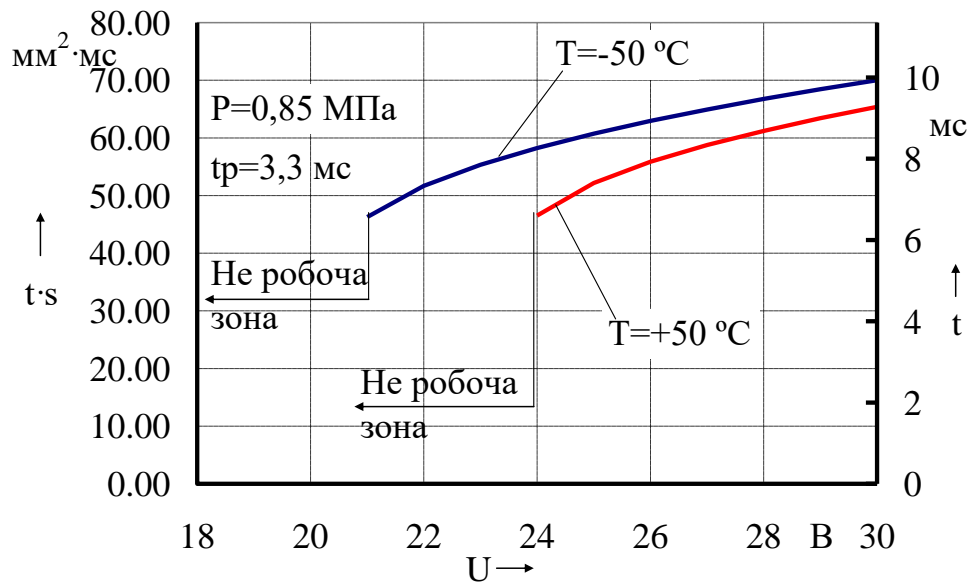


Рисунок 3 - Зміна часу-перерізу клапану та орієнтовного часу його відкритого стану при подачі різної напруги живлення за різних температурних умов

Збільшення неробочої зони електропневматичного клапану при збільшенні температури навколишнього середовища пояснюється характеристикою індуктивності. При збільшенні температури індуктивність котушки електромагнітного клапана зростає, що призводить до більшої інерційності електричного кола керування електропневматичним клапаном. Можна зробити висновок про необхідність оптимізації такого керуючого параметру як тривалість пілотного імпульсу за критерієм забезпечення стабільного його значення при зміні температури навколишнього середовища, напруги живлення та тиску у пневматичній магістралі клапана.

Михалевич Микола Григорович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

Прсяк Олексій Леонідович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

## ОБГРУНТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО НАПРЯМУ РОЗРОБКИ ПРИМТРОЇВ КЕРУВАННЯ ТИСКОМ В ШИНАХ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

Сучасний автомобіль являє собою механічний транспортний засіб, який здатен доставляти вантажі в різні точки країни, вирішувати завдання перевезення в складних дорожніх і кліматичних умовах. Одним з параметрів, який впливає на вантажний автомобіль, є тиск повітря в пневматичній шині. Зазначимо, що кожне окремо взяте колесо вантажного автомобіля є елементом, який входить в колісну формулу, забезпечує рух причепа. В силу конструктивних особливостей вантажного автомобіля, цей елемент піддається в процесі руху різноманітним впливам (які часто не збігаються за своїм



характером, джерелом і ступенем інтенсивності), що, зокрема, визначає різницю в показниках тиску в пневматичних шинах.

Параметр тиску є надзвичайно важливим, оскільки він визначає здатність шини нести вагу автомобіля, оптимальним чином взаємодіяти з дорогою, забезпечуючи надійне зчеплення, гальмування або прискорення.

У той же час перекачані або не докачані шини не дозволяють досягти ідеального контакту з покриттям, що призводить до нерівномірного зносу і скорочення терміну служби. При цьому експлуатація шини зі зниженим тиском веде до збільшення її деформації. Значні деформації викликають підвищення температури шини, що тягне за собою зростання інтенсивності зношування протектора, а також підвищення ймовірності руйнування шини.

Ще однією характеристикою, яка визначає важливість тиску, є конфігурація, при якій тиск повітря в кожній з парних шин залежить від профілю дороги, коли можливості регулювання сприяють кращому розподілу навантаження і рівномірному контакту колеса із дорожнім покриттям.

У зв'язку з цим важливим є установка на сучасний автомобіль систем контролю і регулювання тиску повітря в шинах, яка дозволяє водієві коригувати тиск в шинах транспортного засобу в процесі його руху в автоматичному або в ручному режимі.

Проведений аналіз дозволяє говорити про те, що на сьогодні існує ряд технологічних рішень, які дозволяють контролювати тиск в пневматичних шинах. Переважна більшість раніше розроблених і реалізованих систем управління тиском повітря в шинах є централізованими системами, які працюють від компресора автомобіля та забезпечують повітрям усі пневматичні шини автомобіля в однакових пропорціях.

Однак, за умов, що тиск в кожній окремій пневматичній шині є параметром, який знаходиться під час руху автомобіля у стані коливань, виникає необхідність розглянути й інші принципові можливості керування тиском в шинах вантажних автомобілів. У зв'язку з цим вирішення питання управління тиском в шинах вантажних автомобілів слід розглядати з позицій диференційованого керування тиском з урахуванням різниці в параметрах тиску.

Слід зазначити, що такі системи мають суттєві потенційні можливості, відкривають нові перспективи підвищення експлуатаційних якостей сучасного вантажного автомобіля, зокрема, вони надають можливості корекції тиску при зміні навантаження на вісь, корекції тиску, пов'язаного із зменшенням впливу на м'який ґрунт, корекції тиску при довготривалому русі в різних кліматичних умовах, корекції тиску при виявленні невеликих втрат повітря в пневматичній шині.

Говорячи про перспективи створення нових моделей управління тиском в шинах вантажних автомобілів, перш за все розглянемо теоретичні моделі нагріву пневматичної шини. Зокрема, для опису процесу нагріву автомобільної шини звернемося до другого закону термодинаміки, записавши його в диференціальній формі:

$$C_T \frac{dT}{dt} = \sum_{j=1}^r W_j - C_0(T - T_{oc}) \quad (1)$$

де  $C_T$  та  $C_0$  – показники, що характеризують теплоємність і теплообмін досліджуваного об'єкта;

$W_j$  – показник теплової потужності  $j$ -го об'єкта;

$T$  та  $T_{oc}$  – температура об'єкта і температура навколишнього середовища.

Перетворимо вираз (1) в систему рівнянь:

$$C_{Ti} \frac{dT_i}{dt} = \sum_{j=1}^r W_{ji} - C_{0i}(T_i - T_{oc}) \quad (2)$$

де  $W_{ji}$  – тепла потужність, що виділяється  $i$ -ю шиною в результаті впливу сил тертя кочення, роботи гальм і зовнішніх температурних джерел.

З точки зору процесу нагріву шин рівняння (2) можливо перетворити в систему рівнянь 3

$$C_{0i}[T_{oc}]P(0)\Delta P_{Ti} = R_{Zi}(P_i) \text{ mod}(W_{ji}) \quad (3)$$

де  $P_i(0)$  – початкове значення тиску в шині при  $T = T_{oc}$ .

$R_{Zi}$  – нормальна реакція на «і» колесо з боку опорної поверхні

Для ідентифікації показників теплообміну доцільно застосовувати закон Шарля для ізохорних процесів в ідеальних газах в сталому тепловому режимі. У цьому випадку рішення для температур нагрівання має збігатися зі значенням зміни температури, що визначаються тепловими складовими тисків. Показник теплообміну  $C_{0i}$  може бути розрахована при відомих  $P_i$ ,  $R_{Zi}$  та  $\Delta P_{Ti}$  за формулою 4.

$$C_{0i} = R_{Zi} \cdot (P_i) \cdot P_i(0) \cdot [T_{oc}] \cdot \Delta P_{Ti}^{-1} \quad (4)$$

У цій формулі, для нашого дослідження, інтерес представляє показник нормальної реакції на колесо з боку опорної поверхні, який суттєво впливає на температурні параметри кожної окремої пневматичної шини, та, відповідно, на параметри тиску.

Нормальні реакції, що діють на автомобільні колеса з боку дорожнього покриття, не є постійною величиною, вони змінюються в залежності від дії на автомобіль різних сил і моментів, зокрема ці параметри залежать від маси автомобіля та параметрів його колісної бази; від висоти центру ваги та відстані від центра ваги до осей передніх і задніх коліс; від навантаження, що припадає на передні та задні колеса. Параметри, які визначають навантаження на колісну базу вантажного автомобіля не є стандартними, кожна модель вантажного автомобіля має власні вихідні параметри навантаження, що засвічує цей слайд.

Наприклад, розподіл навантажень на колісну базу автомобіля Renault magnum має нерівномірний розподіл, що також характеризує і інші вантажні автомобілі. Слід зазначити, що вітчизняні автори експериментальним шляхом визначили коефіцієнти залежностей тиску в шинах кожної осі від навантаження на вісь різних типів транспортних засобів. Отримані дані показують суттєві розбіжності в тиску під впливом навантаження, що дозволяє говорити про важливість цього параметра з точки зору управління тиском.

Таким чином, в результаті того, що показник нормальної реакції на «і» колесо з боку опорної поверхні не є однаковим для кожного колеса вантажного автомобіля, то показники теплообміну і теплоємності для кожного окремого колеса будуть мати різні значення. Відповідно під впливом навантаження на колесо температура повітря в шинах буде відрізнятися і, відповідно, будуть спостерігатися відмінності у параметрах тиску в пневматичних шинах вантажних автомобілів.

Маємо можливість сформулювати припущення для подальшого дослідження: нормальна складова динамічного навантаження на і-е колесо, його температура та тиск є індивідуальними характеристиками кожного окремо взятого колеса; корекція тиску в кожній окремій шині можливе за рахунок системи безпосереднього регулювання тиску в шинах з електронним керуванням; алгоритм системи керування тиску в шинах повинен враховувати коливання тиску в пневматичному живлячому контурі .

Отже, вирішення питання управління тиском в шинах вантажних автомобілів слід розглядати з позицій диференційованого керування тиском з урахуванням різниці у параметрах тиску. Відповідно актуальними є розробка систем, які здатні керувати тиском з урахуванням його параметрів в кожному окремо взятому колесі вантажного автомобіля.

Морозовський Дмитро Юрійович судовий експерт сектору авто технічних досліджень Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, [mordeg95@gmail.com](mailto:mordeg95@gmail.com), 0501646114

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОЛОЖЕННЯ ВАЖЕЛІВ ПІДВІСКИ НА ЦЕНТР КРЕНУ**

Підвіска є однією з найважливіших елементів конструкції будь-якого автомобіля. Від правильності її конструкції залежить можливість досягнення високих показників, які відповідають за надійність, плавність руху та активну безпеку при русі автомобіля, як на прямих ділянках дороги, так і по криволінійній траєкторії.

Підвіска автомобіля призначена для забезпечення пружного зв'язку між колесами і кузовом автомобіля за рахунок сприйняття діючих сил і гасіння коливань, а також стабілізації поперечної стійкості.

Підвіска виконує наступні функції:

- фізично з'єднує колеса або нерозрізні мости з несучою системою автомобіля - кузовом або рамою;
- передає на несучу систему сили і моменти, що виникають при взаємодії коліс з дорогою;
- забезпечує необхідний характер переміщення коліс щодо кузова або рами, а також необхідну плавність ходу.

Одним з важливих факторів, який впливає на стійкість автомобіля є крен його кузова.

Під креном автомобіля зазвичай мають на увазі його нахил щодо своєї осі в будь-яку сторону. При цьому такий нахил може бути не тільки вправо, але і вліво. Крен автомобіля також може бути присутнім як попереду, так і ззаду, а також поєднуватися в залежності від навантаження або просідання одного з коліс - що покращує його здатність сприймати бічні сили і отже, потенційно дозволяє проходити повороти на більш високій швидкості – проте в цьому випадку забезпечення безпеки руху вимагає ретельного узгодження роботи передньої і задньої підвісок. Важливо враховувати, що крен автомобіля може бути як постійним, так і тимчасовим. Але в кожному окремому випадку слід обережно ставитися до цього явища, бо наявність навіть невеликого відхилення від норми істотно знижує рівень безпечної і комфортної їзди і може стати причиною аварії на дорозі.

Існують два центри крену – передній і задній, які, відповідно, знаходяться в центрі передньої і задньої осі. Центр крену сам по собі представляє теоретичну точку, навколо якої крениться підвіска автомобіля. Крім того, існує таке поняття, як вісь крену – це уявна лінія, що з'єднує передній і задній центри крену. Кут крену автомобіля в повороті залежить від того, як розташована вісь крену щодо центра ваги автомобіля. Чим вона ближче до центру тяжіння, тим менші кути крену будуть у кузова автомобіля в поворотах, а чим далі від центру тяжіння знаходиться вісь крену, тим більше автомобіль буде повертати навколо його поздовжньої осі.

Передній центр крену відповідає за повертання при прискоренні під час проходження середини віражу і при виході автомобіля з нього. Чим нижче передній центр крену, тим краще у автомобіля повертання при прискоренні, але чутливість її менша. Таке розміщення центру переднього крену підходить для авто, які прямують по рівних трасах з затяжними поворотами. При високому розміщенні переднього центру крену у автомобіля менші межі повороту повертання при прискоренні, але саме авто краще керується. Такий центр крену підходить для переміщення по трасах з безліччю поворотів.

Задній центр крену відповідає за керованість автомобілем при прискоренні та при рівномірному русі у всіх стадіях повороту (входження, середина і вихід з віражу). При низькому розташуванні заднього центру крену автомобіль має відмінне зчеплення з дорогою при прискоренні, але погане - при гальмуванні. Таке розташування центру крену сприяє збільшенню зчеплення шин з дорогою, а також запобігає швидкий знос самих задніх покриттів. При високому задньому центрі крену авто має гіршу керованість при прискоренні, але авто краще управляється.

Кожна підвіска має свій власний центр крену, який визначається її геометрією (рисунок 1).

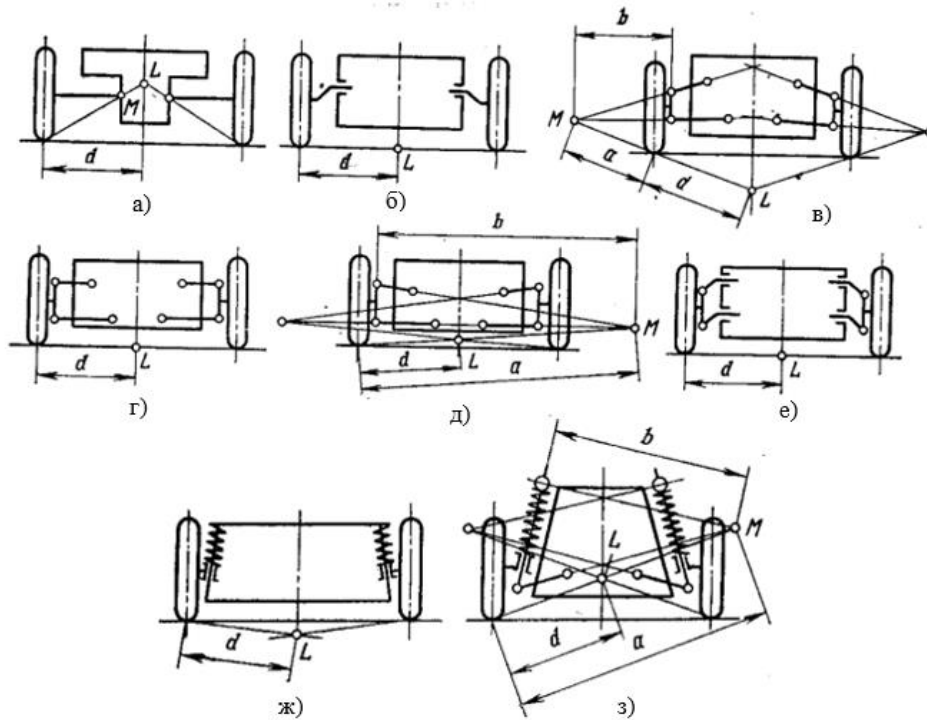


Рисунок 1 – Схеми для визначення положення центра крену незалежних підвісок [1].

Регулювання центра крену може бути виконане безліччю способів, це залежить від геометрії підвіски. Для зміни положення центру крену можна змінювати положення обох кінців важелів підвіски. Іноді буває простіше змінити положення внутрішнього шарніра важеля підвіски (ближче до шасі), а іноді буває легше змінити положення зовнішнього шарніра важеля підвіски (ближче до коліс).

При регулюванні центру крену, зміни в положенні верхнього важеля підвіски призводять до невеликих змін в положенні центру крену, а зміни в положенні нижнього важеля підвіски призводять до великих змін в положенні центру крену (оскільки нижні важелі розташовані ближче до центру крену, зміни в куті нахилу нижніх важелів підвіски будуть надавати великий вплив на становище центру крену). Для зниження центра крену, важелі підвіски встановлюють близько до горизонтального положення, а для підвищення центра крену важелі підвіски встановлюють під певним кутом відхиляючи від горизонтального положення.

При проходженні поворотів, відцентрова сила впливає на центр мас (ЦМ) автомобіля, що прагне виштовхнути автомобіль до зовнішньої сторони повороту. Це викликає обертання центра мас (ЦМ) навколо центру крену (ЦК) (рисунок 2).

Оскільки центр крену (ЦК) знаходиться нижче центру мас (ЦМ), кутове прискорення викликає обертання автомобіля у напрямку дії сили. Отже, автомобіль крениться до зовнішньої сторони повороту.

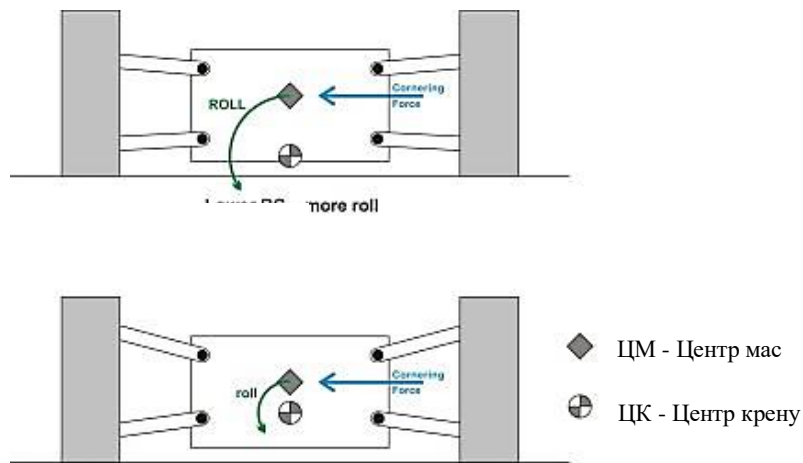


Рисунок 2. – Зміщення центра крену [2].

– Якщо центр крену (ЦК) знаходиться далеко від центру мас (ЦМ) (нижчий центр крену), то при проходженні повороту центр мас (ЦМ) володіє великим важелем щодо центру крену (ЦК), тому автомобіль крениться більше.

– Якщо центр крену (ЦК) знаходиться ближче до центру мас (ЦМ), то при проходженні повороту центр мас (ЦМ) володіє меншим важелем щодо центру крену (ЦК), тому автомобіль крениться менше.

– Якщо центр крену (ЦК) знаходиться прямо в центрі мас (ЦМ), то при проходженні повороту центр мас (ЦМ) не має важеля щодо центру крену (ЦК), тому автомобіль зовсім не крениться.

Отже, залежно від того, як веде себе автомобіль, існує можливість регулювання крену задньої чи передньої підвіски в більшу чи меншу сторону шляхом зміни висоти центру крену (ЦК) видаленням або наближенням до центру мас (ЦМ), який для всіх випадків є фіксованою точкою, з метою впливу на стійкість плавність та безпеку руху автомобіля.

## Література

1. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» // П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М. : Машиностроение. 1984. – 376.

2. Материалы сайта RC – AUTO. RU. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: [http://rc-auto.ru/articles\\_podveska/id/291/](http://rc-auto.ru/articles_podveska/id/291/).

Погорілий С.П., к.т.н., с.н.с, Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства, [pogorilyy\\_sergiy@ukr.net](mailto:pogorilyy_sergiy@ukr.net)

## ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

Одним з шляхів зменшення собівартості продукції рослинництва є використання багатофункціональних мобільних енергетичних засобів (МЕЗ),

які можуть ефективно використовуватись як на виконанні технологічних операцій у полі за тягово-приводною концепцією, так і на транспортних операціях.

Для виконання тягово-технологічних операцій використовуються агрегати, створені на базі тракторів та сільськогосподарської машини чи знаряддя. Для виконання транспортних операцій використовують вантажні автомобілі, або за їх відсутності – трактори з причепами, які за своїми показниками мають більші експлуатаційні витрати у порівнянні з автомобілями.

З огляду на те, що транспортні витрати становлять 20–30% від усіх витрат на виробництво сільськогосподарської продукції необхідно раціонально підходити до вибору технічних засобів для їх виконання. Наявність у господарствах обох технічних засоби призводить до простоїв та невисокого їх річного завантаження, що зменшує ефективність їх використання.

Поєднуючи в одному МЕЗ функції вантажного автомобіля та трактора, отримуємо багатофункціональний «Автотрактор» з високою транспортною швидкістю та тягово-зчіпними властивостями для виконання тягових технологічних операцій у полі. Це дає можливість розширити сферу використання таких МЕЗ та значно збільшити річне завантаження, що дозволить зменшити собівартість продукції рослинництва.

З розвитком технічного прогресу, трактор як енергетичний засіб для виконання сільськогосподарських операцій втрачає свою монополію. Автомобільні заводи Mercedes, MAN, КамАЗ, Урал, МАЗ, Joskin створюють автомобільні шасі, які можуть використовуватися в агропромисловому виробництві на виконанні технологічних операціях з: внесення різних технологічних матеріалів, обробки ґрунту, сівби сільськогосподарських культур, догляду за їх посівами, транспортних операцій тощо.

Для реалізації потужності двигуна через ходову систему на автомобілі встановлюють шини низького тиску з більшими конструкційними розмірами і протектором підвищеної прохідності, який має яскраво виражені ґрунтозачеми, систему контролю-підкачки шин, передбачають встановлення додаткового баласту для збільшення зчіпної ваги автомобіля тощо.

Таким мобільним енергетичним засобом може бути розроблений спільно з ПАТ «АвтоКрАЗ» та Національними науковим центром «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» МЕЗ-330 «Автотрактор» (рис. 1). МЕЗ-330 «Автотрактор» призначений для виконання сільськогосподарських операцій з внесення мінеральних і органічних добрив, обробітку ґрунту, сівби, захисту рослин, транспортних операцій тощо.

МЕЗ-330 «Автотрактор» розроблено на базі автомобільного шасі КрАЗ-6322, який обладнаний двигуном потужністю – 243 (330) кВт (к.с.), має масу – 11700 кг, колісну формулу – 6×6, максимальну швидкість руху – 80 км/год. На раму шасі встановлюється місткість з технологічним матеріалом (масою до 11 т). В конструкції МЕЗ передбачено централізовану систему контролю тиску повітря в шинах коліс, що дозволяє знижувати тиск повітря під час виконання сільськогосподарських операцій в полі (0,08-0,1 МПа) та збільшувати його до



рекомендованих на транспортних переїздах (0,35-0,5 МПа), а також регулювати його в процесі виконання технологічної операції пропорційно зменшенню технологічного матеріалу. Для забезпечення робочої швидкості 5-15 км/год під час виконання технологічних операцій на полі, МЕЗ-330 «Автотрактор» має 5 передач.



Рисунок 1 – Орний агрегат на базі мобільного енергетичного засобу МЕЗ-330 «Автотрактор» та плуга Rabe&Werk

На МЕЗ-330 «Автотрактор» встановлено начіпний пристрій, який дає можливість агрегатувати існуючі начіпні та причіпні сільськогосподарські машини без змін в їх конструкції. Сільськогосподарські машини, які будуть встановлюватись на раму МЕЗ на 30 % дешевші у порівнянні з причіпними аналогами завдяки вилученню з їх конструкції масивної рами, ходової системи, електрообладнання тощо.

Сільськогосподарські агрегати, сформовані на базі МЕЗ-330 «Автотрактор» для виконання технологічних операцій з внесення технологічних матеріалів дають можливість у двічі зменшити витрати на виконання згаданих операцій у порівнянні з машинно-тракторними агрегатами аналогічного призначення за рахунок використання прямої схеми внесення та більшої продуктивності агрегату.

За результатами тягових досліджень МЕЗ-330 «Автотрактор» встановлено, що він може забезпечити тягове зусилля 54 кН за коефіцієнта буксування 15% та без баласту. З огляду на це, МЕЗ-330 «Автотрактор» можна віднести до тракторів тягового класу 5, які не виробляються в Україні.



Савченко Є.Л., аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Михалевич М.Г., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **СТЕНДОВИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОЮ ПІДВІСКОЮ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ N<sub>3</sub>, M<sub>3</sub>**

З метою поліпшення експлуатаційних параметрів колісних транспортних засобів категорій N<sub>3</sub>, M<sub>3</sub> (КТЗ) шляхом удосконалення системи керування рівнем підлоги, необхідно дослідити та проаналізувати робочі процеси, що відбуваються під час керування пневматичною підвіскою.

Для підтвердження теоретичних положень і результатів математичного моделювання робочих процесів, що відбуваються під час керування пневматичною підвіскою КТЗ, необхідно виконати експериментальні дослідження, які підтверджують теоретичні міркування та результати математичного моделювання.

Експериментальні дослідження систем керування рівнем підлоги та робочих процесів, що відбуваються під час керування пневматичною підвіскою КТЗ проводять під час ходових дорожніх досліджень або з використанням стендів.

На ранніх етапах досліджень робочих процесів та розробки нових апаратів керування пневматичною підвіскою більш доцільно проводити стендові дослідження.

Насамперед необхідно визначити вимоги до перспективного стенду.

Однією з важливих функцій системи керування підвіскою КТЗ категорії M<sub>3</sub> є спроможність керувати нахилом кузова КТЗ для полегшення посадки – висадки пасажирів на зупинках («кнілінг»). Останнім часом ця функція є обов'язковою при проектуванні нових КТЗ категорії M<sub>3</sub> для міських та приміських маршрутів, що обумовлено дотриманням вимог Правил Європейської економічної комісії Організації Об'єднаних Націй (ЄЕК ООН). Для міських та приміських автобусів критерії безпеки посадки – висадки пасажирів нормативно визначені Правилами № 36 та № 107 ЄЕК ООН [1, 2].

Для дослідження робочих процесів під час реалізації функції «кнілінгу» та розробки алгоритмів керування нею, необхідно обрати аналог системи керування та об'єкт керування – пружний елемент пневматичної підвіски автобуса категорії M<sub>3</sub>, який використовується в конструкції сучасних автобусів. При цьому слід врахувати навантаження, які сприймає пружний елемент, і висоту підйому – опускання кузова автобусу для визначення діапазону переміщень рухомих частин стенду.

На сьогодні одним з поширених класів автобусів для міських і приміських перевезень є середній клас автобусів, довжиною 8 – 9,5 м. з низькою підлогою.

Для порівняння обрано декілька автобусів виробництва МАЗ, ПАЗ, ЗАЗ та Higer Bus Company Limited (КНР). Міські автобуси представлені моделями:

МАЗ 206, Higer KLQ6891GA (LKLR1DS96), ЗАЗ А10С34 та ПАЗ 3237. Автобусами для приміських перевезень є моделі: МАЗ 226, ЗАЗ А10Т34.

Всі наведені аналоги мають пневматичну підвіску з електронним керуванням ECAS фірми WABCO, в якій реалізована функція «кнілінгу» [3]. Передня незалежна підвіска складається з чотирьох поперечних важелів, двох пневмобалонів і двох амортизаторів. Задня залежна підвіска складається з рами, жорстко прикріпленої до заднього мосту, чотирьох пневмобалонів, чотирьох амортизаторів і стабілізатора поперечної стійкості.

Таким чином, для КТЗ визначеної категорії та обраного класу підресорена маса, яка припадає на один пружний елемент пневматичної підвіски КТЗ складає від 1700 до 2400 кг. Таким вимогам по навантаженню цілком задовольняє пневмобалон моделі Contech 81300К. При розробці стенду для дослідження керованої пневматичної підвіски слід враховувати потребу в наявності маси навантаження, яка імітує підресорену масу, що припадає на відповідну вісь, колесо, або пружний елемент КТЗ, який досліджується та інерційну складову від цієї маси, що впливає на характер руху кінематичних ланок підвіски КТЗ.

Необхідність наявності вантажу є основним недоліком існуючих стендів, оскільки призводить до суттєвого збільшення розмірів та маси стенду для експериментальних досліджень систем керування пневматичною підвіскою визначених КТЗ і, відповідно, його вартості. Також габаритне устаткування потребує приміщення відповідного розміру для його розміщення, а також забезпечення заходів для безпечної роботи персоналу.

Враховуючи вищезазначені недоліки існуючих стендів для експериментальних досліджень пневматичної підвіски КТЗ, було запропоновано і, в лабораторії кафедри автомобілів ХНАДУ, створено нову лабораторну установку для стендових експериментальних досліджень систем керування пневматичною підвіскою КТЗ. Новостворена лабораторна установка в поєднанні з існуючим великим інерційним стендом [4] для дослідження елементів гальмівного керування КТЗ, увійшла до складу нового стендового комплексу.

Відомо [4], що великий інерційний стенд містить інерційні маси, які імітують вагу, що припадає на вісь КТЗ, який досліджується. Це відповідає методиці оцінки антиблокувальних систем, наведеній в міжнародному документі Правила №13 ЄЕК ООН [4].

Під час переміщення підресореної маси в процесі роботи підвіски КТЗ також виникає інерційна складова, яка змінює напрямок в залежності від напрямку руху вісі КТЗ (або вісі колеса) відносно рами (або кузова) КТЗ.

Основа лабораторної установки складається з двох частин. Нижня частина є нерухомою і являє собою опору для рухомих частин установки. Верхня частина має змогу переміщуватися на 4-х циліндричних стійках у вертикальному напрямку для розміщення між ними елементів установки.

Кінематична схема лабораторної установки складається з пневмобалону моделі Н-48, який функціонально являє собою пневматичний циліндр, що створює навантаження. Відомі його геометричні параметри, а також статична

характеристика. Сила, яка створюється пневмобаллоном імітує підресорену масу КТЗ, через плечі важеля передається на пружний елемент пневматичної підвіски, що досліджується, і який є об'єктом керування. В якості об'єкта керування було обрано пневмобаллон Contech 81300K. Його геометричні параметри, а також статична характеристика відомі з офіційних джерел.

Для реалізації такої кінематичної схеми пневматичний контур лабораторної установки має дві окремі, незалежні пневматичні магістралі.

## Висновки

1. Створена лабораторна установка для експериментальних досліджень елементів і систем керування пневматичною підвіскою КТЗ категорії N3, M3 в поєднанні з інерційною масою існуючого великого інерційного стенду утворює комплекс стендів для експериментальних досліджень елементів гальмового керування та систем керування пневматичною підвіскою КТЗ.
2. Нова лабораторна установка пристосована для розміщення на ній всіх необхідних елементів пневматичної підвіски КТЗ та може бути поєднана з будь-якою перспективною системою керування пневматичною підвіскою КТЗ та її апаратами.
3. Технічна новизна полягає в розділенні навантаження на пружний елемент пневматичної підвіски КТЗ на 2 складові частини: складову сили, еквівалентній силі від навантаження, яке прикладене до пружного елемента пневматичної підвіски КТЗ, і яка створюється окремим пристроєм; та інерційною складовою сили від сили навантаження, яка створюється окремо еквівалентною інерційною масою, кінематично пов'язаною з точкою прикладання складової сили від навантаження.

## Література

1. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції (Правила ЕЭК ООН № 36-03:1999, IDT; Добавление 35: Правила № 36 Пересмотр 3): ДСТУ UN/ECE R 36-03:2008 – [Чинний від 25.12.2002]. – К.: Державтотранс НДІпроект, 2002. – (Національний стандарт України).
2. Regulation No 107 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of category M2 or M3 vehicles with regard to their general construction [2018/237]: on condition 2018.02.23 – Official Journal of the European Union – UN/ECE, 2018. – 137p. [Электронный ресурс]. – Режим доступа до ресурсу: <https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/51888617-1872-11e8-ac73-01aa75ed71a1/>
3. Электронная система управления уровнем пола (ECAS) для автобусов с пневматической подвеской. [Электронный ресурс]. – Режим доступа до ресурсу: <http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/28/8150800283.pdf>

4. Туренко А.Н. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев, Н.Г. Михалевич, А.Н. Красюк. – Х.: ХНАДУ, 2-е издание, дополненное, 2015. – 450 с.

Сахно Володимир Прохорович, д.т.н., професор, Національний транспортний університет, [svp\\_40@ukr.net](mailto:svp_40@ukr.net)

Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., професор, Національний транспортний університет, [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net)

Шарай Світлана Михайлівна, к.т.н., професор, Національний транспортний університет, [svetasharai@gmail.com](mailto:svetasharai@gmail.com)

## **ДО ПОРІВНЯЛЬНОЇ ОЦІНКИ МЕТРОБУСІВ ЗА СТІЙКІСТЮ РУХУ**

В рамках Міжнародного саміту мерів (ІМС) міст, який пройшов 9 жовтня 2018 року в Києві, концерн Daimler запропонував українським містам реалізувати систему транспорту BRT (Bus Rapid Transit), яка вже функціонує в 200 мегаполісах світу. Вона цілком може замінити дорогий метрополітен, а реалізована може бути за 1-2 роки. Також важливою складовою BRT системи є спеціальні зупинки. Посадка пасажирів в автобуси відбувається не на звичайних зупинках, а на спеціальних терміналах (станціях), які обладнані турнікетами, де відбувається оплата за проїзд. Головна економічна перевага швидкісного автобуса перед звичайним - значно менша витрата палива в перерахунку на перевезення одного пасажирів. Цього досягають за рахунок раціональних, спеціально розрахованих режимів руху - автобус спочатку розганяється до певної швидкості, а потім «на вибігу», «накатом» під'їжджає до зупинки. Фактично витрата палива такої ж, як і в міжміському режимі. Економічність підвищується ще й через те, що станції BRT віддалені одна від одної набагато більше, ніж звичайні автобусні зупинки. Якщо українськими нормативами передбачено відстань між автобусними зупинками в 400-600 метрів, то відстань між станціями BRT становить 800 метрів і більше.

На лінії BRT, як правило, курсують дво- і триланкові автобуси особливо великої місткості (18 або 22, 24, 25 м), однак головною відмінністю від звичайних міських маршрутів є те, що вони рухаються по окремій (виділеній) смузі з невеликими інтервалами, наприклад 1 хвилина. Поряд з незаперечними перевагами трисекційних зчленованих автобусів і тролейбусів їм притаманні і недоліки - гірше маневреність і стійкість руху в порівнянні з двосекційними. Крім того, ефективність експлуатації таких машин тісно пов'язана з пасажиропотоком, який протягом дня може змінюватися в рази. Тому перспективним може стати автопоїзд у складі двох (або трьох) автобусів або тролейбусів, які працюють в зчипці, пасажиромісткість яких аналогічна зчленованим автобусам і тролейбусам. У години пік працює триланковий автобусний поїзд, а в міжпіковий період - кожен автобус окремо (можлива стоянка одного або двох автобусів на виділеній майданчику).

Ще в 1973 р Інститутом «ДержавтотрансНДІпроект» спільно з Київським автомобільно-дорожнім інститутом (нині Національний транспортний університет) була розроблена конструкція автопоїзда, що складався з двох автобусів ЛАЗ-695, які працювали в зчепленні. Дослідна експлуатація такого автопоїзда на одному з маршрутів м. Києва показала його життєздатність. Однак поява у м. Києві в цей же час шарнірно-зчленованих автобусів Ikarus-180 стала причиною припинення їх експлуатації. Однак такі причіпні автопоїзди можуть знайти своє застосування в системі BRT.

Особливістю проектування функціональних систем, що забезпечують стійкість і маневреність будь-яких транспортних засобів, в тому числі і пасажирських автопоїздів (в подальшому АТЗ), є паралельні процеси конструювання, оптимізації та моделювання динаміки їх руху з урахуванням множини критеріїв іноді суперечливих завдань. Характеристики стійкості руху і маневреності АТЗ, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів його модулів (для пасажирського автопоїзда це три автобуси, що працюють в зчипці).

У загальному випадку бажані співвідношення зазначених параметрів з точки зору стійкості і маневреності навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями стійкості руху і маневреності. Вибір і оптимізація параметрів АТЗ для всього спектру експлуатаційних швидкостей і навантажень вимагає наявності диференціальних рівнянь руху. Така система рівнянь для триланкового автобусного поїзда, що складається з автобуса і двох причепів як з рознесеними, так і з наближеними осями, наведена у роботі [1]. Вона дозволяє досліджувати поведінку триланкового автопоїзда як у стаціонарних, так і нестаціонарних рухах, а також визначати критичну швидкість  $v_{кр}$  автопоїзда, яка має два підходи до своєї кількісної оцінки: перший зв'язаний з дослідженням характеристичних рівнянь (1-й метод Ляпунова) чи функції Ляпунова (2-й метод Ляпунова), другий – з виходом параметрів руху за припустимою областю. Критерій  $v_{кр}$  зв'язує конструктивні й експлуатаційні параметри автопоїзда та його швидкість і дозволяє знайти її верхню межу, перевищення якої приводить до втрати стійкості руху [2]. Для порівнюваних метробусів критична швидкість руху склала: для причіпного – 28,21 м/с; для напівпричіпного – 31,19 м/с.

Зважаючи на те, що рух метробусів здійснюється по окремо виділеним смугам зі швидкістю близькою до 25 м/с, стійкість прямолінійного руху обох метробусів забезпечується.

## Література

1. Сахно В.П. Маневреність метробусів / В.П. Сахно, В.В. Біліченко, В.М. Поляков, О.Є. Омельницький // Вісник Машинобудування та транспорту. Вінниця, 2018 - № 2. – С. 97-105.

2. Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnitsky, Tomas Lask. Road train motion stability in BRT system // XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018. - Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, p.49.

Серіков Георгій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com  
Серікова Ірина Олексіївна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sirina301212@gmail.com  
Медведський Кирило Ігорович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ БЕЗКЛЮЧОВОГО ДОСТУПУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Ціль роботи – підвищення рівня протидії зламу охоронної системи автомобіля.

Ставились наступні задачі:

- аналіз технологій безконтактної ідентифікації;
- аналіз технологій контактної ідентифікації;
- синтез системи безключового доступу.

У сучасних автомобілях технологія безключового доступу одержала широке застосування. Водієві досить виявитися в зоні видимості брелока автосканером для дистанційного розблокування автомобіля. Така система безпеки безсумнівно зручна у використанні.

Найбільш яскравим застосуванням безключового доступу є відкривання двері багажника ногою. Для надійного спрацьовування в даній системі застосовується кілька датчиків присутності. Крім того, система безключового доступу з функцією відкриття двері багажника ногою може бути побудована як в автономному режимі, так і мати спеціальний модуль інтерфейсу зв'язку з іншими системами автомобіля.

Однак, крім перерахованих вище переваг, системи безключового доступу мають істотний недолік – їх легко можна зламати. Зловмисники для цієї мети застосовують спеціальну технологію ретрансляції. При цьому між системою охорони автомобіля й радіобрелоком власника встановлюється зв'язок. Охоронний блок надсилає запит радіобрелоку, той посиляє відповідний код на зняття охорони.

Для виходу з положення рекомендується застосування додаткових механічних протиугінних систем (рисунок 1). Але такий підхід обнуляє усі переваги безключового доступу.

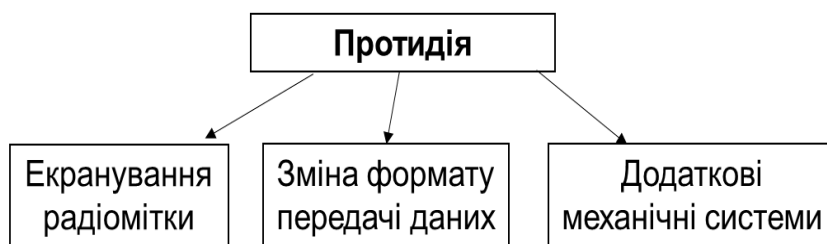


Рисунок 1 – Засоби протидії зламу системи безключового доступу

Радіоекранування брелока також вимагає його періодичного діставання з чохла при підході до машини. Підвищення якості ретранслятора дозволяє обійти всі ці засоби [1].

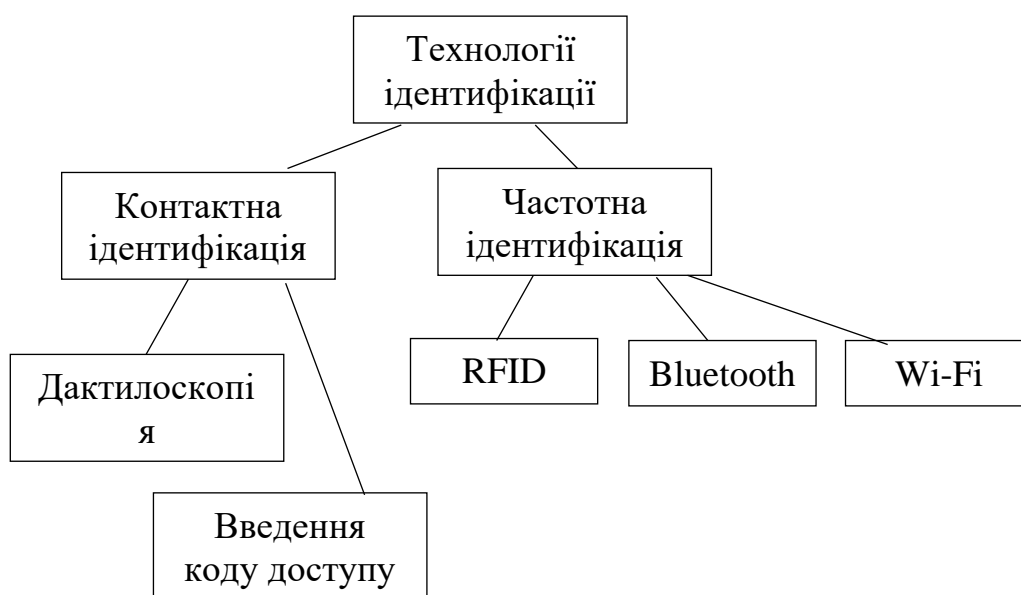


Рисунок 2 - Найбільш розповсюджені варіанти ідентифікації

Більш перспективними технологіями ідентифікації є Wi-Fi і Bluetooth (рисунок 2). Незважаючи на необхідність у батарейному живленні, дані системи мають ряд переваг. Насамперед, це наявність потужного процесора, що підтримує шифрування. Також у даних радіомітках є MAC адреси й пароль доступу. Можна виділити систему Wi-Fi. У ній застосовується WPA2-personal шифрування. Аналізуючи RSSI (англ. received signal strength indicator) - повна потужність прийнятого приймачем сигналу й швидкість відповіді PING можна визначити наявність ретранслятора, який застосовують викрадачі.

Для запуску двигуна й захисту типу «батьківський контроль» можна застосувати технологію дактилоскопії. Для цього розроблені різні підходи у визначенні папілярного малюнка пальців [2].

Більш простим методом керування системами й агрегатами автомобіля є технологія сенсорної клавіші. Наявність торкання сенсора визначається по відносній зміні його ємності [3].

Таким чином, система безключового доступу може бути побудована на основі радіомодулів, наявних у будь-якому телефоні. Застосовуючи Wi-Fi авторизацію, можна усунути проблему з ретрансляцією сигналу при викраденні.

Доступ до функцій автомобіля можна здійснювати сканером відбитків пальців або просто сенсором торкання.

Крім розблокування автомобіля, застосування смартфона в якості ідентифікатора дозволяє управляти іншими пристроями обмеження доступу.



Рисунок 3 - Використання технології безключового доступу для контролю пристроями обмеження доступу

Найбільш оптимальним варіантом безключового доступу з'явилося використання в якості мітки-ідентифікатора радіомодулів стільникового телефону. Використання радіоканалів з високим ступенем захисту та кріптоключем дозволяє суттєво підвищити безпеку використання безключового доступу. У якості радіочастотної технологій можливо використання Bluetooth або Wi-Fi

У ході роботи були розраховані технічні характеристики модулів датчика та обрані підходящі електронні компоненти. Наведене можливе конструктивне виконання розробленої системи.

## Висновки

У зв'язку з необхідністю запобігання проникнення в автомобіль злочинців, необхідно застосувати ряд заходів, що дозволяють замінити стандартні процедури ідентифікації на особливі шляхом перепрограмування алгоритмів та застосування інших алгоритмів з підвищеним ступенем захисту.

Безконтактна ідентифікація суттєво поліпшує якість використання транспортних засобів, але дозволяє злочинцям застосовувати технічні пристрої для проникнення в салон та запуску двигуна.

Найбільш оптимальним варіантом безключового доступу з'явилося використання в якості мітки-ідентифікатора радіомодулів стільникового телефону. Використання радіоканалів з високим ступенем захисту та кріптоключем дозволяє суттєво підвищити безпеку використання безключового доступу. В якості радіочастотної технологій можливо використання Bluetooth або Wi-Fi.



## Література

1. І. Флягін Чем опасен бесключевой доступ в автомобиль URL: <https://www.avtovzglyad.ru/cata/> (дата звернення: 11.09.2020).
2. М. Киреев Как работают механизмы биометрической авторизации по отпечатку пальца URL: <https://xakep.ru/2019/11/14/magic-fingers/> (дата звернення: 11.09.2020).
3. Layout and Physical Design Guidelines for Capacitive Sensing URL: <http://ww1.microchip.com/downloads/en/AppNotes/01102a.pdf> (дата звернення: 11.09.2020)

Серіков Георгій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com

Серікова Ірина Олексіївна, к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sirina301212@gmail.com

Медведський Кирило Ігорович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### **АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ РЕКУПЕРАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З АВТОМАТИЧНОЮ КОРОБКОЮ ПЕРЕМИКАНЬ**

Ціль роботи – підвищення конкурентоспроможності електротранспорту за рахунок збільшення енергоефективності тягового приводу за допомогою системи рекуперації.

Задачі дослідження:

- критерії та параметри керування електродвигуном в режимі рекуперації;
- особливості асинхронного електропривода в режимі генератора;
- аналіз сучасних автоматичних трансмісій автомобілів;
- синтез системи керування автоматичною трансмісією в режимі рекуперації.

У наш час електромобілі знаходять усе більшого поширення. Насамперед, це пов'язане з повною відсутністю шкідливих викидів у процесі експлуатації. Технічне обслуговування практично зводиться до мінімуму. Однак, поширення обмежується їхньою високою вартістю. Це в основному пов'язане з високою вартістю накопичувачів енергії – електричних акумуляторів. Фактично вартість акумуляторів становить третину й більше вартості самого транспортного засобу.

Основною експлуатаційною якістю автомобіля є його автономний пробіг. Збільшення ємності електричної батареї для підвищення пробігу спричиняє істотне подорожчання самого транспортного засобу.

Дану проблему автовиробники вирішують шляхом гібридизації силового приводу, тобто залишають у якості додаткової силової установки двигун внутрішнього згоряння. Це приводить до істотного ускладнення конструкції автомобіля й також підвищує його вартість [1]. Тому найбільш перспективною

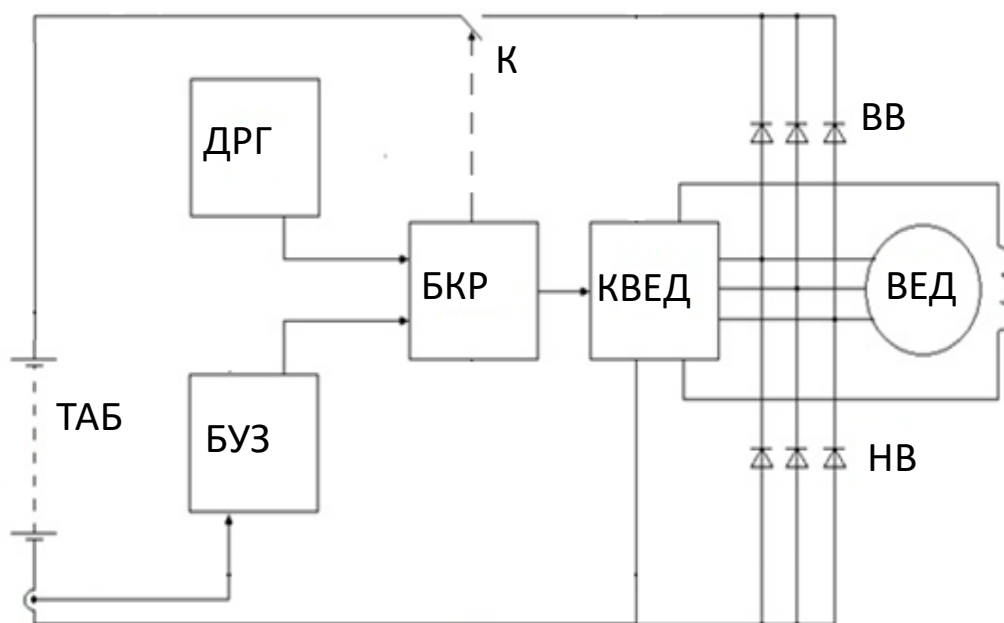
розв'язкою цієї проблеми є підвищення ефективності електричної рекуперації при гальмуванні.

Дане завдання вирішується декількома методами.

Насамперед це вдосконалення методів перетворення електричної енергії в проміжних електронних блоках системи рекуперації (рисунок 1) [2].

Застосування сучасних електронних високоефективних компонентів.

При використанні автоматичної трансмісії з'являється можливість підтримки роботи електричної машини в найбільш ефективному режимі. Перемикання передач при рекуперативному гальмуванні дозволяє витримувати оптимальні оберти генератора в більш широкому діапазоні швидкостей пересування та закінчувати ефективну рекуперацію при швидкості 3-5 км/год.



- ДРГ – датчик режиму гальмування
- ВЕД – вентильний електродвигун-генератор
- КВЕД – контролер вентильного електродвигуна-генератора,
- К – ключ
- БУЗ – блок обліку заряджання тягової батареї
- ТАБ – тягова батарея
- БКР - блок керування рекуперативної зарядки
- ВВ та НВ – верхні та нижні випрямлячі

Рисунок 1 – Структурна схема силового електроприводу з рекуперацією кінетичної енергії

Безпосередній моніторинг енергетичних параметрів тягового електропривода також дозволяє суттєво знизити питому витрату енергії на пересування й підвищити ефективність рекуперації. Для цього автовиробники застосовують різні наочні індикатори поточного стану процесів витрати електричної енергії й рекуперації.

Наступним кроком по підвищенню ефективності рекуперації є підтримка тягового двигуна-генератора в найбільш ефективному режимі.

Автоматичні трансмісії дозволять суттєво розширити робочий діапазон швидкостей рекуперативного гальмування [3]. Планетарні системи передач, що застосовуються в трансмісії, дозволяють підтримувати необхідний крутний момент і швидкість обертання генератора.

У випадку застосування безступінчастих механізмів зміни передаточного числа ефективність підтримки генератора в оптимальному режимі підвищується ще більше.

Найбільшого поширення одержали тороїдні й ремінні варіатори, що працюють під управлінням електроніки.

Таким чином, завдання полягає у виборі типу електричної машини, найбільш підходящої для організації рекуперативного гальмування, використовуючи автоматичну трансмісію.

При використанні електричних машин в якості привода транспортних засобів слід відмітити найбільш розповсюджені типи, що застосовуються.

Асинхронний електродвигун є найбільш простим за конструкцією, однак його механічна характеристика є вкрай нелінійною, що висуває підвищені вимоги до системи керування.

Конструкція синхронної машини з постійними магнітами на роторі більш складна, однак має більш стійку механічну характеристику.

У роботі була змодельована дана електрична машина в режимі генератора й визначений діапазон оптимальних режимів роботи (рисунок 2).

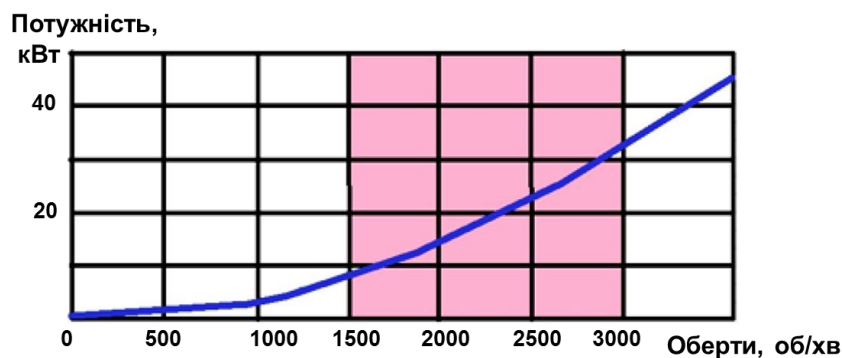


Рисунок 2 – Оптимальна швидкість обертів генератора

### Висновки

В результаті роботи вирішена важлива науково-практична задача, що дозволяє підвищити конкурентоспроможність автомобілів та тракторів за рахунок підвищення ефективності роботи системи рекуперації електроприводу транспортних засобів.

Проведене дослідження системи рекуперації транспортних засобів.

Розроблена система керування рекуперацією для живлення тягової батареї та запропонований алгоритм реалізації регулювання зарядного струму, що дозволяє підвищити дистанцію пробігу на одному заряді.

## Література

1. Miller John, Propulsion systems for hybrid vehicles, London: Institution of Electrical Engineers, 2008. – С. 593.
2. Звонарев, Е. ЕЕМВ – Е. Звонарев // Информационно-технический журнал для разработчиков электроники «Новости электроники». – КОМПЭЛ, 2011. – №1. – С. 33.
3. Смотров, Е. А. Оптимизация процесса торможения в электроприводах малых электротранспортных средств. [Текст]. / Е. А. Смотров, Д. В. Вершини, В. Г. Герасимьяк // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – К. : Техніка, 2012. – №05(81). – С. 5–11.

Шуклинов Сергей Николаевич, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [shuklinovsn@gmail.com](mailto:shuklinovsn@gmail.com);

Клименко Валерий Иванович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет;

Алёкса Николай Николаевич, к.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет;

Ужва Анатолий Викторович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет.

## ДИНАМИЧЕСКИЙ ПАСПОРТ АВТОМОБИЛЯ

Динамический паспорт автомобиля это его динамическая характеристика с номограммой нагрузок и контролем буксования колес (рис. 1). Для контроля буксования определяется динамический фактор по сцеплению колес ведущей оси автомобиля с полной нагрузкой и без нагрузки

$$D_{\varphi_{100}} = \frac{m_p \cdot G_{\text{вед}} \cdot \varphi_x}{G_a} ; D_{\varphi_0} = \frac{m_p \cdot G_{0 \text{ вед}} \cdot \varphi_x}{G_0}, \quad (1)$$

где  $m_p$  – коэффициент перераспределения нормальной нагрузки на ведущей оси при разгоне автомобиля;  $G_a, G_0$  – вес автомобиля, соответственно с полной нагрузкой и без нагрузки;  $G_{\text{вед}}, G_{0 \text{ вед}}$  – вес, приходящийся на ведущую ось, соответственно при полной нагрузке и без нагрузки;  $\varphi_x$  – коэффициент сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

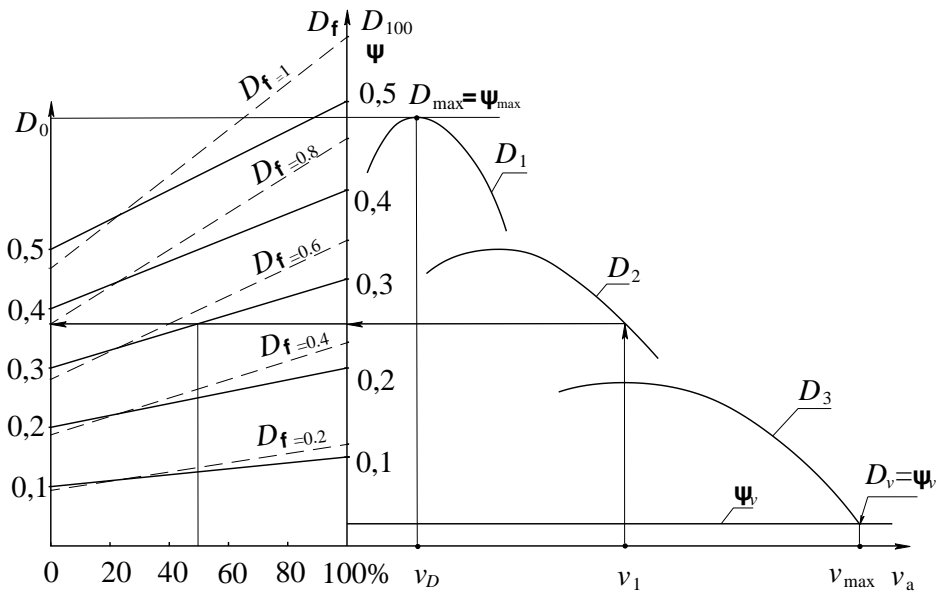


Рисунок 1 – Динамический паспорт автомобиля

При определении динамического фактора по сцеплению по формулам (1) учитывается динамическое перераспределение нагрузки на ведущей оси и изменении степени загрузки автомобиля. В этом случае значение динамического фактора по сцеплению характеризует максимально возможное ускорение автомобиля на горизонтальной дороге. То есть динамический паспорт автомобиля, представленный на рисунке 1, не позволяет выполнить контроль буксования колес при движении на подъеме и определить максимально возможный угол преодолеваемого подъема. Для определения максимально возможного преодолеваемого подъема при равномерном движении автомобиля необходимо определить динамический фактор по сцеплению  $D_\varphi$  с учетом перераспределения силы тяжести между осями на подъеме, который может преодолеть автомобиль по условию тяги  $D_{\max}$ . Определение угла максимального подъема, который может преодолеть по условию тяги, выполняется по формуле

$$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{D_{\max}}{\sqrt{f^2 + 1}} - \arctg f, \quad (2)$$

где  $D_{\max}$  – максимальный динамический фактор по тяге;  $f$  – коэффициент сопротивления качению колес.

Нормальная реакция на ведущей оси зависит от компоновки автомобиля, режима движения и угла подъема. Для автомобиля с задней ведущей осью, в общем случае равномерного движения на подъем, нормальная реакция на ведущей оси определяется выражением

$$R_{z2} = \left[ \frac{G_a}{L} (a - f_1 \cdot h_g) \cdot \cos \alpha + P_k \cdot \frac{h_g}{L} \right] \cdot \frac{1}{1 + (f_2 - f_1) \cdot \frac{h_g}{L}}, \quad (3)$$

где  $L$  – база автомобиля;  $a$  – передняя продольная координата центра тяжести;  $h_g$  – высота центра тяжести;  $f_1, f_2$  коэффициент сопротивления качению колес, соответствующей оси (индекс 1 – передняя ось; 2 – задняя ось);  $P_k$  – полная сила тяги ведущих колес.

Нормальная реакция на ведущей оси при равномерном движении на подъеме в случае полного использования сцепных свойств ведущими колесами, то есть при равенстве продольной реакции на оси и силы сцепления  $R_x = P_f$ , приобретает значение

$$R_{z2} = \frac{G_a}{L} (a - f_1 \cdot h_g) \cdot \frac{\cos \alpha}{1 - (\varphi_{x2} + f_1) \cdot \frac{h_g}{L}}. \quad (4)$$

Для переднеприводного автомобиля, в этом случае, нормальная реакция на ведущей оси имеет значение

$$R_{z1} = \frac{G_a}{L} (b + f_2 \cdot h_g) \cdot \frac{\cos \alpha}{1 + (\varphi_{x1} + f_2) \cdot \frac{h_g}{L}}. \quad (5)$$

Для полноприводного автомобиля нормальные реакции на ведущих осях определяются выражениями

$$R_{z1} = \frac{G_a}{L} (b - \varphi_{x2} \cdot h_g) \cdot \frac{\cos \alpha}{1 - (\varphi_{x2} - \varphi_{x1}) \cdot \frac{h_g}{L}}; \quad (6)$$

$$R_{z2} = \frac{G_a}{L} (a + \varphi_{x1} \cdot h_g) \cdot \frac{\cos \alpha}{1 - (\varphi_{x2} - \varphi_{x1}) \cdot \frac{h_g}{L}}. \quad (7)$$

В соответствии с определением, динамический фактор автомобиля по сцеплению приобретает значение:

- при задней ведущей оси

$$D_{\varphi 2} = \varphi_{x2} \cdot (a - f_1 \cdot h_g) \cdot \frac{\cos \alpha}{L - (\varphi_{x2} + f_1) \cdot h_g}; \quad (8)$$

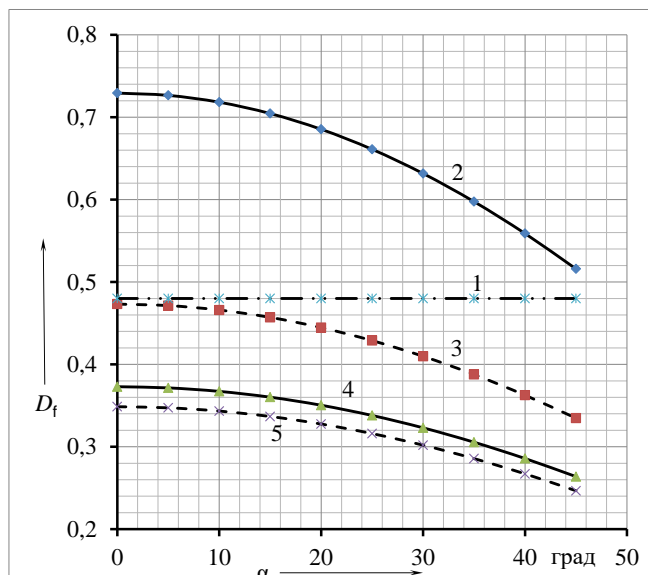
- при передней ведущей оси

$$D_{\varphi 1} = \varphi_{x1} \cdot (b + f_2 \cdot h_g) \cdot \frac{\cos \alpha}{L + (\varphi_{x1} + f_2) \cdot h_g}; \quad (9)$$

- для двух ведущих осей

$$D_{\varphi} = \frac{\varphi_{x1} \cdot b + \varphi_{x2} \cdot a}{L - (\varphi_{x2} - \varphi_{x1}) \cdot h_g} \cdot \cos \alpha. \quad (10)$$

На рисунке 2 представлены результаты расчетов динамического фактора двух автомобилей различной компоновки с одинаковым динамическим фактором по тяге в зависимости от угла подъема дороги.



1 – динамический фактор по тяге; 2, 4 – динамический фактор по сцеплению автомобиля с полной нагрузкой, соответственно с приводом на заднюю и переднюю ось; 3, 5 – динамический фактор по сцеплению автомобиля без нагрузки, соответственно с приводом на заднюю и переднюю ось;

Рисунок 2 – Зависимость динамического фактора автомобиля

Очевидно, независимо от компоновки автомобиля и его нагрузки, с увеличением угла подъема дороги динамический фактор по сцеплению уменьшается. Следовательно, на динамическом паспорте автомобиля необходимо добавить зависимость  $D_{\phi}$  при равномерном движении на максимально преодолеваемый подъем по условию тяги.

Бажинов А. В., профессор, ХНАДУ

Кравцов М. Н., доцент, ХНАДУ

Мартыненко С. А., аспирант, Львовский филиал Харьковского государственного автомобильно-дорожного колледжа

## БЕЗОПАСНОСТЬ ГИБРИДНЫХ И ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

За последние годы парк автомашин в Украине активно пополняется гибридными и электромобилями. Ключевая задача гибридного и электромобиля – снижение энергозатрат и понижение вредных выбросов в окружающую среду. При эксплуатации этих автотранспортных средств требуются профессиональные знания, умения и опыт, а также повышенное внимания вопросам техники и пожарной безопасности. Поэтому тема исследований является актуальной.

Задача исследования – определение причин, влияющих на безопасную эксплуатацию электромобилей и гибридных автомобилей.

Анализируя воздействие электромагнитных полей (ЭМП) и электромагнитных излучений (ЭМИ) на здоровье человека, в особенности от электро- и гибридных автомобилей была экспериментальная проверка

вредностей ЭМИ и ЭМП. Для измерения полей и излучений использован прибор Narda NBM 550, широкополосный измеритель напряженности электрического и магнитного поля.

Широкополосный измеритель напряженности электромагнитного поля Narda NBM – 550 позволяет получать сверхточные результаты измерений неионизирующих излучений. Измеритель охватывает все частоты от длинноволновых до микроволновых излучений и позволяет определить любой уровень ЭМП. Применяется для проверки соответствия требованиям стандартов безопасности человека, определяя напряженность электромагнитного поля.

Результаты замеров сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты замеров магнитных и электромагнитных полей

Место замеров	Замеры магнитного поля (А/т)*	Замеры электромагнитного поля (Вт)	Примечание (+ -) един. по норм. докум.
Двигатель	0,27	0,75	-
аккумулятор	0,02	9,45	-
пассажир-место	0,565	15,4	-

\* магнитные поля от 20 МГц – 1 ГГц:

max – 0,03 А/т; 100 кГц – 30 МГц

Как видно из результатов измерений, самое большое ЭМП наблюдается в кабине автомобиля, где расположен пассажир. Но тем не менее укладываются в допустимы нормы (60 В/т).

Результаты измерений данного эксперимента сведены в таблицу 2.

Таблица 2 – Результаты эксперимента измерений напряженности ЭМП в электромобиле Nissan Liaf на нагрузочном стенде ХНАДУ

№ позиции	Скорость электромобиля (км/час)	Место замера	Показания измерительного прибора (В/м)
1	4	правое колесо	0,28
		место водитель – пассажир	0,30
		заднее сиденье	0,27 – 0,30
2	10	правое колесо	0,15
		место водитель – пассажир	0,34
		заднее сиденье	0,31
3	20	правое колесо	0,31
		место водитель – пассажир	0,30
		заднее сиденье	0,42
4	40	правое колесо	0,20
		место водитель – пассажир	0,30
		заднее сиденье	0,60
5	60	правое колесо	10
		место водитель – пассажир	3,74
		заднее сиденье	2,70
6 (момент разгона под нагрузкой)	0 max	правое колесо	0,12 мА/м
		место водитель – пассажир	0,12 мА/м
		заднее сиденье	0,12 мА/м



Таким образом, результаты замеров ЭМП показали, что электромобиль Nissan L1af является экологически чистым. Все потенциально опасные источники выделения ЭМП изготовителем тщательно экранированы.

В соответствии с СанПиН 2.2.4.1191 – 03 «Электромагнитные поля в производственных условиях» все тестированные позиции при различных нагрузочных скоростях не превысили предельно-допустимого уровня (ПДУ) ЭМП. Предельно допустимый уровень напряженности электростатического поля (ЭСП) при воздействии менее 1 часа за смену устанавливается равным 60 кВ/м. Системы электромобиля Nissan L1af работают исправно, в режиме контроля всех его параметров (скорость, температура, заряд/разряд АКБ и т.д.) и отвечает установленным нормативным данным.

### Литература

1. Бажинов О.В, Бажинова Т.О., Кравцов М.М. Основы эффективного використання екологічно-чистих автомобілів: монографія. Х.: ФОП Панов А.М., 2018. – 200 с. ISBN 978-617-7722-30-3

Бажинова Т.О. Інтелектуальна інформаційно-керувальна система гібридних та електромобілів. Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр. 2019. Вип. 86. С. 148-155.

Безродный Владимир Владимирович, старший преподаватель, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, rostik405220@gmail.com

### АЛЬТЕРНАТИВНОЕ ТОПЛИВО ДЛЯ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Автомобильные бензины – один из наиболее квалифицированных и дорогих энергоносителей. Для их получения используют сложный комплекс технологических процессов первичной и вторичной переработки нефти, а также различные присадки и добавки, обеспечивающие соответствие современным требованиям к составу и качеству этого вида моторного топлива. Рекомендуется для улучшения ряда эксплуатационных свойств, в числе экологических, вводить в бензины кислородсодержащие компоненты. Наиболее распространенными и широко применяемыми являются: метил-трет-бутиловый эфир (МТБЭ), этил-трет-бутиловый эфир (ЭТБЭ) и топливный этанол.

В Европе проблема биотоплива и топливного этанола в частности, лежит в русле главной стратегии европейцев – сохранение экологии и борьбы с глобальным потеплением планеты, что в значительной степени базируется на отказе от нефти и газа и переходе на новые возобновляемые виды топлива, в том числе и моторное. Европа по производству этанола значительно уступает США и Бразилии, на которых приходится 90% - мирового производства (2010 г.). Следует заметить, что, несмотря на прогресс в области производства этанола, его доля еще крайне мала и составляла в 2009 году около - 6% от мирового потребления бензина.

Сегодня в мире топливный этанол является - энергетической составляющей и замещает более 1 млн. баррелей в день, этанол стал пусть пока слабой, но единственной альтернативой сырой нефти и с этим нужно считаться [1].

Производство биологических видов топлива (биоэтанол, ЕТВЕ, биодизель, и др.) является приоритетным направлением в мировой нефтепереработке. Украина, к сожалению, значительно отстает в этой области от стран ЕС и США. Основными причинами этого являются:

а) несовершенство отечественной нормативно-правовой базы в сфере регулирования производства биотоплива, а также ее несоответствие европейским стандартам;

б) отсутствие эффективных структур, которые бы развивали и координировали рынок биотоплива;

в) лобби определенных финансово-промышленных групп;

г) непрофессиональный подход к этой проблеме чиновников министерств и ведомств, а также коммерческих и финансовых структур не способных дать адекватную оценку этому виду бизнеса.

Вот уже на протяжении десяти лет в Украине действуют государственные программы "Этанол", ряд других программ, законов Украины, по стимулированию развития рынка биотоплива. Пример таких государств как США, Бразилия, а также стран ЕС говорит о том, что биоэтанол занимает важное место в усилении энергетической безопасности этих стран [2].

#### Расчет смесевых альтернативных топлив для ДВС

Все смесевые альтернативные топлива по своим показателям качества кроме вязкости в количественном отношении подчиняются закону аддитивности независимо от способа их подачи в двигатель.

Определение показателей качества смесевых топлив, содержащих количество  $g_1$  – традиционного топлива и  $g_2$  – альтернативного топлива, причем  $g_1 + g_2 = 1$ , если смесевое топливо состоит из  $n$ -го числа добавок, тогда  $g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1$ , а показатели качества соответствуют показателю качества каждой добавки.

1. Определение энергоемкости (теплоты сгорания),  $H_{усм}$ , кДж/кг, смесевого топлива

$$H_{усм} = H_{у1} \cdot g_1 + H_{у2} \cdot g_2 + \dots + H_{ун} \cdot g_n ,$$

где  $H_{у1}, H_{у2}, \dots, H_{ун}$  – энергоемкости альтернативных топлив, кДж/кг;

$g_1, g_2, \dots, g_n$  – массовое количество (в долях единицы) каждого компонента смесевого топлива.

2. Определение октанового числа (ОЧИ)<sub>см</sub> смесевых бензинов

$$(ОЧИ)_{см} = (ОЧИ)_1 \cdot V_1 + (ОЧИ)_2 \cdot V_2 + (ОЧИ)_n \cdot V_n ,$$

где  $(\text{ОЧИ})_{\text{см}}$ ,  $(\text{ОЧИ})_1$ , ... ,  $(\text{ОЧИ})_n$  – октановые числа по исследовательскому методу компонентов смесового топлива;

$V_1, V_2, \dots, V_n$  – объемы компонентов смесового топлива.

### 3. Определение плотности смесового топлива ( $d_{\text{см}}$ ) при 20°C

$$d_{\text{см}} = d_1 \cdot g_1 + d_2 \cdot g_2 + \dots + d_n \cdot g_n, \text{ кг/м}^3,$$

где  $d_1, d_2, \dots, d_n$  – плотности компонентов смесового топлива, кг/м<sup>3</sup>;

$g_1, g_2, \dots, g_n$  – массовые доли компонентов смесового топлива.

Особое внимание следует обратить на количество кислорода в альтернативном топливе, поскольку его избыток может вызвать проявление его коррозионной агрессивности.

## Литература

1. Пущик Е., Мирзоев В. Что добавляют в бензин нефтяники Европы? [http://ukrbudmash.org.ua/fuel\\_europe\\_blending.htm](http://ukrbudmash.org.ua/fuel_europe_blending.htm)

2. «Международная Биоэнергетика», 1-2011. Мирзоев В. (Азербайджан), Пущик Е. (Украина).

Белов Валентин Иванович, ст. викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [belov.valentin45@gmail.com](mailto:belov.valentin45@gmail.com)

## ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОЛІЗЕРІВ ДЛЯ ДВИГУНІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

**Постановка проблеми.** Великі затрати електроенергії на електроліз води негативно впливають на ефективність роботи електролізера. Підвищення ефективності роботи двигуна потребує оптимізації енергозатрат на вихід водню.

**Мета дослідження.** Вибір оптимальної продуктивності електролізера по струмовому виходу.

### Основний матеріал

Застосування водню в якості домішок до основного палива може сприяти вирішенню питання покращення паливної економічності двигунів внутрішнього зпалення (ДВЗ), зниженню викидів шкідливих речовин.

Закордонними фахівцями розроблені системи, які використовують воду, перетворюючи її в альтернативне паливо. В одній з них спосіб одержання газу заснований на явищі електролізу води ( $2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 2\text{H}_2 + \text{O}_2$ ).

В 1974 році Юлл Браун запатентував розробку електролізера, виробляючого киснево-водневу суміш в точному співвідношенні 2:1. Газ Брауна (хімічна формула – ВВК) – це газ, який складається з двох частин газоподібного водню та однієї частини кисню. В таких же пропорціях ці хімічні елементи знаходяться в водяному парі. Але, газ Брауна має суттєву відмінність у порівнянні з промисловим воднем та киснем. В газі Брауна молекули водню та кисню знаходяться в одноатомному стані (один атом на молекулу). Газ Брауна є горючим газом, подібним метану або пропану і для двигуна абсолютно безпечний. Одноатомний водень, який міститься в газі Брауна є понад сильним каталізатором, суттєво підвищуючим швидкість згоряння палива. Відбувається повне згоряння бензину, а також спалення остаточних оксидів палива. Менше палива згоряє за час ходу поршня – суттєво менша кількість незгорівшого палива викидається з двигуна в вигляді токсичних відходів та забруднюючих речовин.

Нині багато компаній виробляють генератори газу Брауна (електролізери) на основі сухої батареї Тома Панча, які мають більш ефективне зменшення витіку напруги та вирішують проблеми, які мали генератори водню колишніх випусків.

У разі використання електролізера на автомобілі з каталітичним конвертером і кисневими датчиками, підвищення потужності або економічності двигуна будуть незначними або не будуть досягнуті, якщо не використати додаткове обладнання. При згорянні газу Брауна виділяється значна кількість кисню. Блок керування двигуном (БКД) за допомогою датчиків кисню виявить його підвищений зміст в вихлопних газах і відреагує на збіднілу суміш зменшенням подачі повітря, що зведе «на ні» переваги, досягнуті установкою допоміжної системи одержання водню.

Виникає задача компенсувати збільшення змісту кисню в вихлопі. В теперішній час застосовують такі методи компенсації:

- електронний коректор впорску палива (EFIE) – регулює напругу, що подається в БКД від датчиків кисню. Скоректований сигнал повідомить, що паливна суміш не збіднена, а насичена, Паливному інжектору буде подана команда впорскувати менше бензину, відповідно буде використано більше газу Брауна.

- коректор датчиків MAP/MAФ – це улаштування коректує сигнали цих датчиків, ефективно контролює співвідношення паливо/повітря в паливно-повітряній суміші.

Відомо багато засобів розрахунку витрат енергії на електроліз води. Можна розрахувати витрати енергії на електроліз, можливо через данні про теплотворну здібність водню як палива. Використовують її результати, одержані методом калориметрії – скільки енергії виділиться при згорянні водню, стільки ж її повинно бути поглинуто при його одержанні шляхом електролізу. Розрахунок витрат також можна вести за даними резонансної частоти, тому що при електролізі розриваються одні зв'язки (з руйнуванням молекул води) і поєднуються інші (з створенням молекул газу), а в теперішній час енергії кожного виду зв'язку відомі. Крім того, можливо виконати розрахунок з використанням законів електролізу Фарадея та деяких фізичних констант. Кожен метод має свої переваги та недоліки, а також похибки.

#### **Перший спосіб** (по теплотворній здібності водню)

Вища теплотворна здібність водорода складає  $33850 \text{ ккал/кг} = 33850 \text{ ккал/кг} * 4,2 \text{ Дж/ккал} = 142,2 \text{ МДж/кг}$ . Один кілограм водню при н.у. (нормальні умови: тиск  $101325 \text{ Па}$ , температура  $273,15 \text{ К}$ ) при щільності  $0,0899 \text{ г/л}$  має об'єм  $11124 \text{ метра}$ . Газ Брауна по об'єму на  $2/3$  складається з водню та на  $1/3$  з кисню. Оскільки горючим компонентом є тільки водень, то при згорянні газу виділяється енергія, яка дорівнює  $(2/3 * 142,2 \text{ МДж/кг}) / 11124 \text{ л/кг} = 8522 \text{ Дж/л} = 8522 \text{ Вт} * \text{год/л} = 8522 \text{ Вт} * (\text{год}/3600) / \text{л} = 2,37 \text{ Вт} * \text{год/л}$ .

#### **Другий спосіб** (по енергії зв'язків в молекулах)

Енергія зв'язку в молекулі водню складає  $432 \text{ кДж/моль}$ , в молекулі кисню –  $493 \text{ кДж/моль}$ , а енергія електроліза =  $503 \text{ кДж}$ . Ця енергія направлена на утворення гремучого газу (2 моля водню і 1 моль кисню). Один моль будь якого газу при нормальних умовах займає об'єм  $22,4 \text{ л}$ . Таким чином, сумарний об'єм гремучого газу складе:

$$2 \text{ моля} * 22,4 \text{ л/моль} + 1 \text{ моль} * 22,4 \text{ л/моль} = 67,2 \text{ л}$$

$$\text{Енергія одержання газу Брауна} = 503 \text{ кДж} / 67,2 \text{ л} = 7,485 \text{ кДж/л} = 7,485 * 1000 \text{ Вт} * \text{сек/л} = 7485 \text{ Вт} * (\text{год}/3600) = 2,08 \text{ Вт} * \text{год/л}$$

#### **Третій спосіб** (за законами електролізу)

По закону електролізу Фарадея для одержання одного граму еквіваленту будь якої речовини необхідно перенести  $96485 \text{ Кл}$  заряду. При електролізі води – це сукупність водню і кисню, т.ч. газу Брауна.

Маса одного грамм-еквіваленту водню –  $1 \text{ грам}$  ( $1/2 \text{ моль}$ ), що відповідає об'єму  $11,2 \text{ л}$  (н.у.). Маса одного грамм-еквіваленту кисню –  $8 \text{ грам}$  ( $1/4 \text{ моль}$ ),

що відповідає об'єму 5,6 л. Отже, при проходженні 96485 Кл заряду виділяється 11,2 л. + 5,6 л. = 16,8 л. газу Брауна. Питомі витрати електричества для его одержання складуть 96485 Кл / 16,8 л. = 5743 Кл/л.

Для переносу заряду треба приложити деяку електричну напругу. В випадку з воднем, мінімальна е.д.с. складає 1,23 В. Енерговитрати на одержання газу Брауна:  $1,23 \text{ В} * 5743 \text{ Кл/л} = 7064 \text{ В*л} * \text{сек/л} = 7064 \text{ Вт} * (\text{год}/3600)/\text{л} = 1,96 \text{ Вт} * \text{год/л}$ .

Одержали розрахунок витрат енергії, Вт \* год/л.:

- по теплотворній способности водорода 2,37
- по енергіям звязків в молекулах 2,08
- за законами електролізу 1,96

Яка має бути залежність між величиною струму, подаваемого в електролізер, та його продуктивністю по газу Брауна. Мы визначили, що при нормальних умовах, для одержання одного літра газу в одній електрохімічній чарунці через неї необхідно пропустити 5743 Кл електричества. Яка сила струму повинна бути подана на чарунку, щоб ця кількість заряду пройшла через неї за одну хвилину.

$5742 \text{ Кл} = 5743 \text{ А*сек} = 5743 \text{ А} * (\text{хвил}/60) = 95,72 \text{ А*хвил}$ . Це досить значна величина. Зменшити її можливо, шляхом набору чарунок в секцію з послідовним електричним підключенням. В реальних умовах падіння напруги на одній чарунці складає понад 2 вольт. Доцільно, при бортовій напрузі 12 або 24 вольт, збирати електролізери з 6 (от 5 до 7) або 12 (10-14) чарунок.

Припустимо, ми маємо ідеальний по токовому вихіді електролізер, маючий 6 послідовно з'єднаних чарунок. Для одержання 1 л газу за хвилину, електролізер повинен споживати струм  $95,72 / 6 = 15,95$  ампер. Як що газ має кімнатну температуру одержуємо співвідношення 6 чарунок – споживання струму 15 А – вихід газу 1 л за хвилину.

**Висновок.** Використання бортових електролізерів водню ефективно при низькому споживанні електроенергії.

## Література

1. Якименко Л.М. «Электролиз воды» М. Химия – 1970. – 264 с.
2. Веб-ресурс: <http://www.drive2.ru/b/>
3. Веб-ресурс: <http://www.artisan.ru/generator-gaza-brauna-hh01>

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВИГУНА

**Вступ.** Основною причиною погіршення ефективної роботи двигуна є зміна структурних параметрів, вимірювання яких не завжди можливо без розбирання. Тому про зміну його технічного стану судять по величині діагностичних параметрів, що дозволяють визначити технічний стан об'єкта без розбирання. Діагностичні параметри зв'язані певними залежностями як зі структурними параметрами, так і з експлуатаційними якостями двигуна. Знання залежностей між структурними й діагностичними параметрами, розуміння характеру їх зміни в процесі експлуатації дозволяє визначити дійсний стан агрегатів без їхнього розбирання, прогнозувати залишковий ресурс і обґрунтовано призначити вид ремонту або обсяг технічного обслуговування [1].

Основні несправності двигуна: зношування деталей циліндропоршневої групи, несправності в системі живлення, нагар у камері згоряння, відкладання в системах живлення і охолодження, порушення роботи газорозподільного механізму та ін. суттєво знижують потужність двигуна.

**Актуальність досліджень.** Прагнення піддати двигун ремонту раніше необхідності від часті пояснюється силою застарілих традицій про довговічність механізмів. При цьому упускається з виду, що конструкції й технологія виготовлення двигунів безупинно удосконалюються. Крім того, незнання методів діагностики двигунів, а порою й недосконалість їх, є причиною того, що ці агрегати зазнають ремонту на підставі суб'єктивних висновків обслуговуючого персоналу, а не по фактичній потребі. У той же час відомо, що будь-яке розбирання механізму негативно впливає на його подальшу працездатність. Внаслідок деформації матеріалу деталей змінюється їхня геометрична форма, порушується співвісність і т. д. Це приводить до того, що при подальшій роботі механізму знову відбувається приробітка деталей, так зване вторинне приробляння, яке, як відомо, супроводжується підвищеною швидкістю зношування деталей.

**Постановка задачі.** Необхідно розробити точний та достовірний метод діагностування циліндро-поршневої групи двигуна без його розбирання.

**Результати досліджень.** Сутність пропонованого методу заснована на тому, що за допомогою спеціальних датчиків при використанні багатоканального цифрового осцилографа на базі ПК ми маємо можливість аналізувати різні величини: розрідження у впускному колекторі, тиск у циліндрах, пульсації тиску газів, що відробили, у вихлопній трубі, пульсації тиску картерних газів, пульсації тиску масла в масляній магістралі, пульсації струму стартера. При цьому ми можемо синхронізувати сигнал від індуктивного датчика, встановленого на високовольтне проведення свічі першого циліндра бензинового двигуна або від п'єзодатчика, встановленого на паливопроводі форсунки першого циліндра дизельного двигуна [2]. Таким

чином, можна зробити висновок про приналежність певної аномалії конкретному циліндру.

Наприклад, розглянемо перевірку пульсацій розрідження у впускному колекторі. Цей тест проводиться в режимі прокручування стартером. Для блокування пуску двигуна потрібно відключити систему запалювання й/або систему подачі палива.

Якщо двигун справний, осцилограма розрідження у впускному колекторі має форму близьку до синусоїди (рис. 1, а).

Осцилограма набуває пилкоподібну форму (рис. 1, б) у випадку, якщо ремінь (ланцюг) установлений неправильно.

Така осцилограма розрідження (рис 1, в) у впускному колекторі вказує на те, що впускні клапана закоксовані настільки, що нагар на тарілці клапанів перешкоджає ефективному наповненню циліндрів паливоповітряною сумішшю.

По цим осцилограмам можна визначити велику кількість несправностей, нижче приведені тільки деякі.

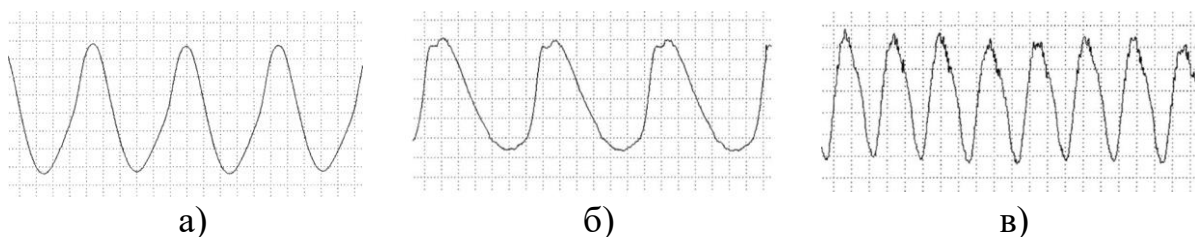


Рисунок 1 – Застосування вакуумних діаграм для діагностування ЦПГ

Багато діагностів, використовуючи осцилограф з відповідними датчиками, можуть вивести на екран такі осцилограми та, проаналізувавши їх форму, поставити відповідний діагноз щодо систем ЦПГ [3]. Але існує декілька проблем з якими можна зіткнутися при запису таких сигналів. По-перше, це частота дискретизації осцилографа, яка має бути достатньою для запису достовірного сигналу. По-друге, це зовнішні перешкоди, які можуть накладуватися на корисний сигнал. Крім цього, у деяких випадках при виникненні двох або більше несправностей аналіз цих осцилограм може бути досить складний.

**Висновки.** Використовуючи метод визначення стану циліндро-поршневої групи по вакуумним діаграмам можна з великою точністю визначити несправність не витрачаючи час на розбирання двигуна. Даний метод має перспективу розвитку для визначення несправностей по коливанням тиску у магістралі відпрацьованих газів та магістралі системи мащення.

## Література

1. Гаврилов В.В. Диагностирование ДВС. / Гаврилов В.В. – М.: Техносфера, 2006. – 300 с.
2. Фрайден. Дж. Современные датчики. Справочник / Фрайден. Дж. – М.: Техносфера, 2005. – 592 с.
3. Біліченко В.В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів: навч. посіб. / В.В. Біліченко, В.Л. Крещенський, Ю.Ю. Кукурудзяк, С.В. Цимбал. – Вінниця: ВІТУ, 2012. – 118 с.



Волков Володимир Петрович, д. т. н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [volf-949@ukr.net](mailto:volf-949@ukr.net)

Грицук Ігор Валерійович, д. т. н., професор, Херсонська державна морська академія, [griksuk\\_iv@ukr.net](mailto:griksuk_iv@ukr.net)

Волкова Тетяна Вікторівна, к. т. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [wolf949@ukr.net](mailto:wolf949@ukr.net)

Волков Юрій Володимирович, інженер, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [yura\\_volkov\\_88@mail.ua](mailto:yura_volkov_88@mail.ua)

## **ВТІЛЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ТЕХНІЧНУ ЕКСПЛУАТАЦІЮ АВТОМОБІЛІВ**

Інформаційні (ІС) системи раніше використовувалися з метою удосконалення систем управління підприємствами і організаціями. У широкому сенсі - це будь-яке сховище інформації: архіви, бібліотеки, картотеки, досье документів, набори статистичних даних. Вони призначаються для збору, обробки і пошуку інформації, необхідної для управління підприємством або будь-якою іншою організацією, проектування, навчального процесу і т.п., для задоволення потреб індивідуального споживача інформації [1].

Раніше в ПАТ інформаційні системи і технології використовувалися в основному для удосконалення документообігу. Так наприклад [2], на ПАТ з парком 100 автомобілів щомісяця оброблялося до 3 тисяч подорожніх листів, 700-800 заявок на запчастини, 250-300 листів обліку ТО і Р і інших документів, а документообіг тільки технічної служби ПАТ включав понад 120 документів.

Передовими інформаційними технологіями для АТЗК є, перш за все, *CASE*-технології, а також стратегія *CALS*.

Новим прийомом для АТЗК в сфері технічного контролю стану автомобілів є створення інформаційних систем організаційно-функціональної підтримки процесів експлуатації автомобілів, за допомогою інформаційної інтеграції: по-перше, стадій життєвого циклу (ЖЦ) автомобілів, по-друге систем його технічного контролю (контролю і діагностики стану автомобілів).

Однак, поява на транспорті, наприклад, в авіації «систем з повною відповідальністю», типу *FADEC* (Full Authority Digital Electronic Control system) [3], дозволяє нейтралізувати труднощі.

Концепція *FADEC* спрямована на створення єдиної структури з бортових систем управління робочими процесами вузлів і агрегатів, систем контролю і діагностики, систем організаційно-функціональної підтримки процесів експлуатації автомобілів, що дозволяє формувати інформаційні системи організаційно-функціональної підтримки (збору, аналізу та управління потоками інформації) процесів експлуатації, тобто дозволяє реалізувати на практиці ІПВ / *CALS* / *PLM*-технології.

ІПВ / *CALS* / *PLM*-технології, тобто інформаційна підтримка поставок і ЖЦ продукції (або виробів) - це сучасний підхід до проектування, виробництва і експлуатації високотехнологічної та наукомісткої продукції, що полягає у

використанні комп'ютерної техніки і сучасних інформаційних технологій на всіх стадіях ЖЦ виробив.

У сфері транспортних компаній АТЗК інтегроване інформаційне середовище ІПВ / CALS / PDM-технологій тільки впроваджується. Сьогодні це, лише сукупність мережевих електронних інформаційних систем у вигляді розподілених сховищ, які є гетерогенним.

Прикладом може бути програма Torque, як основа «автомобільної» концепція *FADEC*, що представляє собою перший крок до системи *FRACAS* і, відповідно ІПВ / CALS / PLM-технологій, які призначені для отримання і відображення діагностичної інформації бортової системи самодіагностики. Сьогодні вона вже «вміє» відображати поточні параметри роботи двигуна, інших систем, вузлів і агрегатів, відображати і розшифровувати «коди помилок», «стирати помилки» з електронного блоку управління (ЕБУ), автоматично відправляти значення величин параметрів, що контролюються датчиком (логи), в інтегроване електронне інформаційне метапространство, де протягом півроку можна подивитися не тільки поточні значення контрольованих величин в різний час, але і побачити на карті весь маршрут автомобіля за цей період [4].

Не менш значущими для ІПВ / CALS / PLM-технологій на АТЗК є такі найпростіші (з точки зору вирішуваних на АТ завдань) електронні інформаційні системи, як:

- СКРТ (Система контролю витрати палива), що представляє набір сучасних «інструментів» управління РС, заснований на базі супутникової навігації моніторингу транспорту, що забезпечує контроль витрати палива, навантаження на осі, часу роботи РС та інших параметрів експлуатації [6];

- Teletrack, що представляє спеціалізований програмно-апаратний комплекс для супутникового моніторингу, який складається з бортового сканер - комунікатора (контролер - комунікатор, різні датчики, що забезпечують відкриту архітектуру, масштабованість, гнучкість системи моніторингу), ПЗ (серверного, диспетчерського «Track Control») і що дозволяє інтегрувати дані рішення для моніторингу транспорту в будь-яку керуючу систему підприємства, вирішуючи складні і нестандартні задачі [7];

- Dynafleet®, що є шведської транспортно-інформаційною системою або єдиним телематичним продуктом для тягачів (наприклад, Scania), яка працює на всій території ЄС.

Дослідження в цьому напрямку проводяться на кафедрі «Технічна експлуатація і сервіс автомобілів» ХНАДУ, де розроблено відповідне програмне забезпечення (ПЗ) у вигляді інтелектуальних програмних комплексів (ІПК) «Віртуальний механік «*HADI-12*»», «Service Fuel Eco «*NTU-HADI-12*»» та «MonDiaFor «*HNADU-15*»», на основі віртуального підприємства «ХНАДУ-ТЕСА» [9], що забезпечило можливість його дистанційного використання для дослідження процесів моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану ТЗ при їх експлуатації в умовах інформаційних можливостей *ITS*.

Схема інформаційного обміну і взаємодії між елементами системи дистанційного моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану

двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) і ТЗ, оснащеного системою прогріву (СП) з тепловими акумуляторами (ТА) фазового переходу, в умовах *ITS*, що працює в межах віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту (АТ) «ХНАДУ-ТЕСА» [9], представлена на рис. 1. Схема містить ТЗ з ДВЗ зі штатними датчиками, систему прогріву двигуна з ТА, датчики, які встановлені додатково для вимірювання різних параметрів СП з ТА, ДВЗ і ТЗ, лінії системи стандарту *OBD-II*, адаптер (сканер) *OBD-II*, контролер сканер-комунікатор (трекер), що зв'язаний з системою прогріву двигуна з ТА через блок керування системою забезпечення оптимальних температур ДВЗ (в подальшому блок керування), який керує електричними програмованими насосами систем охолодження і мащення, клапанами байпасу і випускної системи ДВЗ, клапанами і кранами керування: пічкою, системою прогріву, тепловими акумуляторами, підключення до спряженого пристрою за допомогою *USB* або *Wi-Fi*, або *Bluetooth*, бортовий інформаційний програмно-діагностичний комплекс (БПДК), *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу, *Web*-сервер, базу даних, необхідне програмне забезпечення, інтелектуальні програмні комплекси (ІПК) (для розрахунку і керування роботоздатністю ТЗ: «Віртуальний механік «*HADI-12*»» і «*Service Fuel Eco «NTU-HADI-12*»» [9] на основі імовірнісної математичної моделі, а також для моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану транспортного засобу «*MonDiaFor «HNADU-15*»»), оперативну інформацію, отриману з (через) *Internet*, *GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS* і (або) *GPRS*, учасників процесу експлуатації автотранспорту, автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі. ТЗ, ДВЗ, система прогріву двигуна з ТА, штатні датчики, встановлені на ДВЗ і ТЗ, лінії системи стандарту *OBD-II* утворюють сукупність внутрішніх мереж ТЗ - ВМ ТЗ (рис. 1).

Для ТЗ, що обладнані системами стандарту *OBD-II*, за допомогою адаптера (сканера) *OBD-II* для зчитування інформації про параметри ДВЗ, ТЗ, СП і ТА (рис. 1) сукупності ВМ ТЗ з штатними датчиками, що встановлені на ДВЗ і ТЗ, через адаптер (сканер) *OBD-II* і через підключення до спряженого пристрою, за допомогою *USB* або *Wi-Fi*, або *Bluetooth* і БПДК, а для ТЗ, що не обладнані системами стандарту *OBD-II*, за допомогою контролера сканера-комунікатора (трекера) для зчитування інформації про параметри ДВЗ, ТЗ, СП і ТА (рис. 1) сукупності ВМ ТЗ з датчиків, що встановлені додатково, через контролер сканер-комунікатор (трекер), отримана інформація через *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу передається в *Web*-сервер, в базу даних і, в залежності від поставленої задачі в процесі дослідження роботи двигуна ТЗ з СП і ТА – на автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі.

В залежності від підключення (відключення) в (від) роботу(и) автоматизованого робочого місця внутрішньої мережі вимірювальний комплекс для дистанційного дослідження роботи ДВЗ транспортного засобу з СП й ТА, що працює в межах віртуального підприємства з експлуатації АТ «ХНАДУ-ТЕСА», може працювати в автоматизованому і автоматичному режимах. Різниця полягає в тому, чи будуть підключатись до роботи інтелектуальні

програмні комплекси (рис. 1), а також, чи буде здійснюватись коректування оцінки спектра умов експлуатації, моніторинг, діагностування і прогнозування технічного стану та визначення статусу несправностей ТЗ.

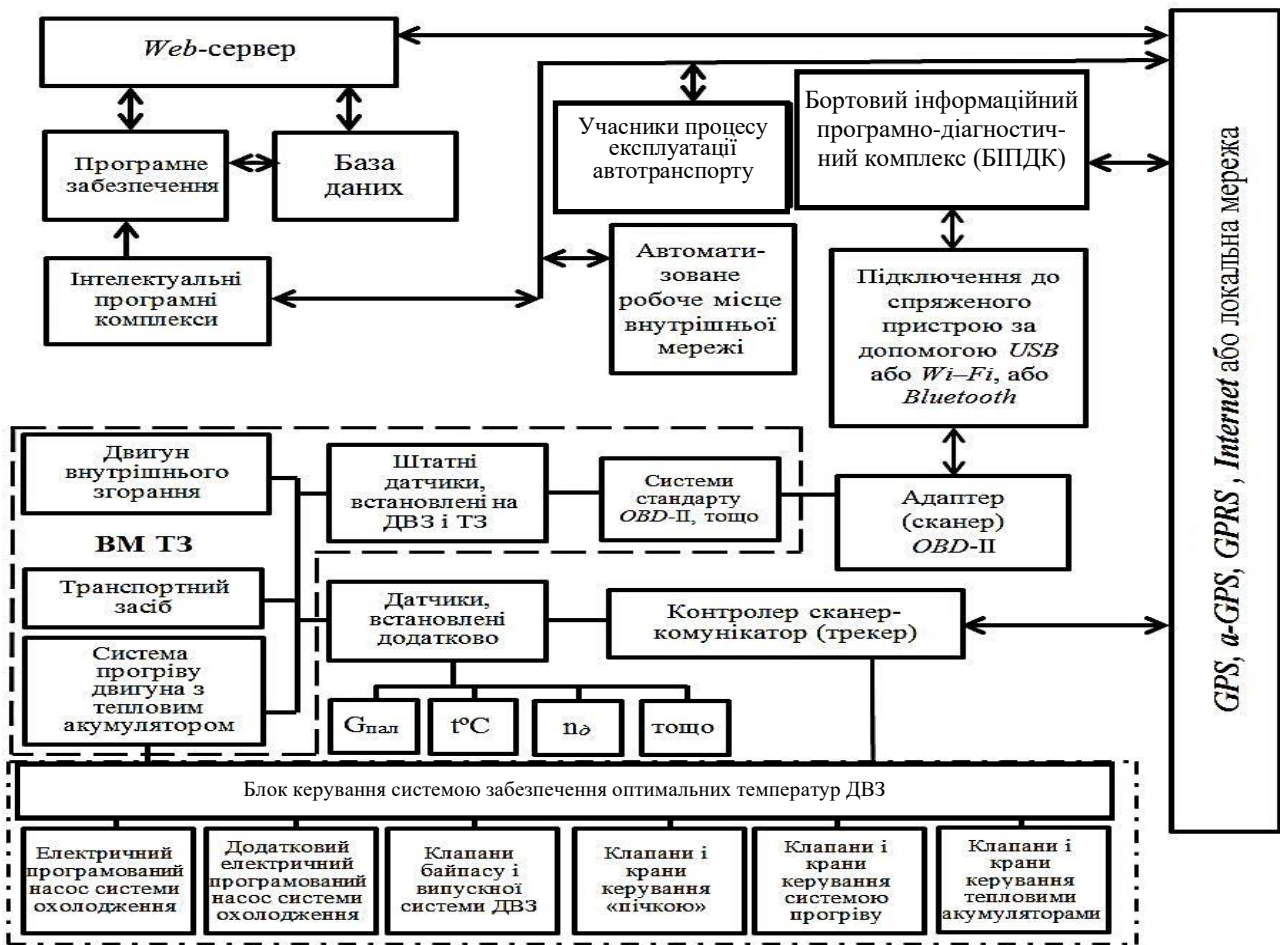


Рис. 1. Схема інформаційного обміну між елементами управління системою прогріву ДВЗ з тепловим акумулятором в умовах ITS

В цьому випадку з Web-сервера і бази даних отримана інформація передається в програмне забезпечення, а через GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet або локальну мережу в БІПДК і до учасників процесу експлуатації автотранспорту. Принцип роботи устаткування сукупності ВМ ТЗ, заснований на можливості визначення параметрів ДВЗ і ТЗ з СП і ТА, точного визначення місця розташування і стану ТЗ та обміну цією інформацією з автоматизованим робочим місцем внутрішньої мережі. Визначення місця розташування і точного часу виконується GPRS приймачем за параметрами, прийнятими від навігаційних супутникових систем [9].

Особливості побудови функціональної структури і інформаційної взаємодії БІПДК та інтелектуального програмного комплексу «Віртуальний механік «HADI-12»», «Service Fuel Eco «NTU-HADI-12»» та «MonDiaFor «HNADU-15»» з елементами віртуального підприємства з експлуатації АТ «ХНАДУ-ТЕСА» показані на рис. 2. База даних для забезпечення властивих їй функцій, в межах поставленої мети (рис. 2), включає в себе: базу даних щодо модулів учасників процесу експлуатації автотранспорту; базу даних про клієнтів підприємства;

базу даних умов руху і експлуатації автотранспорту, ремонтної і експлуатуючої бази автопідприємства (-тв), базу даних для роботи БПДК.

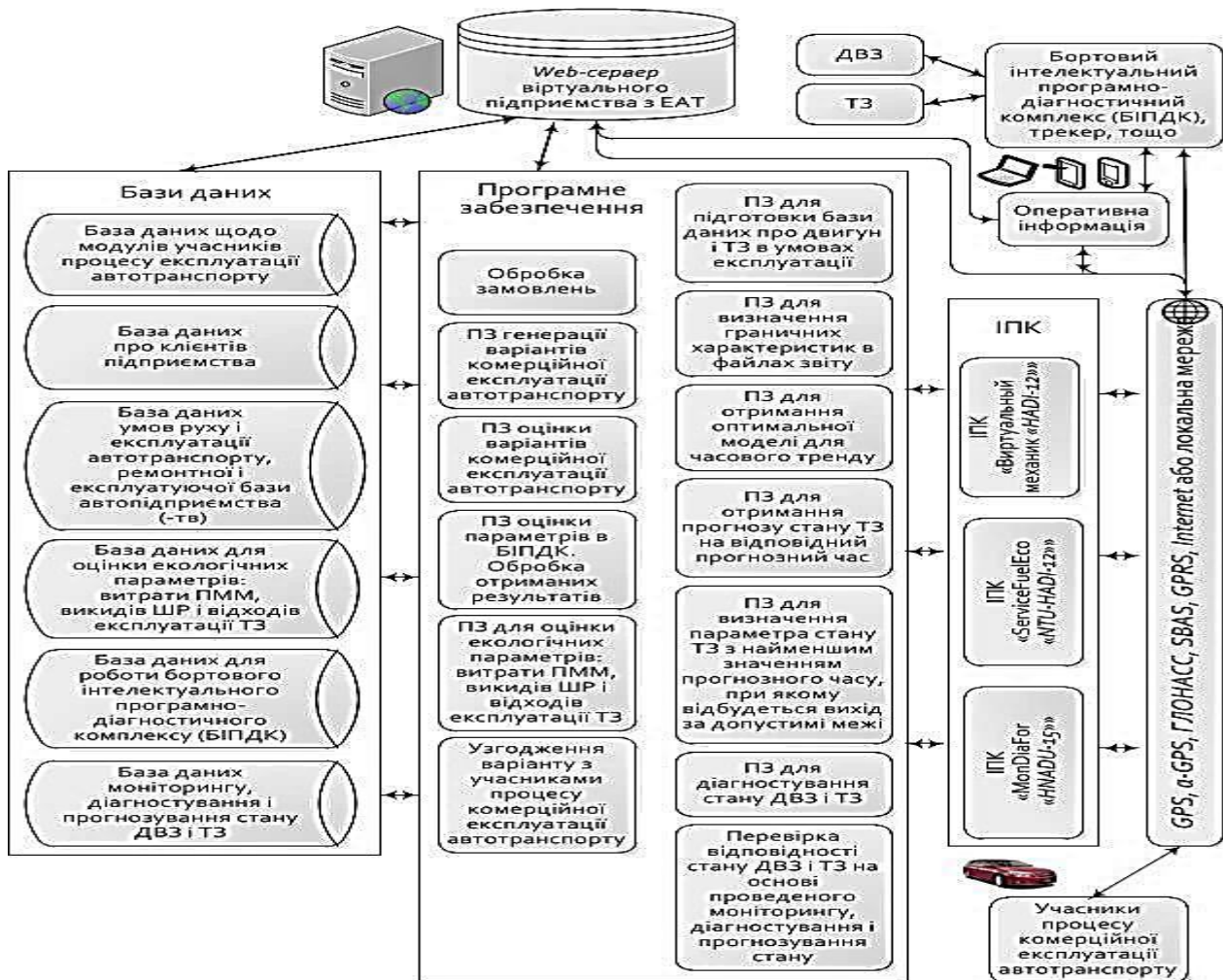


Рис. 2. - Функціональна структура елементів модуля інформаційного обміну і взаємодії ІПК з елементами віртуального підприємства з експлуатації автотранспорту «ХНАДУ-ТЕСА»

Програмне забезпечення (рис. 2), в свою чергу, включає: обробку замовлень, програмне забезпечення генерації варіантів комерційної експлуатації автотранспорту, програмне забезпечення оцінки варіантів комерційної експлуатації автотранспорту, програмне забезпечення оцінки параметрів в БПДК й обробки отриманих результатів, узгодження варіанту з учасниками процесу комерційної експлуатації автотранспорту

Таким чином, запропоновано підхід щодо здійснення інформаційного обміну, розроблені механізм і система дистанційного моніторингу, обробки інформації, діагностування і прогнозування стану, контролю і управління роботоздатністю ТЗ, що дозволяють підвищити якість управління експлуатацією ТЗ в оперативному режимі за рахунок застосування спеціалізованого обладнання, що випускається серійно, імовірнісної математичної моделі, коректування умов експлуатації ТЗ й сучасних інформаційно-телекомунікаційних технологій.



## Література

1. Информационные технологии на автомобильном транспорте / Власов В.М., Николаев В.Б., Постолиит А.В. [и др.] – М.: МАДИ (ГТУ), 2006. – 283 с.
2. Аринин И.Н. Техническая эксплуатация автомобилей / И.Н. Аринин, С.И. Коновалов, Ю.В. Баженов. – Изд. 2-е. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 314 с.
3. В ЗАО «Гражданские самолёты Сухого» начата эксплуатация системы «Оповещения об отказах, анализе и корректирующих действиях» (FRACAS) самолёта *SUKHOI SUPERJET 100*. [Электронный ресурс] // ООО «АвиаПорт». – Режим доступа: <http://www.aviaport.ru/digest/2011/06/14/217102.html>.
4. *GPS-Trace Orange* [Электронный ресурс] // Словари и энциклопедии на Академике. – Режим доступа: <http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/1430780>.
5. *M2M*. Материал из Википедии – свободной энциклопедии [Электронный ресурс] // Википедия – свободная энциклопедия. – Режим доступа: <http://uk.wikipedia.org/wiki/M2M>.
6. СКРТ. [Электронный ресурс] // СКРТ – Мониторинг транспорта и контроль расхода топлива. – Режим доступа: <http://www.ckpt.ru/>.
7. Волков. В.П. Совершенствование методов и средств мониторинга работоспособности автомобилей / В.П. Волков, П.Б. Комов, И.В. Грицук, [и др.] // Весник НТУ ХПИ. – 2014. – С. 93-97. – (Серия: Автомобиле- и тракторостроения).
8. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. / В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов [и др.]; Под редакцией Волкова В.П. – Донецк: Изд-во “Ноулидж”, 2013. – 398 с.
9. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. Монография / Под редакцией Волкова В.П. / В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов, П.Б. Комов, И.В. Грицук, Ю.В. Волков, Е.А. Комов // Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013.–398с.

Володарець Микита Віталійович, к.т.н., доцент, Приазовський державний технічний університет, [volodarets.nikita@gmail.com](mailto:volodarets.nikita@gmail.com)

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н, професор, Херсонська державна морська академія, [griksuk\\_iv@ukr.net](mailto:griksuk_iv@ukr.net)

Український Євген Олександрович, Приазовський державний технічний університет, [e.a.ukrainskyi@gmail.com](mailto:e.a.ukrainskyi@gmail.com)

### **ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ В АНАЛІТИЧНІЙ СКЛАДОВІЙ ЧАСТИНІ ІНФОРМАЦІЙНО-АНАЛІТИЧНОЇ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ**

Транспортна система є складною системою, яка характеризується стохастичністю, а саме: випадковою величиною транспортного попиту,

погодно-кліматичними факторами, зміною характеристик вулично-дорожньої мережі, аварійними ситуаціями і зносом дорожнього покриття [1]. Тому найбільш адекватним засобом опису і прогнозування поведінки такого об'єкта представляється моделювання, що полягає в заміні реального об'єкта управління його моделлю.

Більшість завдань в процесі удосконалення методів оперативного управління працездатності автомобіля, які вирішують технічні служби експлуатації транспортних засобів, мають інформаційну складову оцінювання [2]. Такого роду завдання поки в основному вирішуються застарілими методами, які вже не забезпечують необхідної якості і ефективності [2, 3]. Оцінка умов експлуатації, аналіз планів і профілів автомобільних доріг в більшості випадків виконуються вручну в паперовому вигляді, оновлення карт і схем здійснюється вкрай рідко, дані про стан більшості об'єктів не систематизовані і, відповідно, важкодоступні. Така ситуація ускладнює завдання управління класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS.

Розглянутий процес є складним, тому в даному випадку ефективним є імітаційне моделювання, головною перевагою якого є те, що на відміну від аналітичного моделювання імітаційне дозволяє багаторазово відтворювати досліджувану складну систему і визначати її оптимальний стан. Тому пропонується розглянути можливість використання імітаційного моделювання в аналітичній частині інформаційно-аналітичної системи моніторингу транспорту.

У роботі [4] була створена імітаційна модель руху і оптимізації дорожнього руху в транспортному вузлі з використанням (<https://www.anylogic.com>), які враховують дорожні, кліматичні, транспортні умови і культуру водіння, які впливають на собівартість і безпеку руху, що свідчить про те, що ці умови необхідно враховувати при впровадженні моделювання [4, 5]. Але в них не враховувалися особливості руху громадського транспорту в транспортному вузлі. Тому зроблена спроба врахувати цей фактор в розглянутих моделях.

Для моделювання руху транспортних засобів використана модель безпечної дистанції, заснована на моделі Гіббса [5].

Був розроблений алгоритм розробки і верифікації імітаційної моделі оптимізації дорожнього руху.

На наступному етапі створення імітаційної моделі була створена дорожня мережа досліджуваного транспортного вузла на основі реальної схеми, а також побудована діаграма процесу імітаційної моделі відповідно до [4].

Потім була розроблена діаграма процесу імітаційної моделі руху транспортних засобів громадського транспорту в досліджуваному вузлі.

В процесі виконання моделі були створені нові типи агентів для автомобіля (Car), маршрутного таксі (MBus), автобуса (Bus) і тролейбуса (TBus) з параметрами, що відображають час знаходження кожного агента в системі відповідно  $t_{bs\_c}$ ,  $t_{bs\_mb}$ ,  $t_{bs\_b}$ ,  $t_{tb}$ , а також відповідні їм популяції агентів (cars, mBuses, Buses, tBuses), які були додані в блоки типу carSource. Для збору

даних про час проходження агентами транспортного вузла був створений елемент `travel_time`, який обчислює різницю між поточним часом `time()` і часом появи агентів в системі.

Тривалість фаз світлофорів була задана параметрами `p1` і `p2` зі значеннями за замовчуванням 37 і 25 відповідно.

Для відображення світлофорного регулювання в систему були додані 4 блоки типу `Traffic Light`. У Свойствах цих блоків були задані режими роботи світлофорних об'єктів для заданих стоп-ліній. Блоки були розділені по групах напрямків руху (рисунок 4.11). Режими роботи світлофорних об'єктів були виражені в загальному вигляді через параметри тривалості фаз світлофорних об'єктів `p1` і `p2` з урахуванням перехідних режимів для можливості подальшої оптимізації дорожнього руху в розглянутому вузлі.

Для здійснення оптимізації дорожнього руху в транспортному вузлі був створений експеримент «Оптимізація». Завдання оптимізації зводилася до мінімізації цільової функції `travel_time(p1, p2)`, тобто:

$$\begin{aligned}
 travel\_time(p1, p2) &= \sum_i \sum_j \Delta t_{ij} = \\
 &= \sum_j^{k_1} [t\_bs\_c_j(p1, p2) - to_{1j}] + \sum_j^{k_2} [t\_bs\_mb_j(p1, p2) - to_{2j}] + \\
 &+ \sum_j^{k_3} [t\_bs\_b_j(p1, p2) - to_{3j}] + \sum_j^{k_4} [t\_bs\_tb_j(p1, p2) - to_{4j}] \rightarrow \min
 \end{aligned} \tag{1}$$

де  $i$  – параметр, що характеризує тип агента імітаційної моделі,

$j$  – параметр, що характеризує номер агента  $i$ -й в популяції агентів моделі;

$k_i$  – кількість агентів  $i$ -й в популяції агентів.

Розроблено моделі затримок громадського транспорту на зупинках за допомогою трикутного розподілу, а відповідні гіпотези були підтверджені за критерієм Пірсона ( $\chi^2$ ).

В результаті оптимізації середній час проїзду через розглянутий транспортний вузол було зменшено на 10,8%, а кількість машин, що знаходяться в заторах, на 11,5%.

Створені імітаційні моделі є невід'ємною частиною інформаційно-аналітичної системи моніторингу транспорту.

## Література

1. Семёнов, В. В. Исторический анализ моделирования транспортных процессов и транспортной инфраструктуры [Электрон. ресурс] / В. В. Семёнов, А. В. Ермаков // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. – 2015. – № 3. – 36 с. Режим доступа: URL:<http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2015-3>.

2. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Изд. 2-е, перераб. и долн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.



3. Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Grytsuk, Y. et al., "Information Model of V2I System of the Vehicle Technical Condition Remote Monitoring and Control in Operation Conditions," SAE Technical Paper 2018-01-0024, 2018, <https://doi.org/10.4271/2018-01-0024>.

4. Volodarets, M., Gritsuk, I., Chygyryk, N., Belousov, E. et al., "Optimization of Vehicle Operating Conditions by Using Simulation Modeling Software," SAE Technical Paper 2019-01-0099, 2019, <https://doi.org/10.4271/2019-01-0099>.

5. Gipps, P. G. "A model for the structure of lane changing decisions", Transportation Research Part B. Vol. 20 (5), 403–414, 1986.

Горбик Юрій Васильович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [uragorbik@gmail.com](mailto:uragorbik@gmail.com)

## **ДІАГНОСТУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ ЗА ІНДИКАТОРНОЮ ВИТРАТОЮ ПАЛИВА**

Розвиток автомобільної техніки в напрямку випуску автомобілів, підвищення їх якості, надійності і довговічності одночасно вимагає і застосування нових методів і алгоритмів діагностування.

В процесі роботи автомобіля з 100% енергії палива приблизно 33% витрачається на випуск і 35% – на охолодження. З 32% решти палива близько 10% витрачається на насосні і механічні втрати в двигуні, стільки ж на втрати в трансмісії. Частина енергії палива втрачається в колесах і підвіски автомобіля. Загальний ККД автомобіля (ГАЗ 3110) при середніх умовах експлуатації дорівнює приблизно 0.062...0.065. [1]

Зміна технічного стану вузлів і систем автомобіля призводить до підвищених втрат енергії, що в підсумку збільшує витрату палива і знижує потужність автомобіля. Якщо проводити контроль втрати енергії в кожному агрегаті автомобіля, то по витраті палива можна діагностувати не тільки загальний стан автомобіля, але і локалізувати несправність по агрегатам.

Основні принципи оцінки паливної економічності і нормування витрат палива закладені в роботі [1], де з позиції системотехніки і енергетичного підходу розглянуті конструктивні і експлуатаційні параметри ефективності роботи транспортних засобів

В роботі [2] наведено методика оцінки технічного стану автомобіля зі зміни ККД автомобіля в цілому і ККД складових агрегатів (двигуна, трансмісії, підвіски і коліс). Наведено залежності розрахунку ККД автомобіля і агрегатів на дорозі і при стендових випробуваннях на бігових барабанах.

В роботі [3] наведена методика розрахунку витрати палива, заснована на визначенні 4-х коефіцієнтів корисної дії: індикаторного і механічного ККД двигуна, ККД трансмісії і колісного механізму (колеса і підвіски).

В роботі [4] пропонується використовувати новий метод розрахунку витрати палива в процесі діагностування на стенді з біговими барабанами, а в

роботі [5] наведено метод діагностування з індикаторної витрати палива в окремих агрегатах автомобіля.

Метою роботи є подальше вдосконалення методики та розробка алгоритму діагностування технічного стану автомобіля за зміною індикаторної витрати палива і загального ККД автомобіля.

Для вирішення цієї мети були запропоновані математичні залежності та алгоритм розрахунку індикаторної витрати палива і коефіцієнтів корисної дії автомобіля по агрегатам (індикаторний і механічний двигуна, трансмісії та підвіски автомобіля).

Знаючи масу автомобіля, дорожньо-транспортні умови роботи і витрата палива, можна визначити загальний ККД автомобіля [3] за формулою:

$$\eta_a = \frac{100 \cdot M_a \cdot K_o}{H_u \cdot \rho_m \cdot Q}, \quad (1)$$

де  $M_a$  – маса автомобіля, кг;

$K_o$  – коефіцієнт дорожніх умов експлуатації;

$H_u$  – нижча теплота згорання палива, кДж/кг;

$\rho_m$  – щільність палива, г/см<sup>3</sup>;

$Q$  – витрата палива, л/100км.

Наприклад, для 1ої категорії доріг при  $M_a = 1600$  кг,  $K_o = 0,13$  м / с<sup>2</sup>,  $H_u \cdot \rho_m = 32560$  кДж,  $Q = 7,6$  л / 100 км.

$$\eta_a = \frac{100 \cdot 1600 \cdot 0,13}{32560 \cdot 7,6} = 0,084.$$

Залежність (1) пропонується використовувати оцінки ефективності роботи автомобіля на дорозі.

Загальний алгоритм діагностування можна представити так:

1. Оцінка умов роботи автомобіля: легкі умови (ЛУ), середні умови (СУ) й важкі умови (ВУ). Надалі розглядаємо середні умови ( $V_a = 35$  км / год).

2. Моделювання (імітація) умов роботи на сталих режимах здійснюється за рівністю сумарних потужностей на дорозі і на стенді. Потужність, що поглинається навантажувальним пристроєм стенду  $N_{тор}$  повинна дорівнювати ( $N_{fn} - N_{бар}$ ) кВт.

На стенді з біговими барабанами витрата палива визначається за формулою

$$Q = \frac{100 \cdot (G_a \cdot f_{\bar{o}} + P_{\bar{o}} + P_m)}{H_u \cdot \rho_m \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_n} \text{ л/100 км}, \quad (2)$$

де  $(P_{\bar{o}} + P_m) = (G_a \cdot i + G_z \cdot i + P_w + P_j - G_z \cdot F_{\bar{o}})$  – сума сил опору на бігових барабанах, Н;

$G_a$  – вага автомобіля, Н;

$G_z$  – вага автомобіля, що припадає на бігові барабани, Н;

$F_{\bar{o}}$  - коефіцієнт опору коченню колеса по бігових барабанах;

$\eta_i$  і  $\eta_m$ ,  $\eta_m$  і  $\eta_n$  - відповідно, індикаторний та механічний ККД двигуна, ККД трансмісії та підвіски автомобіля.

Якщо  $G_z \cdot i = G_z \cdot F_{\bar{o}}$ , тоді  $(P_{\bar{o}} + P_m) = (G_a \cdot i + P_w + P_j)$ .

При  $V_a = 35$  км / год  $P_w = 0$ .

При загальному діагностуванні на стенді з біговими барабанами  $\eta_a$  визначається за формулою:

$$\eta_a = \frac{100 \cdot (G_a \cdot f_{\delta} + P_{\delta} + P_m)}{H_u \cdot \rho_m \cdot Q} \quad (3)$$

де  $P_{\delta}$  – сила механічних втрат в стенді, Н;

$P_m$  – сила, створювана навантажувальним пристроєм стенду, Н.

Залежність (3) пропонується використовувати для оцінки ефективності роботи автомобіля на дорозі.

Розрахунковий приклад

Витрата палива для СУ - 10,1 л / 100 км [5]. З формули (1) визначаємо загальний ККД:

$$\eta_a = \frac{0,6388}{Q} = \frac{0,6388}{10,1} = 0,0632.$$

Висновок: ККД відповідає нормі для справного автомобіля.

Визначення приватних ККД для окремих агрегатів:

1. Визначення ККД індикаторного, ефективного та механічного двигуна за формулами:

$$Q = K_p \cdot \frac{P_i}{\eta_i} = K_p \cdot \frac{P_e}{\eta_e} \cdot \eta_i = 0,0128 \cdot \frac{255,44}{10,1} = 0,324 \cdot \eta_e = 0,0128 \cdot \frac{111,84}{10,1} = 0,142.$$

$$\text{Так як } \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \text{ тоді } \eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{0,142}{0,324} = 0,438.$$

2. ККД трансмісії визначається за формулою:

$$\eta_m = \frac{P_k}{(1,3 \cdot V_a + 1,025 \cdot P_k)} = \frac{412,67}{(1,3 \cdot 35 + 1,025 \cdot 412,67)} = 0,881.$$

3. ККД підвіски обчислюється за формулою:

$$\eta_n = \frac{100 \cdot P_k \cdot K_{\delta}}{H_u \cdot \rho_m \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_m \cdot Q} = \frac{100 \cdot 412,67 \cdot 0,13}{44000 \cdot 0,74 \cdot 0,324 \cdot 0,438 \cdot 0,881 \cdot 10,1} = 0,506.$$

4. Загальний ККД

$$\eta_a = 0,324 \cdot 0,438 \cdot 0,881 \cdot 0,506 = 0,063.$$

Аналогічні розрахунки виконуються, якщо витрата палива менше або більше 10,1 л / 100 км.

При збільшенні загальної витрати палива на 10...20% приватні ККД знижуються, а індикаторний витрата палива в окремих агрегатах підвищується.

## Література

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорту. / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Изд. 2-е, перераб. и подолн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
2. Кривошапов С.І. Розробка методики та алгоритму загального діагностування автомобілів за зміною коефіцієнта корисної дії. / Автореф. канд. техн. наук: 05.22.20. – Харків, ХДАДТУ, 1999. – 20 с.
3. Говорущенко Н.Я. Новая методика нормирования расхода топлива транспортных машин (метод четырех КПД) / Н.Я. Говорущенко, С.И.

Кривошапов. // Автомобильный транспорт : Сб. научн. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2004. - № 15.

4. 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.

5. Горбик Ю.В. Методи системного розрахунково-аналітичного та стендового діагностування легкових автомобілів. / Автореф. канд. техн. наук: 05.22.20. – Харків, ХНАДУ, 2010. – 20 с.

Грицук Игорь Валериевич, д.т.н. проф. Херсонская государственная морская академия, [gritsuk\\_iv@ukr.net](mailto:gritsuk_iv@ukr.net).

Погорлецкий Дмитрий Сергеевич, ст. преп. Херсонская государственная морская академия, [dimon150582@gmail.com](mailto:dimon150582@gmail.com).

Симоненко Роман Викторович, к.т.н. доц. Национальный транспортный университет, [rsymonenko@insat.org.ua](mailto:rsymonenko@insat.org.ua).

Билай Антон Викторович, директор Мариупольского строительного колледжа, [msh\\_labvt@gmail.com](mailto:msh_labvt@gmail.com).

## **ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ, ОБОРУДОВАННОГО СИСТЕМОЙ ПИТАНИЯ ГАЗОВЫМ ТОПЛИВОМ, С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛООВОГО АККУМУЛЯТОРА**

Системы тепловой подготовки двигателя транспортного средства (ТС) применяются, как перспективные индивидуальные системы получения, накопления, распределения и передачи тепловой энергии. Их используют для предпусковой и послепусковой тепловой подготовки двигателя ТС. Использование подобных систем стало возможным благодаря тому, что существует достаточно большое количество различных апробированных и перспективных технических решений тепловой подготовки. Кроме этого в последние годы появилась много различных новых типов и конструкций систем предпускового прогрева [1-3]. Известно, что системы тепловой подготовки или их отдельные составляющие выпускаются отечественными и зарубежными предприятиями, и занимают свою небольшую нишу на мировом автомобильном рынке предпусковых подогревателей двигателей ТС.

Особенность работы двигателя ТС, оборудованного газобаллонным оборудованием 4 поколения (ГБО), заключается в следующем. Двигатель ТС запускается на жидком топливе (на бензине), после прогрева охлаждающей жидкости до + 45...50 °С производится переключение двигателя на питание газовым топливом.

Задача исследования состоит в нахождении способа и средств тепловой подготовки, а также разработки технических рекомендаций для обеспечения запуска двигателя ТС, оборудованного газовой аппаратурой, при температуре двигателя +45...50 °С. В этом случае в использовании жидкого топлива нет необходимости. Двигатель практически после пуска (за исключением времени,

которое нужно системе ГБО поколения для перевода системы питания двигателя ТС на газовое топливо, в среднем диапазоне от 5 до 15 секунд, в зависимости от настроек ГБО) сможет работать на газовом топливе и использоваться для передвижения транспортного средства и принятия нагрузки [4].

Наиболее удачное использование для тепловой подготовки (предпускового прогрева) двигателя транспортного средства имеют тепловые аккумуляторы фазового перехода [1-4]. Тепловой аккумулятор это устройство (или совокупность устройств), которое обеспечивает обратимые процессы накопления, хранения и отдачи тепловой энергии в соответствии с требованиями потребителя. Процессы аккумуляции теплоты происходят путем изменения физического состояния и параметров теплоаккумулирующего материала и за счет использования энергии связи атомов и молекул веществ. Использование теплоты плавления теплоаккумулирующего материала для аккумуляции теплоты обеспечивает высокую плотность энергии, запасаемой при использовании небольших перепадов температур и достаточно стабильную температуру в процессе отдачи из теплового аккумулятора [2-4].

В процессе проведенного исследования было обнаружено, что быстрее прогревается охлаждающая жидкость на выходе из блока цилиндров ДВС, затем радиатор отопителя салона, а за ним - дроссельная заслонка. Считаем возможным дать рекомендации на установку и подключение:

- теплового аккумулятора фазового перехода для предпускового прогрева ДВС транспортного средства и поддержания заданной температуры системы охлаждения – на входе в блок цилиндров транспортного двигателя по ходу циркуляции охлаждающей жидкости. Это обеспечит одновременный прогрев всей системы охлаждения в условиях эксплуатации, блока цилиндров, и газового редуктора, что, в свою очередь, обеспечивает своевременный переход системы питания двигателя на газовое топливо;

- газового редуктора (ГБО) на выходе из блока цилиндров транспортного двигателя. В этом случае прогрев газового редуктора может осуществляться сразу же после прогрева двигателя и температура в нем не будет значительно отличаться от температуры охлаждающей жидкости всей системы охлаждения ДВС [2-4].

Также были определены температуры включения газовой аппаратуры на транспортном средстве в различных условиях эксплуатации, оборудованном ГБО. Эти значения достигли 55...68 °С [4]. При этом следует учитывать, что запрограммированная температура перехода на сжиженное газовое топливо в блоке управления системой ГБО установлено +45 °С. Аналогичные результаты были получены при многократных экспериментальных исследованиях, при всех других вариантах прогрева ТС в условиях эксплуатации. Полученные результаты подтверждают факт инерционности изменения температур в системе охлаждения транспортного двигателя. Таким образом подтверждается положение о том, что для получения качественного и своевременного переключения на газовое топливо в системе охлаждения транспортного двигателя целесообразно иметь принудительный дополнительный нагреватель

[4]. Что и позволяет сделать рекомендации для использования теплового аккумулятора фазового перехода для осуществления тепловой подготовки двигателя транспортного средства оборудованного ГБО. Особенность осуществления тепловой подготовки заключается в том, что достаточно обеспечить тепловую подготовку всей охлаждающей жидкости в блоке цилиндров, контуре дросселя, печке (теплообменника) салона транспортного средства и газовом редукторе. Такой вид тепловой подготовки обеспечивает равномерный прогрев всех элементов теплообмена и гарантированно, после запуска двигателя, переключение на подачу в двигатель газового топлива. Это в свою очередь гарантирует экономию бензина на прогрев двигателя. В целом, использование теплового аккумулятора фазового перехода в системе тепловой подготовки автомобильного транспортного двигателя (работающего как на газовом топливе так и на бензине) G4GC (4FS 8.2 / 9.35) KIA CEE'D 2.0 5MT2 только при 5 °C сокращает время на нагрев охлаждающей жидкости до 50 °C на 20,6 – 49,6% и расход бензина для обеспечения перехода на газовое топливо на 29,3 – 35,4% соответственно [4].

**Выводы.** В данной работе рассмотрены способы тепловой подготовки автомобильного транспортного двигателя переоборудованного на питание газовым топливом с помощью теплового аккумулятора фазового перехода. В процессе проведенных экспериментальных исследований получена экономия топлива и времени тепловой подготовки благодаря использованию теплового аккумулятора фазового перехода в транспортном средстве во время осуществления тепловой подготовки до и после запуска.

## Литература

1. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0204>.
2. Погорлецький Д.С. Особливості застосування систем теплової підготовки для полегшення пуску транспортних двигунів, працюючих на зрідженому газовому паливі / Науковий вісник Херсонської державної морської академії № 2 (17), 2017. – 181-186 с. ISSN 2313-4763, Херсон.
3. Погорлецький Д.С. Структура вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива, в умовах експлуатації засобами ITS / Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики: монографія / Vlatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін.; за наук. ред. проф. Грицука Ігоря. – Херсон : ХДМА, 2019. – 442 с. : іл., табл. (укр., рос., англ. мовами), ISBN 978-966-2245-53-0, Херсон, p. 383-394.
4. Gritsuk, I., Pohorletskyi, D., Mateichyk, V., Symonenko, R. et al., "Improving the Processes of Thermal Preparation of an Automobile Engine with Petrol and Gas Supply Systems (Vehicle Engine with Petrol and LPG Supplying Systems)," SAE Technical Paper 2020-01-2031, 2020, doi:10.4271/2020-01-2031.

Дитятьєв Олександр Васильович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Новік Дмитро Дмитрович, бакалавр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## НОВІ ТЕХНОЛОГІЇ В ТЕХНІЧНОМУ ОБСЛУГОВУВАННІ ШИН

Останнім часом симпатії власників легкових автомобілів все більше схиляються до низькопрофільних шин. Це відбувається завдяки їх перевагам, серед яких хороше зчеплення з дорогою в поперечному і поздовжньому напрямках та малий опір коченню при високих швидкостях.

Дані переваги можуть бути реалізовані при комерційній експлуатації автомобіля. У сфері технічної експлуатації не все так однозначно. Наприклад, монтаж-демонтаж низькопрофільних шин, в силу їх високої жорсткості і малій висоті боковин, істотно утруднений і вимагає від оператора значних фізичних зусиль. Втома оператора знижує продуктивність і прибутковість шиномонтажного відділення.

Значно полегшити працю шиномонтажника покликане пристрій «Штанга демонтажна допоміжна», звана пристроєм «Третя рука» [1], рис.1.

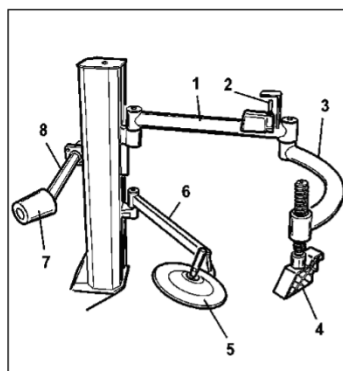


Рисунок 1 - Штанга демонтажна допоміжна: 1 - важіль; 2 - регулятор підйому / опускання; 3 - притискної важіль; 4 - притискна головка; 5 - отжимной диск; 6 - важіль отжимного диска; 7 - ролик; 8 - важіль ролика

При монтажі-демонтажі верхнього борту шини притискна головка і притискної ролик, розташовуючись праворуч від монтажною головки, віджимають боковину шини вниз, тим самим полегшуючи роботу шиномонтажника. Зусилля притиснення проводиться пневматичним приводом, який управляється регулятором 2.

Пристрій «Третя рука» поставляється або в складі автоматичного шиномонтажного стану, або можливо придбання опціонально в міру розвитку бізнесу і залучення додаткових клієнтів.

Після монтажу безкамерних шин існують труднощі з накачуванням. Сучасні шиномонтажні стани мають функцію накачування безкамерних шин через сопла затіскних кулачків - вибухово накачування, зване також «Пристрій т.і.». Пристрій вибухового накачування [2] полегшує процедуру накачування

безкамерних шин, завдяки потужному струменю стисненого повітря, що подається через насадки в затискних кулачках. Управляється пристрій через педаль приводу на педальному блоці і через пневматичний золотник.

Постійно зростаючі вимоги до швидкості і комфортабельності автомобіля змушують шукати нові можливості. Для наближення результатів балансування коліс до природних умов деякі виробники вводять до складу стендів притискні ролики (навантажувальні ролери), які навантажують шину. Шина при цьому деформується, що відповідає реальним умовам її поведінки під час руху. На рис. 2 зображений фрагмент балансувального стенду V покоління з функцією віброконтроля серії HUNTER Road Force Touch® [3]. Відомо, що навіть після якісної процедури регулювання кутів установки коліс (розвал-сходження) і якісної балансування коліс, може виникнути поширена проблема: вібрація в кермі і відведення автомобіля в бік. За заявами фірми HUNTER, балансувальний стенд RFE00E в покроковому режимі допоможе визначити проблемні місця шини і диска, і покаже детальні інструкції щодо їх усунення. Стенд визначає радіальний вплив і дисбаланс, спровоковані силовою неоднорідністю покриття колеса, биттям диска і покриття, неправильною установкою бортів покриття на диск колеса. Навантажувальний ролер перевірить плавність ходу і бічне відведення шин, забезпечить плавність ходу без відведення, дає відчуття "нового автомобіля" навіть на колесах низької якості.



Рисунок 2 - Тестування колеса навантаженням: - А - навантажувальний ролер

Пошкодження шини, крім видимих зовнішніх, можуть бути і внутрішніми, які визначити складно. Для цих цілей використовують пневмодефектоскопи, ультразвукові установки, оптоелектронні технології і т.д., але їх застосування обмежене через високу вартість та складність конструкції. Прикладом стаціонарного діагностичного стенда для автоматичного визначення прихованих дефектів шин є стенд МТТ 2020 компанії Weissbarth [4]. Колесо встановлюється на вал стенда за допомогою швидкозатискного пристосування, а вбудований вимірювальний датчик автоматично визначає розмір колеса. Тестуюча головка на основі оптоелектронної технології за допомогою лазерних датчиків діагностує боковину шини колеса, яка ділиться на 7 ... 9 сегментів, що покривають всю окружність колеса.



Мікропроцесор переміщує тестуючу головку з сегмента на сегмент. Дані вимірювань, записані тестуючою головкою, пересилаються в комп'ютер, обробляються, оцінюються і відображаються на моніторі. Прихований дефект шини стає видимим завдяки оптичній вимірювальній технології та цифрового аналізу зображення. Ця технологія заснована на неруйнівному дистанційному дослідженні поверхні шини за допомогою лазерного променя і подальшого запису електронної CCD-камерою. У стенді МТТ 2020 запис першого зображення шини проводиться при нормальному тиску, друге зображення реєструється при іншому значенні внутрішнього тиску. Ці два зображення оцінюються за допомогою комп'ютерної програми та результат виводиться на екран монітора у вигляді графічного зображення шини із зазначенням місця розташування дефектів, рис.3.

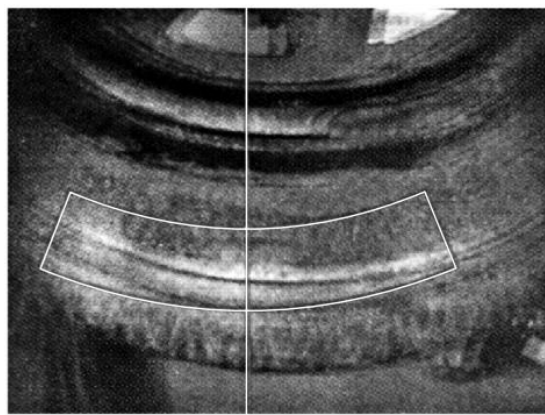


Рисунок 3 - Зображення внутрішнього дефекту шини

До внутрішніх дефектів, які можуть бути визначені за допомогою цього методу, відносяться механічні пошкодження опорних елементів конструкції шини через нанесеного удару, розрізів, обривів корду в області вимірювань.

Застосування прогресивних технологій є запорукою ефективності інвестицій і стійкості бізнесу.

#### Литература

1. Штанга демонтажная вспомогательная РВ-1. Режим доступу: <https://docplayer.ru/132058773-Shtanga-demontazhnaya-vspomogatelnaya-rv-1.html>
2. Шиномонтажные станки. Режим доступу: [https://www.instrumentallica.com.ua/dir\\_shinomontazhnye\\_stank.htm](https://www.instrumentallica.com.ua/dir_shinomontazhnye_stank.htm)
3. Балансировочный стенд Road Force ELITE 3 в 1 RFE00E HUNTER. Режим доступу: <https://www.grandinstrument.ua/rfe00>
4. Оборудование для автосервиса. Режим доступу: [https://docplayer.ru/54292049-Pk-09-yu36-\\_02-oborudovanie-dlya-avtoservisa.html](https://docplayer.ru/54292049-Pk-09-yu36-_02-oborudovanie-dlya-avtoservisa.html)

## ОЦІНКА РОБОТИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ З ЕЛЕКТРОНИМ КЕРУВАННЯМ

**Актуальність теми:** У міру вдосконалювання математичних моделей, що описують процесу згоряння палива у двигуні з'ясувалося що змінюючи температури охолодної рідини двигуна можна впливати на протікання робочого процесу. Відповідно був даний поштовх для вдосконалювання системи керування й сучасних двигунів з високотемпературної закритої системи охолодження. Гнучка зміна температури в такій системі з однієї сторони є дуже зручною для впливу на коефіцієнт корисної дії й витрату палива. З іншої сторони вимагає ускладнення системи керування. Система керування ускладнилася за рахунок введення в неї керованого насоса охолодної рідини, інтелектуального датчика тиску мастила клапана регулятора тиску мастила, керованого термостата електричного насоса [1]. Коли відбулося таке ускладнення те виникла необхідність у розробці більш досконалих методів діагностування й застосування електронного встаткування для пошуку несправностей виникаючих у таких системах.

**Мета роботи:** Підвищення ефективності діагностування систем охолодження шляхом паралельного виміру й запису сигналів керування на електронні компоненти.

Порядок виконання експерименту полягав у наступному: спочатку проводилися виміри для системи охолодження двигуна: двигун запускався, прогрівався до умовної робочої температури. При якій проводився одночасний вимір трьох сигналів: сигналу датчика температури двигуна, сигналу на нагрівальну спіраль термостата й керуючого сигналу на електродвигун насоса охолоджувальної рідини. Як можна бачити з рисунка 1 насос охолодної рідини й нагрівальний елемент термостата управляється прямокутними імпульсами тобто ШІМ сигналом.

Це означає що при імпульсній зміні напруги на елементі, але з високою частотою проходження імпульсів через виконавчі механізми протікає приблизно постійний струм. Абсолютне, амплітудне значення якого буде мінятися при зміні шпаруватості.

При проведенні експерименту завдяки використанню високоточного цифрового пишучого осцилографа стало можливо об'єднати одночасно в одній осцилограмі три сигнали - повільний датчика температури, швидкі ШІМ сигнали.

Однак варто помітити, що відображення сигналів у вигляді набору прямокутників зі змінюваною шпаруватістю візуально не несе ніякої корисної інформації діагностові що проводить перевірку системи [2]. Відповідно потрібна була математична обробка отриманих сигналів.

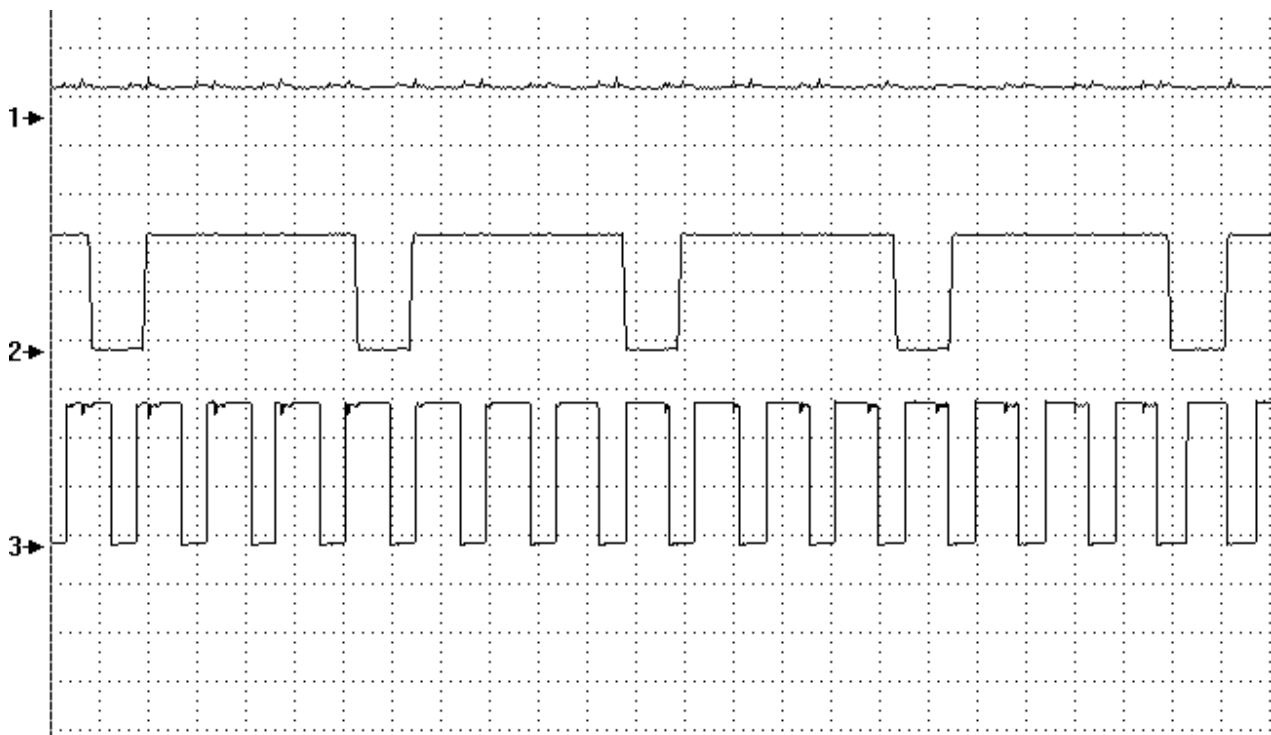


Рисунок 1 – Осциллограмма процесів керування системою охолодження  
 1 – Сигнал датчика температури; 2 – ШІМ сигнал нагрівального елемента термостата; 3 – Високочастотний ШІМ сигнал електричного насоса.

У пристроях і системах дискретної передачі й обробки інформації недостатньо висока шпаруватість може приводити до викривлення інформації. Результати перерахування шпаруватості сигналів по формулі представлено на рисунках 2 і 3. Спочатку всі сигнали які вимірялися на транспортному засобі просто оцінювалися для умов справної, працездатної системи. Потім у систему вводилася несправність і по зміні сигналів необхідно було визначити яка несправність має місце. У цьому випадку в експерименті імітувалася несправність термостату з електроніам керуванням. Для оцінки реакції системи за допомогою діагностичного сканера система керування двигуном була введена в спеціальній тестовий режим. Після чого в меню перевірок виконавчих елементів був обраний режим перевірки електронних компонентів системи охолодження. У момент коли система проводила самоперевірку й записувалися електричні сигнали наведені на рисунку 1 та результати їх обробки, що описують процес представлено на рисунку 2. Як ми бачимо з рисунку 2 у сорочці охолодження двигуна протягом певного періоду часу трималася стійка температура охолодної рідини в районі 90°C. При перевірці шпаруватість керуючих імпульсів на електричному насосі була збільшена з 47% до 75%, що привело до підвищення частоти обертання крильчатки насоса й прискоренню потоку рідини, тобто циркуляція охолодної рідини збільшилася відповідності з рівнянням теплового балансу описаним у попередньому розділі з математичною моделлю більша кількість тепла стала приділятися від блоку циліндрів. Одночасно із цим була збільшена шпаруватість із 44% до 59% на нагрівальному елементі термостата. Що у свою чергу прискорило термічну

деформацію твердого нагрівального елемента, термостат відкрився на максимальну величину й став перепускати потік охолодної рідини у великий контур з радіатором.

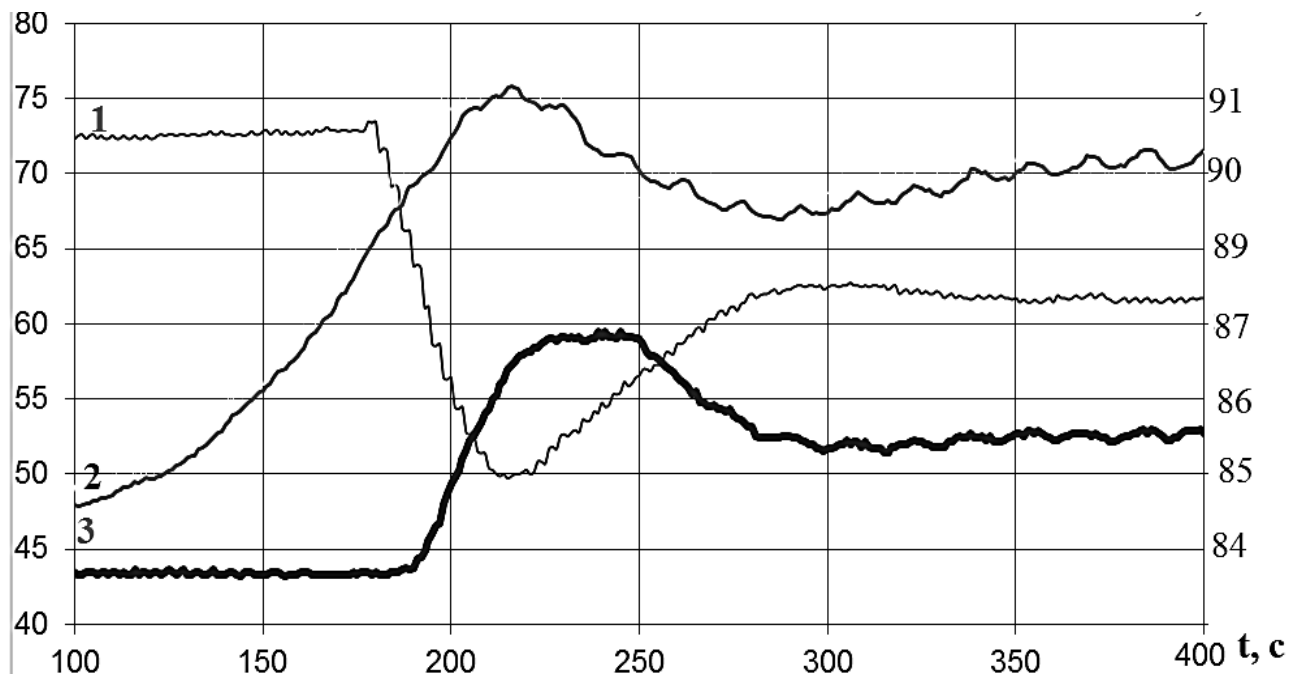


Рисунок 2 – Перераховані сигнали системи керування

- 1 – Сигнал датчика температури; 2 – ШІМ в % сигнал електричного насоса;  
3 – ШІМ сигнал нагрівального елемента термостата.

Оскільки одночасно відбулося перемикання на великий контур і одночасно була збільшена швидкість потоку охолоджувальної рідини що призвело до спаду температури з 90,5°C до 86°C після чого ситуація стабілізувалася. Електронний блок керування зменшив частоту обертання помпи й шпаруватість нагрівання термостата. З однієї сторони термостат не зміг на це зреагувати й миттєво прикрився. А от реакція помпи був однозначної потік охолодної рідини сповільнився і його температура стала рости. Але оскільки водяний насос не низив сильно своєї частоти обертання а лише частково змінив її в меншу сторону те й температура в сорочці охолодження двигуна не повернулася до колишньої встановилася на рівні 88 градусів. Можна зробити висновок що система працює й адекватно реагує на керуючий командний вплив. Для того щоб імітувати несправність було зроблено коротке замикання лінії керування термостатом на джерело живлення. У результаті чого сигнал на нагрівальному елементі термостата став постійним, елемент швидко нагрівся й перемістив шток термостата на максимальну величину убік відкриття великого контуру.

Якщо звернути увагу на сигнал виділений синім кольором позначені цифрою 3 на рисунку.3. то можна бачити його різку стрибкоподібна зміну через 180 секунд після початку проведення вимірів. Це і є момент імітації

несправності. Також можна звернути що паралельно із цим сам блок керування двигуном робив зміни зростання частоти обертання насоса. Але як тільки температура почала падати внаслідок більшого відкриття термостата й упала нижче припустимої величини блок керування двигуном компенсаторно припинив збільшувати частоту обертання насоса охолоджувальної рідини. З метою підвищення температура в блоці. Однак відкриття термостата було достатньо сильним і в сукупності з повітрям поданим для охолодження радіатора температура продовжувала падати далі. У результаті чого блок керування не став коректувати частоту обертання насоса а перейшов в аварійний режим і встановив шпаруватість, середню стосовно всіх режимів - 50% і записав помилку регулювання системи охолодної рідини у пам'ять блоку керування.

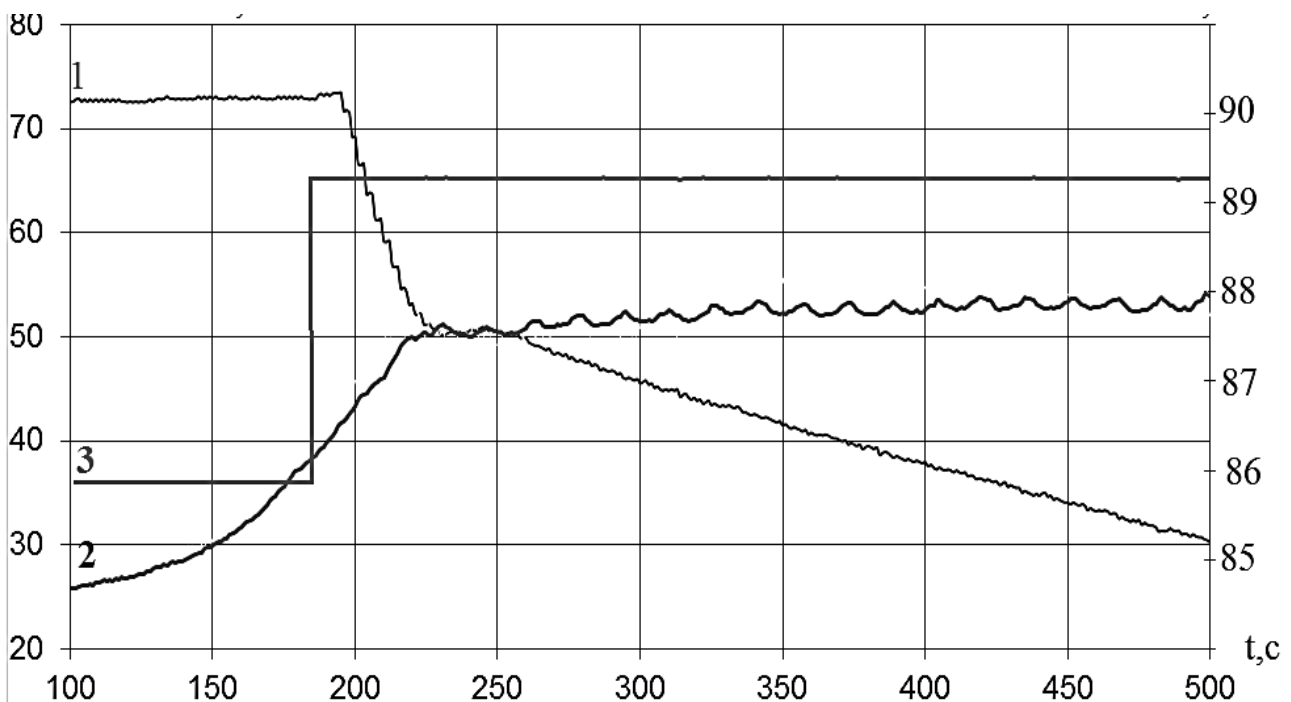


Рисунок 3 – Перераховані сигнали системи керування, несправність  
 1 – Сигнал датчика температури; 2 – ШИМ в % сигнал електричного насоса;  
 3 – ШИМ сигнал нагрівального елемента термостата.

### Література

1. Иванов И.Е., Шатров М.Г., Кричевская Т.Ю. Системы охлаждения поршневых ДВС. М.: МАДИ, 2015.–168 с.
2. Якубович А.И. и др. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Исследования, параметры и показатели Минск: БНТУ, 2014.– 300 с.

## ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ НОРМИРОВАНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

При нормировании диагностических параметров, характеризующих работу силового агрегата автомобиля – тяговой силы, ускорения разгона и т.п. – необходимо исходить из возможностей двигателя, характеризуемых кривой крутящего момента на внешней скоростной характеристике (ВСХ). Однако при разгоне вид этой кривой искажается – снижается максимальный крутящий момент, а точка максимума смещается вдоль оси оборотов. Желательно уметь предсказывать эти изменения. При нормировании диагностических параметров, характеризующих работу силового агрегата автомобиля – тяговой силы, ускорения разгона и т.п. – необходимо исходить из возможностей двигателя, характеризуемых кривой крутящего момента на внешней скоростной характеристике (ВСХ). Однако при разгоне вид этой кривой искажается – снижается максимальный крутящий момент, а точка максимума смещается вдоль оси оборотов.

В ХНАДУ была разработана методика исследований, использующая доступные, распространенные и недорогие средства измерений, как в дорожных условиях, так и на стенде Rototest VPA-RX 2WD.

Цель исследования – повышение точности нормирования диагностических параметров.

В работах акад. В.Н. Болтинского указано, что при разгоне максимальное значение крутящего момента (рис.1) получается при меньшей угловой скорости вращения, чем на характеристике, снимаемой при установившихся нагрузках, на  $20\text{--}30\text{ с}^{-1}$ , т.е. на  $100\text{--}200\text{ мин}^{-1}$ .

Однако в стендовом эксперименте [2] у автомобиля «Москвич-402» выявлено смещение на  $1000\text{ мин}^{-1}$ , от  $2750$  до  $1750\text{ мин}^{-1}$ , а у Volkswagen – на  $400$ , от  $1800$  до  $2200\text{ мин}^{-1}$ , т.е. в область более высоких оборотов (рис.1).

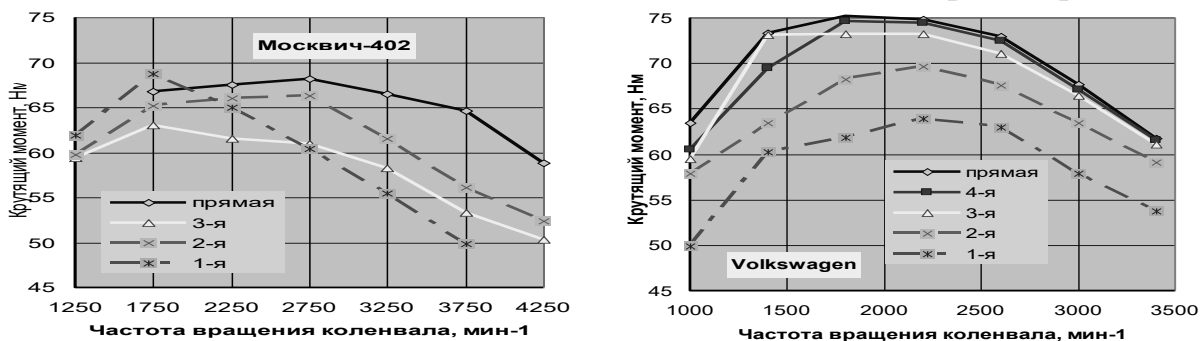


Рис. 1. Кривые крутящего момента автомобилей «Москвич-402» (слева) и Volkswagen при разгоне на разных передачах [2] (справа)

Также к большим оборотам смещен максимум (рис.2) у автомобиля VW Passat 1.8 T [3].

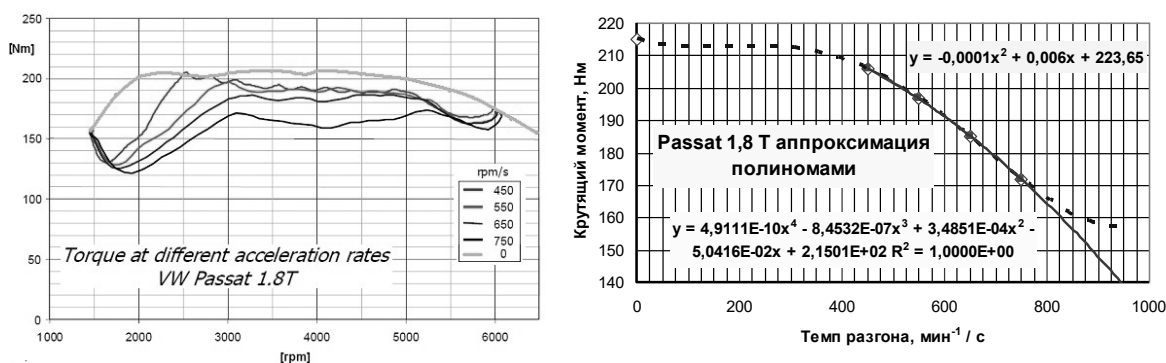


Рис. 2. Результаты измерения крутящего момента на ступицах ведущих колес автомобиля VW Passat 1.8 T на стенде Rototest VPA-RX 2WD (слева) и их обработка [3] (справа)

В рассмотренных случаях наблюдается смещение частоты максимального момента как в область низких, так и в область высоких оборотов, причем направление смещения нельзя однозначно привязать к типу двигателя или фирме-изготовителю, хотя стоит отметить, что у всех упомянутых двигателей группы Volkswagen максимумы смещены вправо.

В большинстве случаев максимальный крутящий момент при разгоне снижается. На проверенных автомобилях снижение не выходит за пределы 8 %. Это следует использовать при решении практических задач, например, вычислении времени разгона автомобилей. В зоне низких частот у некоторых двигателей момент падает в 3–6 раз по сравнению с номинальным, полученным в установившихся режимах. Предположительно, степень этого падения зависит от технического состояния двигателя, например, изношенности цилиндро-поршневой группы.

Полученные результаты не дают оснований для выработки практических рекомендаций, однако явно указывают на необходимость дальнейшего изучения вопроса. Нужны более обширные и тщательные исследования, в частности, с учетом возраста двигателя, чтобы исключить влияние технического состояния.

### Список используемых источников

1. Шмидт А.Г. Мощностные показатели двигателя на режиме разгона автомобиля / Шмидт А.Г., Новохатный П.Н., Сытин К.Ю. // *Автомобильная промышленность*: Сб. науч. трудов. - № 7. – Москва, 1977. – с. 18-20.
2. Лурье М.И. Получение разгонной характеристики двигателя путем стендовых испытаний автомобиля / М.И. Лурье // *Автомобильная промышленность*: Сб. науч. трудов. – Москва, 1958. - № 8. - С.22-25.

3. Расчет нормативов разгона автомобиля на роликовом стенде / В.П. Волков, Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев, Д.А. Шалина // Вісник НТУ «ХПІ» Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012.– № 64(970) – С. 43-49 – Бібліогр.: 8 назв.

4. Петров В.А. Современная теория качения пневматического колеса и ее практическое приложение // Автомобильная промышленность: Сб. науч. трудов. –Москва, 1993. – №4. – с. 14-18.

5. Кисляков А. Производство силовой установки на базе двигателя ВАЗ 21126 / Александр Кисляков / [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.reaa.ru/cgi-bin/yabb/YaBB.plaction=print;num=1301511341>

Корпач Анатолій Олександрович, к.т.н., професор, Національний Транспортний Університет, [akorpach@ukr.net](mailto:akorpach@ukr.net)

Левківський Олександр Олександрович, к.т.н., фахівець з технічної підтримки, ТОВ «Віннер Імпорте Україна ЛТД», [oleksandr.levkivskiy@gmail.com](mailto:oleksandr.levkivskiy@gmail.com)

## МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДЕФЕКТІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ АНАЛІЗУ ШУМІВ ТА ВІБРАЦІЙ

Аналіз амплітудно частотного спектру та просторової орієнтації шумів та вібрацій автомобільних двигунів може використовуватись як інструмент досліджень дефектів та ступеню зношення деталей двигуна. Основна складність в процесі досліджень пов'язана з коректністю інтерпретації результатів, оскільки необхідно виділити шум або вібрацію, що викликана дефектом від нормальних фонових шумів та вібрацій двигуна та інших компонентів автомобіля.

Активний розвиток мікропроцесорних технологій та програмного забезпечення дозволив створити компактні діагностичні комплекси, що дозволяють спростити та автоматизувати процеси діагностики в умовах експлуатації. Програмне забезпечення аналізує амплітуду та частоту звукових коливань, що записуються високочутливим мікрофоном, частоту, амплітуду та напрямок просторових коливань, що зчитуються акселерометром в 3-х напрямках, а також робочі показники двигуна (наприклад частота обертання колінчастого валу), що зчитується зі штатних датчиків бортової системи діагностики (OBD2).

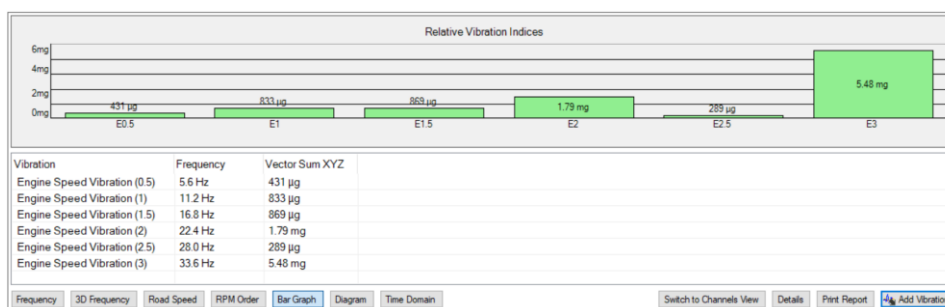


Рис. 1. Приклад інтерпретації результатів вимірювання



Результати вимірювань і розрахунки, виконані програмним забезпеченням на основі технічних характеристик двигуна (кількість та порядок роботи циліндрів, передаточні відношення в механізмі приводу допоміжного обладнання, і т.п.) інтерпретуються в графічному вигляді. Аналіз отриманої інформації дозволяє локалізувати дефектний компонент двигуна. Для підвищення точності результатів можливо змінювати місце розташування датчиків або використовувати декілька датчиків.

## Література

1. Pico Diagnostics. User's guide. – United Kingdom: Pico Technology, 2016. – 77 p.

Кривошапов Сергей Иванович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [keat@khadi.kharkov.ua](mailto:keat@khadi.kharkov.ua)

Зуев Владимир Александрович, ассистент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [vlal.zuyev@gmail.com](mailto:vlal.zuyev@gmail.com)

### **ПРИМЕНЕНИЕ СКАНЕРОВ OBD II В ПРОЦЕССЕ ДИАГНОСТИРОВАНИИ ИНДИВИДУАЛЬНЫМИ ВЛАДЕЛЬЦАМИ СВОИХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

В настоящее время основными владельцами и пользователями автомобилей являются люди, которые далеки от техники и транспорта. Однако на них возложены обязанности [1] в поддержании транспортного средства технически исправном состоянии, но для этого необходимы соответствующие технические средства и высокий уровень квалификации.

В процессе эксплуатации необходимо периодически контролировать техническое состояние автомобиля. Диагностирование позволяет по косвенным параметрам и без вмешательства в узлы и агрегаты устанавливать уровень работоспособности машины.

Различают внешнюю и встроенную систему диагностирования [2]. В последнем случае источником диагностической информации являются датчики системы управления, которые непосредственно установлены на автомобиле. Тогда отсутствует необходимость в дорогостоящих стендах, однако требуется устройство для передачи и представления информации пользователю.

Станции технического обслуживания используют профессиональные сканеры: KTS 560 фирмы Bosch, DS 150 CARS фирмы Delphi, китайский FCAR F7S-G, MaxiSYS PRO фирмы Autel и др. Небольшие СТО используют сканеры средней ценовой категории: Сканматик, Autocom, X431 Pro фирмы Launch.

Существуют сканеры и адаптеры, которые специализированы для определенной марки автомобиля: Nissan Consult III, Daewoo/Chevrolet Scan 100, Mercedes Star Compact 3, BMW HIT+2.01 CAS1 PROG, Volvo VIDA

DiCE, Mitsubishi MUT III, Renault CAN Clip, Toyota Denso Tester II, VW Super VAG K+CAN 2.0, Ford VCM II, Nissan Consult 4, GM MDI, DAF VCI560 DAVIE XDC II и др.

Разработаны недорогие любительские сканеры (адаптеры) семейства ELM327. Владельцы индивидуального транспортного средства могут приобрести такой сканер по цене 100...500 грн. (в зависимости производителя и от вида интерфейса).

Для работы сканера ELM327 необходимо использовать специализированное программное обеспечение, которое устанавливается на компьютер, планшет или смартфон. Основная функция программы – организовывать взаимодействие с аппаратной частью устройства, принимать информацию со сканера и представлять ее в удобном для пользователя виде.

В зависимости от типа операционной системы, которая установлена на устройстве пользователя, программное обеспечение разрабатывается для платформы под управлением: Windows (Win32, .NET, Win64), Linuks, Android, iOS и др. Могут быть использованы стандартные каналы связи (интерфейсы): USB, RS-232, Wi-Fi, Bluetooth и др.

Примеры распространенных программ используемых для диагностирования автомобиля через OBD-II разъем: Torque Pro, PCMScan Toad Pro, ScanTool AutoEnginuity, OBD II Auto Doctor, Movi Pro, EOBD Facile, EasyOBD и др.

Программа ScanMaster-ELM (<https://www.wgsoft.de>) позволяет выводить общую информацию об автомобиле, состоянии систем, зарегистрированных блоком управления коды ошибок, текущие параметры рабочих процессов, результат тестирования.

В процессе тестирования измеряется: ускорение, мощность, крутящий момент, частота вращения коленчатого вала двигателя, скорость автомобиля (обороты на вторичном валу).

Программа позволяет выводить на экран в реальном режиме следующие параметры:

- значение расчетной нагрузки;
- температуру охлаждающей жидкости;
- краткосрочную и долгосрочную коррекцию топливоподачи;
- давление в топливной рампе;
- абсолютное давление во впускном коллекторе;
- обороты двигателя;
- скорость движения автомобиля;
- величину опережения зажигания;
- температуру всасываемого воздуха;
- расход воздуха;
- абсолютное и относительное положение дроссельной заслонки;
- уровень топлива;
- давление и температуру окружающей среды;
- температуру масла;

- расход топлива и др.

Список параметров зависит от конкретного автомобиля, т.е. возможности конкретной марки транспортного средства передавать соответствующую информацию на диагностический разъем.

Для диагностирования автомобиля важны не только значения и предельные отклонения измеряемых сканером показателей, но также необходимо учитывать их взаимное сочетание. Необходимо исследовать изменение значений параметров в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов. Контролировать развития процессов во времени.

Рассмотрим примеры диагностирования автомобиля с использованием сканера ELM327. При ускорении измеряется частота вращения коленчатого вала двигателя и скорость автомобиля. По относительным значениям этих параметров можно установить качество срабатывания сцепления и отсутствие проскальзывания ведомого диска. Измеряя скорость автомобиля в процессе выбега во времени, используя математический аппарат [3], можно оценить состояние элементов трансмиссии и колес.

На рис. 1 представлены графики частоты вращения коленчатого вала двигателя и скорости автомобиля при разгоне и выбеге.

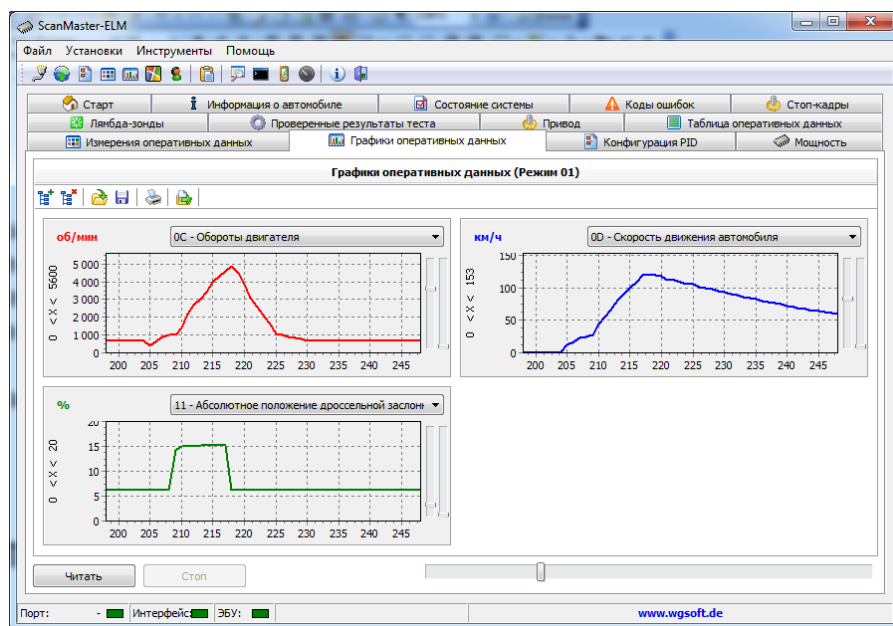


Рисунок 1 – Графическое представление режима разгона и замедления автомобиля в программе ScanMaster-ELM

К сожалению, функциональность программного обеспечения ограничена представлением измеряемых данных на экране и запись их в файл. Это может быть достаточно для специалиста, но для большинства индивидуальных владельцев необходимо создавать дополнительные модули и программы для обработки информации и постановки диагноза о состоянии элементов и систем автомобиля. Дальнейшие исследования будут направлены на создание математической модели анализа данных и постановки диагноза.

## Литература

1. Про Правила дорожнього руху [електронний ресурс] / Постанова Кабінет Міністрів України від 10 жовтня 2001 р. № 1306. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-%D0%BF#Text>.
2. Говорущенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей [Текст] / Н. Я. Говорущенко, проф., д-р техн. наук. - Москва : Транспорт, 1970. - 254 с. : ил.; 22 см.
3. Дорожное диагностирование легковых автомобилей : [монография] / Э. Х. Рабинович, В. П. Волков, Е. А. Белогулов, А. В. Дитятьев, В. А. Зуев, Ю. В. Зыбцев, М. Х. Буравцев, С. П. Тарасов; ред.: Э. Х. Рабинович; Харьков. нац. автомобил.-дорож. ун-т. - Харьков : Панов А. Н., 2018. – 255 с. - Библиогр.: с. 195-204 - рус.

Кужель Володимир Петрович, к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет, [kuzhel2017@gmail.com](mailto:kuzhel2017@gmail.com), [kuzhel\\_v@vntu.edu.ua](mailto:kuzhel_v@vntu.edu.ua)

### ВИМІРЮВАННЯ ДАЛЬНОСТІ ВИДИМОСТІ ДОРОЖНІХ ОБ'ЄКТІВ В ТЕМНУ ПОРУ ДОБИ

Відомо, що в нічний час інтенсивність руху транспортних засобів і пішоходів зменшується в 15 разів, проте аварійність скорочується значно менше, а важкість дорожньо-транспортних пригод (ДТП) зростає [1]. Близько 50% ДТП (в темну пору доби до 90%) складають наїзди на пішоходів, які й були вибрані в роботі в якості основних тест-об'єктів розрізнення. В свою чергу, за існуючою методикою [2] дальність видимості визначають саме при проведенні дорожнього експерименту. Аналіз опублікованих праць показує, що ефективність систем освітлення досліджується лабораторними методами і дорожніми експериментами [3]. Перевага дорожніх досліджень в тому, що вони проводяться в умовах, близьких до реальної експлуатації - це зумовлює практичну цінність їх результатів. При перевірці відповідності фар вимогам (Правила №1 КВТ СЕК ООН) сполучають контрольні точки і зони світлового пучка з перспективою дороги, яка зображена на вимірювальному екрані (рис. 1) [2]. Умови проведення експерименту з визначення видимості при автотехнічній експертизі ДТП. Повинні враховуватись усі фактори, що впливають на видимість: погодні умови (сніг, дощ, туман і т.д.); тип, стан і колір покриття, наявність дорожньої розмітки; освітленість (штучне і природне освітлення не повинно суттєво відрізнятися від того, які були на момент ДТП). Підготовчий етап включає заходи по підборі учасників експерименту, транспортного засобу, що приймав участь у ДТП або об'єкту, який його замінює, видимість якого потрібно встановити (ТЗ, велосипедиста, пішохода і т.п.), узгодження часу проведення експерименту, необхідні реконструкції ділянки проведення експерименту, а також заходи по забезпеченню безпеки експерименту [1, 2]. Далі з місця водія спостерігач і поняті визначають загальну видимість дороги,

тото місце, до якого дорога проглядається, наприклад, межа правої кромки проїзної частини з обочиною.

В дослідженні як правило є 3 спостерігача з гостротою зору 0,9...1,0. Як допоміжні засоби були використані: люкметр, 20-метрова рулетка, жилет зі світловідбиваючими елементами, світловідбивач, крейда для розмітки проїзної частини, пронумеровані фішки, ліхтар. Кожен конкретний експеримент проводився 2 рази у прямому та зворотному напрямках дороги, в свою чергу значення дальності видимості вимірювались по 3 рази.

Отже наведемо алгоритм проведення експерименту: 1. Легковий автомобіль встановлюється передньою частиною уздовж дороги, поблизу правого узбіччя. По краю правого узбіччя відносно автомобіля встановлюються фішки. 2. При роботі двигуна на середніх обертах колінчатого валу вмикається дальнє світло фар, а спостерігачі разом із водієм спостерігають з кабіни, як інший учасник експерименту зі світловідбивачем рухається від автомобіля, тримаючи світловідбивач в 20 см від землі. 3. При цьому світловідбивач повертається площиною і ребром через крок.

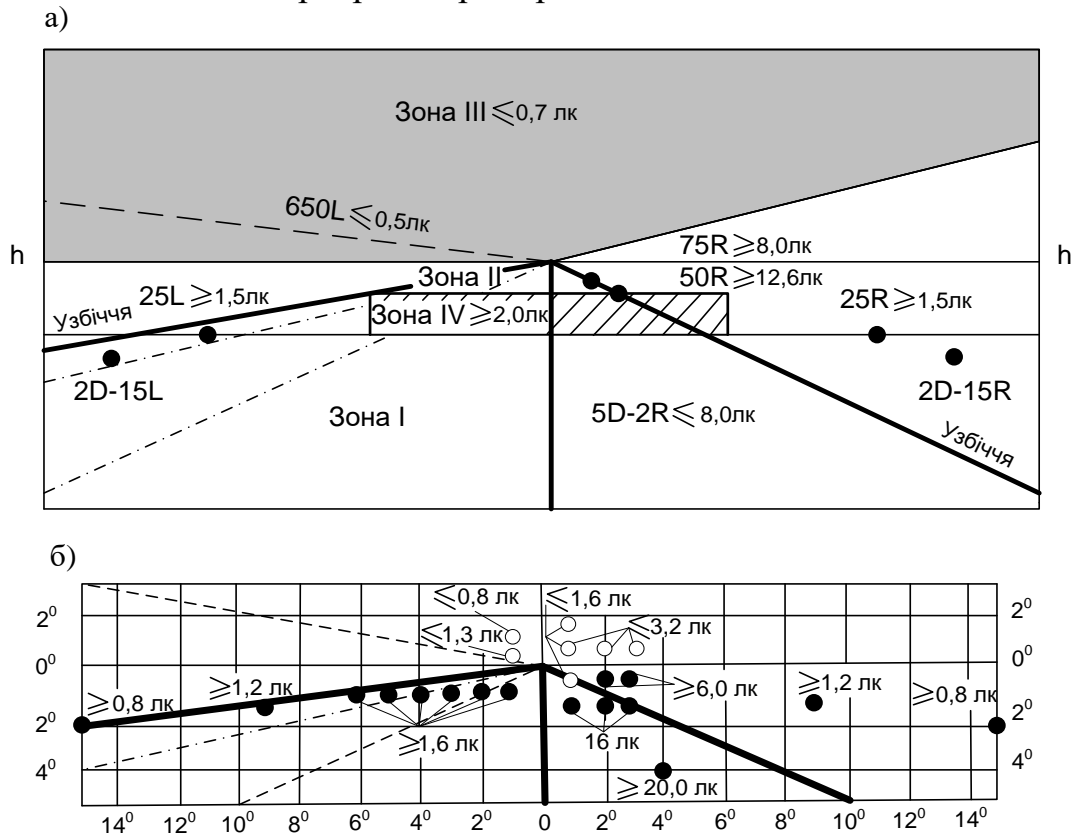


Рисунок 1 - Перспектива двополосної дороги (а) і вимірювальний екран (б):  $\circ$  - точки, у яких обмежується верхня границя сили світла;  $\bullet$  - точки, у яких обмежується нижня границя сили світла

4. В момент виходу учасника експерименту за межі видимості світловідбивача подається сигнал для його зупинки і визначається точна межа видимості для даних дорожніх умов, від якої вимірюється відстань до передньої частини транспортного засобу. 5. Тест-об'єкт (пішохід) віддаляється вздовж правого узбіччя від автомобіля на відстань, яка дозволяє йому залишатися невидимим. 6. Автомобіль з трьома спостерігачами зі швидкістю 3 - 4 км/год. (для безпеки

експериментальних досліджень більша швидкість не рекомендується) наближається до розташованого на дорозі тест-об'єкту. Коли перешкода добре розрізняється за зовнішніми ознаками, автомобіль зупиняють і заміряють відстань між його передньою частиною і перешкодою. 7. Експерименти пункту № 6 виконуються для тест-об'єктів у світлому (рис. 2, а) та темному (рис. 2, б) одязі, одязі зі світловідбиваючими елементами (рис. 2, в).

Наведемо результати випробувань автомобіля Opel Astra G – побудовану залежність дальності видимості від характеристик об'єкта розрізнення та його розташування на дорозі (рис. 2: 1 - тест-об'єкт (загальна видимість); 2 - тест-об'єкт (пішохід) у світлому одязі; 3 - тест-об'єкт (пішохід) у темному одязі; 4 - тест-об'єкт (пішохід) у одязі зі світловідбиваючими елементами;  $S_B$  - дальність конкретної видимості;  $S_V$  - дальність силуетної видимості,  $S_B$  - дальність видимості;  $b$  - ширина дорожнього полотна).

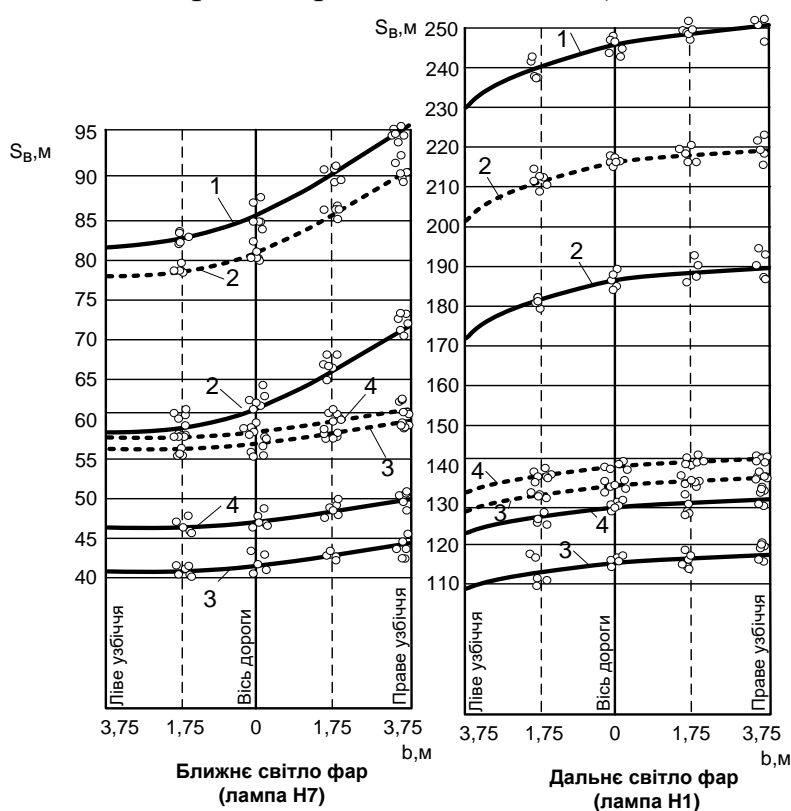


Рисунок 2 – Експериментальна залежність дальності видимості від характеристик об'єкта розрізнення для фар з лампами Н7, Н1

Отже, при проведенні експериментів в темну пору доби слід враховувати велику кількість факторів: погодні умови, тип і стан дорожнього покриття, особливості об'єкту розрізнення і його розташування. Пішохід у світлому одязі має на 30% більше шансів бути розпізнаним в темну пору доби, а отже ймовірність попадання його в ДТП значно нижча, ймовірність розпізнавання пішохода у одязі зі світловідбиваючими елементами ще вища, що підтверджує необхідність застосування цих елементів на одязі пішоходів в темну пору доби.

## 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. Скляров. – Харьков: ХНАДУ, 2010. – 476 с.

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

3. Кужель В. П. Зменшення невизначеності вихідних даних при автотехнічній експертизі ДТП в темну пору доби / В. П. Кужель // Вісник національного технічного університету «ХП». Серія «Автомобіле- та тракторобудування». № 10 (1119), Харків, НТУ «ХП», 2015. – С. 107 – 114.

Кузьмін Віктор Степанович, ст. викл., Донбаська національна академія будівництва і архітектури, [v.s.kuzmin@donnaba.edu.ua](mailto:v.s.kuzmin@donnaba.edu.ua)

Кузьміна Вікторія Павлівна, асистент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури

Гетман Дмитро Сергійович, магістр, Донбаська національна академія будівництва і архітектури

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИТРАТ НА ВПЛИВ ЯКОСТІ ПОСЛУГ АВТОСЕРВІСУ**

Автосервісні підприємства (АСП) є складовою інфраструктури автомобільного транспорту і основною ланкою з надання комплексу послуг автосервісом споживачу. Вони несуть основне навантаження по задоволенню потреб автовласників у послугах з технічного обслуговування і ремонту автомобілів.

Стрімкий розвиток сервісної мережі посилює конкурентну боротьбу на ринку послуг і формує практично для всіх автосервісних підприємств проблему підвищення якості виробничого процесу і сервісної послуги. Підвищення якості потребує економічних обґрунтувань напрямків технічного, технологічного і організаційного розвитку виробництва якісних послуг, що і визначає актуальність досліджень.

При дослідженнях систем управління якістю постійно аналізуються економічність витрат на проведення заходів в області підвищення і забезпечення якості [1, 2, 3, 4].

В управлінні якістю послуг головним є співставлення об'єкта якості в часі і просторі з проектними характеристиками. На процес витрат на забезпечення якості впливає значна частина властивостей, які послуга отримує в процесі виробництва. В сукупності вони формують ефективність процесу виробництва якісної послуги [4, 5].

Найбільшу популярність у дослідників і практиків має така класифікація витрат на якість [1, 4, 5]: попереджувальні витрати - витрати на дослідження,



попередження і зниження ризику невідповідності послуги; оціночні витрати - вартість оцінки досягнення необхідної якості, що включає, наприклад, вартість контролю, що здійснюється на будь-якому етапі життєвого циклу продукції; витрати внаслідок внутрішніх відмов - витрати через невідповідності або дефекти, виявлені усередині процесу на будь-якому етапі; витрати внаслідок зовнішніх відмов - витрати через невідповідність або дефекти, виявлені після передачі об'єкта обслуговування споживачеві.

Метою досліджень є підвищення якості автосервісних послуг за рахунок організації більш ефективного використання матеріальних ресурсів на покращення процесу технічного обслуговування і ремонту автомобілів.

Управління витратами на підвищення та забезпечення якості може бути ефективним при системному підході до проблеми. Необхідно налагодити роботу системи управління витратами на якість таким чином, щоб були сформовані найбільш вагомими напрямки вкладання коштів в якість. Має бути розроблений механізм аналізу витрат, які здійснюються на кожному етапі виробництва і по кожному напрямку, а також принципи оцінки, моніторингу, планування, корегування і управління витратами. Необхідно розробити порядок вибору найбільш ефективних напрямків, регламентувати порядок збирання, обробки інформації про всі види витрат на якість, розробити процедури її обробки та аналізу.

Основними показниками якості послуг є: відношення до споживача працівників станції, гарантії якості послуги, доступність послуги [2, 5]. Ці показники визначають сприйняття послуги споживачем.

Сукупність очікуваних споживачем параметрів якості послуги, залежить від якості, досконалості, ефективності виробничого процесу.

Основними напрямками підвищення якості виробництва автосервісних послуг є сукупність різнопланових напрямків, які включають:

Технічні: розробка і впровадження, засобів контролю і вимірювань показників якості; впровадження новітніх технологічного устаткування і оснащення.

Технологічні: впровадження новітніх технологій; вдосконалення окремих складових технологічних процесів; використання якісних матеріалів і ресурсів.

Організаційні: впровадження сучасних форм і методів організації виробництва; оптимізація системи управління виробництвом; впровадження формалізованих методів управління; впровадження і оптимізація систем управління якістю.

Економічні: забезпечення цінової конкурентоспроможності послуги; визначення оптимальних напрямків інвестування якості послуг; оптимізація рівня витрат на забезпечення якості за напрямками діяльності.

Соціально-психологічні: забезпечення ефективності підбору і використання кадрів; забезпечення підвищення кваліфікації працівників; мотивація підвищення якості послуг.

Оцінити ефективність вкладень в якість і більш точно визначити напрямки і розміри витрат можна за допомогою загальновідомого методу ABC.



## Література

1. Волгин В.В. Автомобильный дилер: практическое пособие по маркетингу и менеджменту сервиса и запасных частей.- М.: Ось-89, 1997-224с.
2. Качество инновационного продукта / Е.Л. Пархоменко, Б.И. Герасимов, Л.В. Пархоменко. -Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. 116с.
3. Управление затратами на предприятиях. Учебник. / В.Г. Лебедев, Т.Г. Дроздова, В.П. Кустарёв и др.: Под общ. ред. Г.А. Краюхина. – СПб.: Издательский дом “Бизнес-пресса”, 2000. – 277 с.: ил.
4. ДСТУ ISO-9004-2-95. Управління якістю та елементи системи якості: частина 2. Вказівки по послугах.
5. Джон Шоттміллер. Витрати на якість стимулюють процеси безперервного вдосконалення // Методи менеджменту якості. - 2003.- № 2.- С. 62-65.

Курносенко Дар'я Вікторівна, аспірант, Херсонська державна морська академія,  
[dasha10021991@gmail.com](mailto:dasha10021991@gmail.com)

### **МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПІДШИПНИКІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ НА ХАРАКТЕР ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ МАСЛА В ГОЛОВНІЙ МАСЛЯНІЙ МАГІСТРАЛІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА Д246.4**

**Вступ.** Високообертові дизельні двигуни (ВОД) знайшли широке застосування в автотракторній техніці, в приводах стаціонарних дизель-генераторів а також в якості допоміжних двигунів суднових енергетичних установок. Підвищення ступеня автоматизації суден вимагає забезпечення двигунів засобами безперервного діагностування технічного стану систем та механізмів. Найбільш розповсюдженим в системах діагностування сучасних високооберткових двигунів внутрішнього згоряння є контроль параметрів тиску, температури та витрат робочих рідин, а також параметрів протікання робочих процесів та частоти обертання колінчастого валу. Нажаль, контроль технічного стану підшипників колінчастих валів ускладнено внаслідок відсутності можливості монтажу датчиків на обертові деталі та вузли а також відсутності надійних способів та чітких алгоритмів обробки та виділення діагностичних ознак у наявних сигналах зі штатних датчиків.

До основних несправностей та пошкоджень деталей КШМ відносять:

- підвищений знос шатунних та корінних підшипників;
- перегрів підшипника(ів).

Ці несправності в основному викликані зміною властивостей моторного масла, стану масляного насоса та його елементів, а також стану масляного фільтра. У деяких випадках відбувається втомне та електроіскрове (двигуни дизель-генераторів) пошкодження робочого шару. Основна маса виходу з ладу підшипників КШВ відбувається внаслідок недотримання вимог до ремонтної документації та культури складання. Всі ці фактори мають місце при експлуатації суднових ВОД. Тому визначення діагностичних показників, що

вказують початковий етап пошкодження підшипників колінчастого валу, є важливим завданням, вирішення якого надає можливості підвищити рівень експлуатаційної надійності транспортних ДВЗ.

**Метою дослідження** є встановлення взаємозв'язків між режимом навантаження, технічним станом підшипників колінчастого валу, елементів масляної системи та моторного масла на характер пульсацій тиску в головній масляній магістралі. Для встановлення таких взаємозв'язків необхідно визначити наступні вихідні дані:

- показники гідравлічних опорів елементів гідравлічного контуру системи мащення;
- граничні умови, що характеризують як умови експлуатації (характеристики моторного масла, конструкція зубчастого зачеплення масляного насосу, конструктивні особливості підшипників ковзання та ін.).

**Основна частина.** Рівняння граничних умов, що описують фізичні закономірності, які мають місце в гідравлічних контурах та зазвичай використовуються для розрахунку систем мащення є [1]:

- рівняння балансу об'ємів масла;
- рівняння руху елементів системи мащення та КШМ;
- рівняння збереження нерозривності та енергії потоку.

Розрахунок систем мащення та КШМ є складним внаслідок необхідності визначення витрати масла через кожне розгалуження, оптимізації компоновки системи мащення, залежності гідравлічних опорів та витрати масла через них. В загальному виді вираз, що описує витрату масла через елементи системи представляють як [2]:

$$G_k = G_k(\Delta p_k, \mu_k),$$

- де  $G_k$  – об'ємна витрата масла;  
 $\Delta p_k$  – перепад тиску на елементі системи;  
 $\mu_k$  – динамічна в'язкість масла.

Витрата масла  $G_k$  через кожен елемент є нелінійною функцією перепаду тиску на ньому  $\Delta p_k$  та динамічної в'язкості масла  $\mu_k$ .

В якості прототипу використаємо систему мащення високообертового дизельного двигуна Д-246.4. Система мащення двигуна комбінована (рис. 1): частина деталей змащується під тиском, а частина – розбризкуванням.

Підшипники колінчастого та розподільного валів, втулка проміжної шестерні, механізм приводу клапанів (коромисел) та підшипники ротору ГТН змащуються під тиском від масляного насосу. Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного валу та привід ПНВТ змащуються розбризкуванням. На двигуні встановлено повнопоточний масляний фільтр із нерозбірним паперовим фільтрувальним елементом та рідинно-масляним теплообмінником.

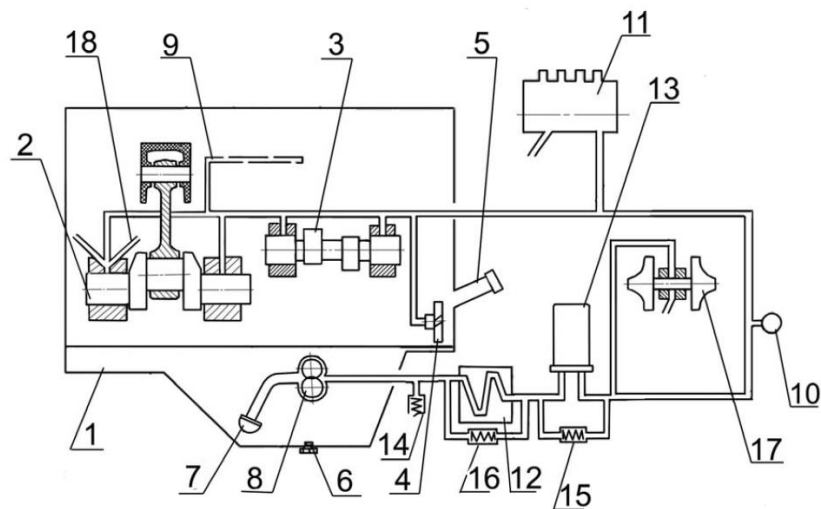


Рисунок 1 – Схема системи мащення: 1 – картер масляний; 2 – вал колінчастий; 3 – вал розподільний; 4 – шестерня проміжна; 5 – горловина маслозаливна; 6 – пробка масляного картера; 7 – маслоприймач; 8 – насос масляний; 9 – масляний канал осі коромисел; 10 – датчик тиску масла; 11 – паливний насос високого тиску; 12 – радіатор масляний; 13 – фільтр масляний; 14 – клапан запобіжний; 15 – клапан перепускний; 16 – клапан редукційний; 17 – газотурбонагнітач; 18 – форсунки охолодження поршнів

Спрощену гідравлічну схему мащення підшипників двигуна Д246.4, що змащуються під тиском представлено на рис. 2.

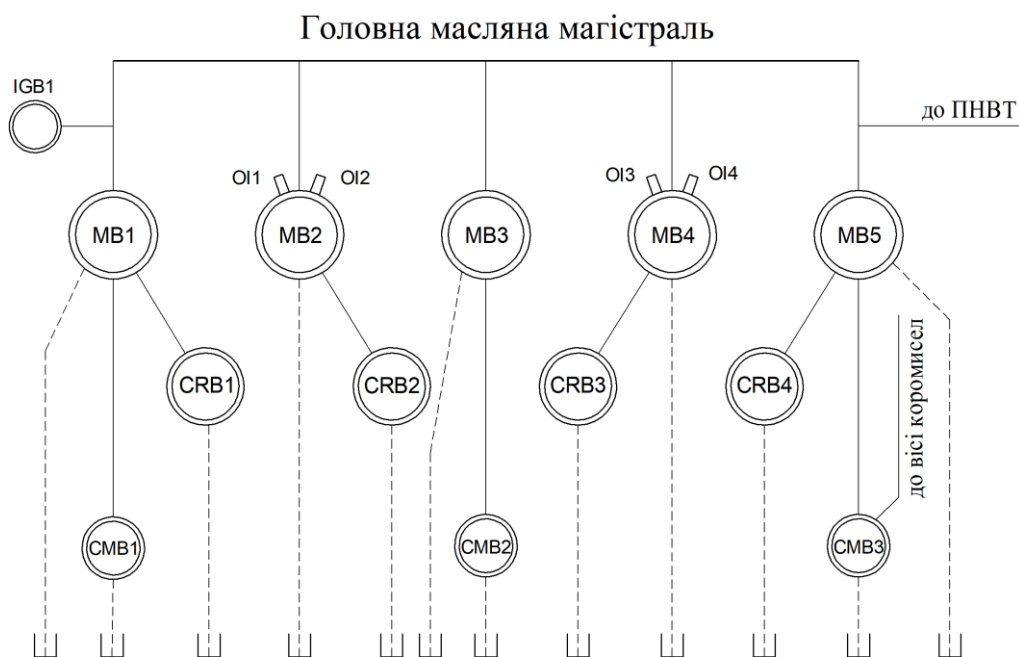


Рисунок 2 – Розгалуження системи мащення, що забезпечують подачу моторного масла до підшипників дизельного двигуна Д246.4

Згідно представленої схеми масло з головної магістралі двигуна каналами в блоці циліндрів надходить до всіх корінних підшипників MB1...MB5

колінчастого і підшипників розподільного валів. Від корінних підшипників по каналах в колінчастому валі масло надходить до всіх шатунних підшипників CRB1...CRB4. Від першого корінного підшипника MB1 масло по спеціальних каналах надходить до втулок проміжної шестерні IGB1 і шестерні приводу паливного насоса, а також до паливного насоса. Деталі клапанного механізму змащуються маслом, що надходить від заднього підшипника розподільного валу СМВ3 по каналах в блоці, голівці циліндрів, свердління в 4-ій стійці коромисел у внутрішню порожнину осі коромисел і через отвір до втулки коромисла, від якої по каналу йде на регулювальний гвинт і штангу. Масло до підшипникового вузла турбокомпресора надходить по трубці, яку підключено на виході з корпусу масляного фільтра. З підшипникового вузла турбокомпресора масло по трубці відводиться в масляний картер (на рисунку не показано). З форсунок ОІ1 та ОІ2 масло подається на поршні для їх охолодження.

Розташування масляних каналів мащення рамових підшипників та підшипників розподільного валу й осі коромисел представлено на рис. 3.

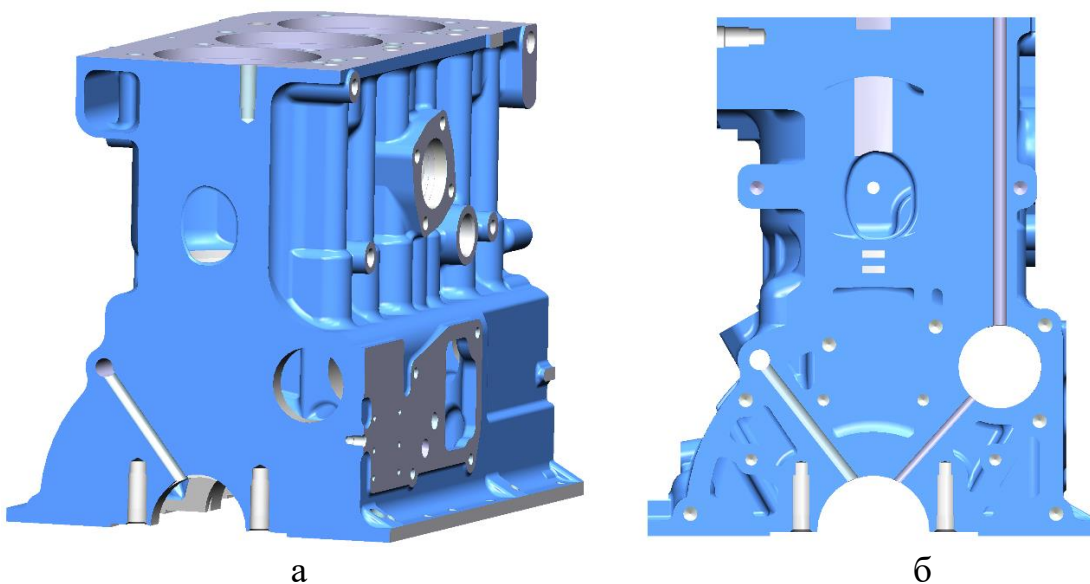


Рисунок 3 – Розташування масляних каналів мащення рамових підшипників (а), підшипників розподільного валу та осі коромисел (б)

Особливості компоновання масляних каналів колінчастого валу представлено на рис. 4.

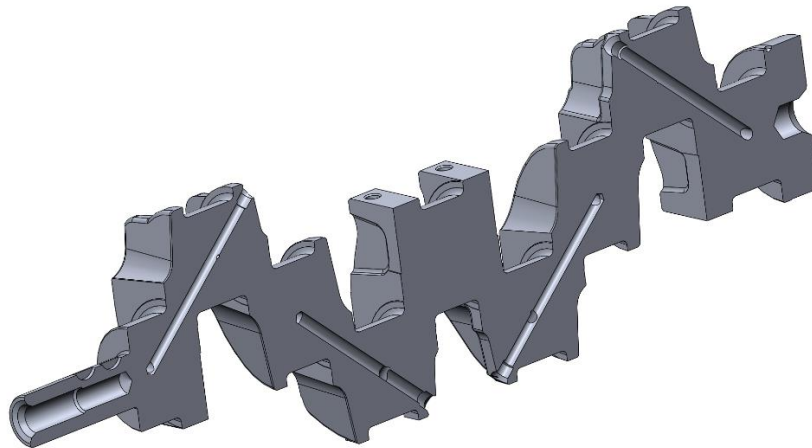


Рисунок 4 – Компонування масляних каналів колінчастого валу

Подальші розрахунки необхідно вести із урахуванням умов експлуатації підшипникових вузлів, специфіки комплектування та геометрії змащувальних каналок, конструкції корінних та шатунних вкладишів. Для попередньої оцінки впливу різних (як конструктивних, так і експлуатаційних) факторів доцільно застосування програмних комплексів, таких як GT-SUITE. На рис. 5 представлено спрощену 2D модель системи мащення.

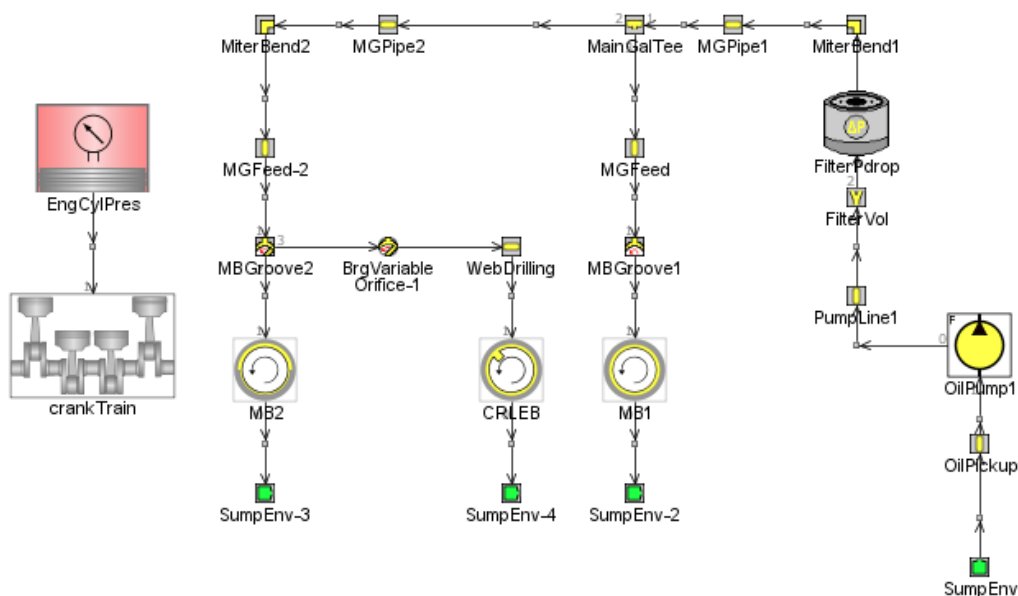


Рисунок 5 – 2D модель контуру системи мащення

У цю модель включені наступні елементи контуру системи мащення:

- масляний насос;
- головна масляна магістраль;
- два корінних підшипника (кожен з повною окружною канавкою);
- один шатунний підшипник (з одним отвором для подачі масла);
- масляний фільтр (враховується перепад тиску та витрата).

Існує кілька способів моделювання характеристик масляного насоса, включаючи фіксовану продуктивність або тиск (постійний або коливальний) за

допомогою шаблонів EndEnvironment і EndFlowInlet або якщо карту роботи насоса надано виробником, а саме витрату та ефективність, як функцію частоти обертання двигуна, тиску на виході та температури, тоді може використовуватися шаблон насоса. Крім того, якщо відомо подачу насоса, можливо, найпростіше використовувати шаблон PumpMotorPosDisp. Крім того, детально насос може бути змодельований з примітивних компонентів потоку для прогнозування пульсації тиску.

Показники масляного фільтра задаються через падіння тиску та швидкість потоку, але геометричні показники часто не завжди відомі. В такому випадку пропонується моделювати приблизний об'єм масляного фільтра та охолоджувача за допомогою проточки і моделювати опір через ці компоненти або з OrificeConn з із регульованим діаметром та  $C_d$ , або з PressureLossConn. В даній моделі ми визначимо падіння тиску масляного фільтра за допомогою PressureLossConn. PressureLossConn може вказувати на шість різних характерних об'єктів падіння тиску. Кожен такий об'єкт має різний спосіб визначення перепаду тиску. FlowPDropPowerLaw можна використовувати для визначення падіння тиску від швидкості потоку за математичною залежністю, FlowPDropLossCoef можна використовувати для визначення коефіцієнта втрат тиску елемента, FlowPDropTableRef накладає безрозмірний коефіцієнт втрат тиску та від числа Рейнольдса на основі падіння тиску порівняно із витратою. Дані витрати, що вводяться при одній температурі рідини, і FlowPDropSimple можуть використовуватися, коли доступні значення лише одного падіння тиску і температури потоку.

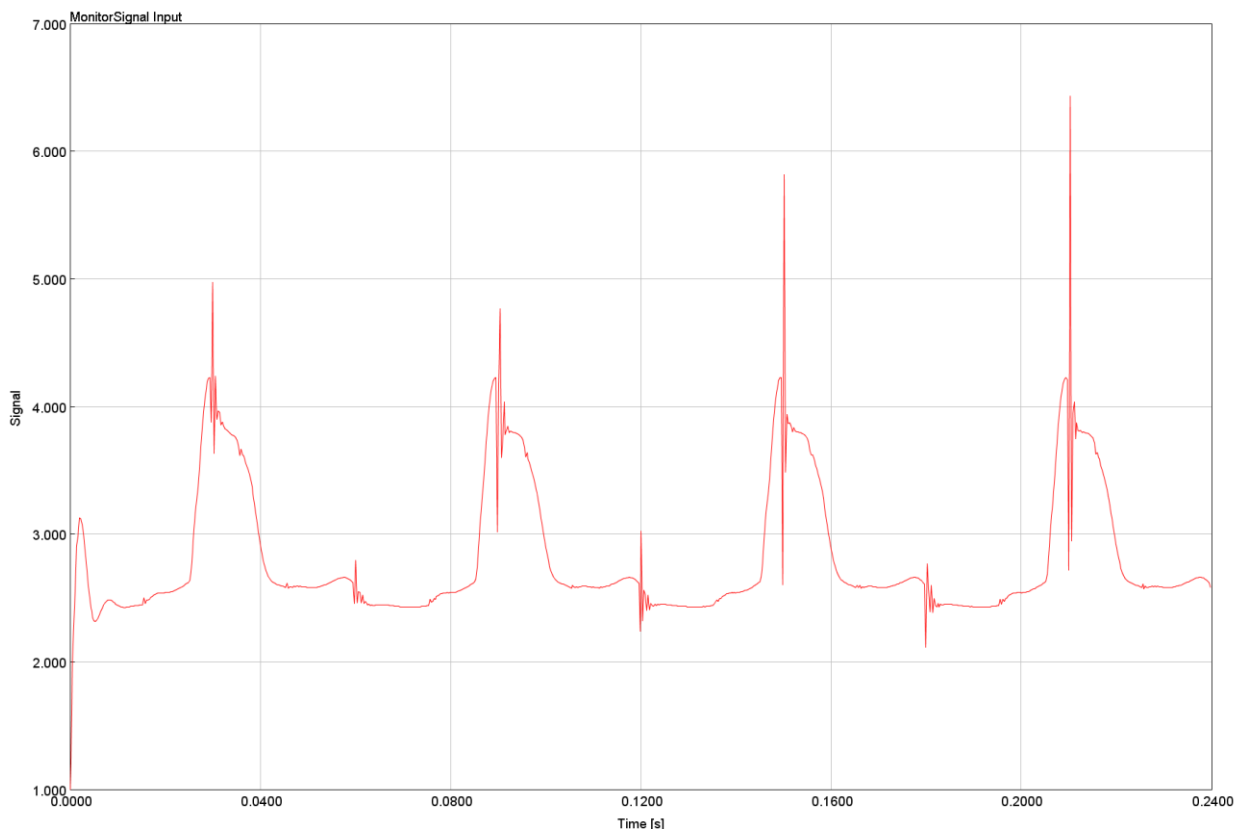


Рисунок 6 – Залежність тиску в центральній магістралі за часом

Витратні характеристики підшипників моделюються із урахуванням об'єму канавок, орієнтації свердлінь в щоці між корінним і шатунним підшипником а також основними геометричними параметрами підшипників.

Приклад визначення пульсацій тиску за період 0,24 с при частоті обертання колінчастого валу двигуна  $2000 \text{ хв}^{-1}$  представлено на рис. 6.

При аналогічних умовах експлуатації зміна тиску в масляній магістралі, що живить перший рамовий підшипник MB1 представлено на рис. 7.

Для детального аналізу джерел пульсації тиску, застосування програмного комплексу надає можливості виділити характер пульсації при роботі окремих вузлів кривошипно-шатунного механізму, елементів системи мащення. Особливий інтерес представляє моделювання несправностей елементів системи мащення, зміна в'язкості моторного масла як в сторону підвищення, так і розрідження дизельним паливом, умови холодного пуску та зміни режимів навантаження.

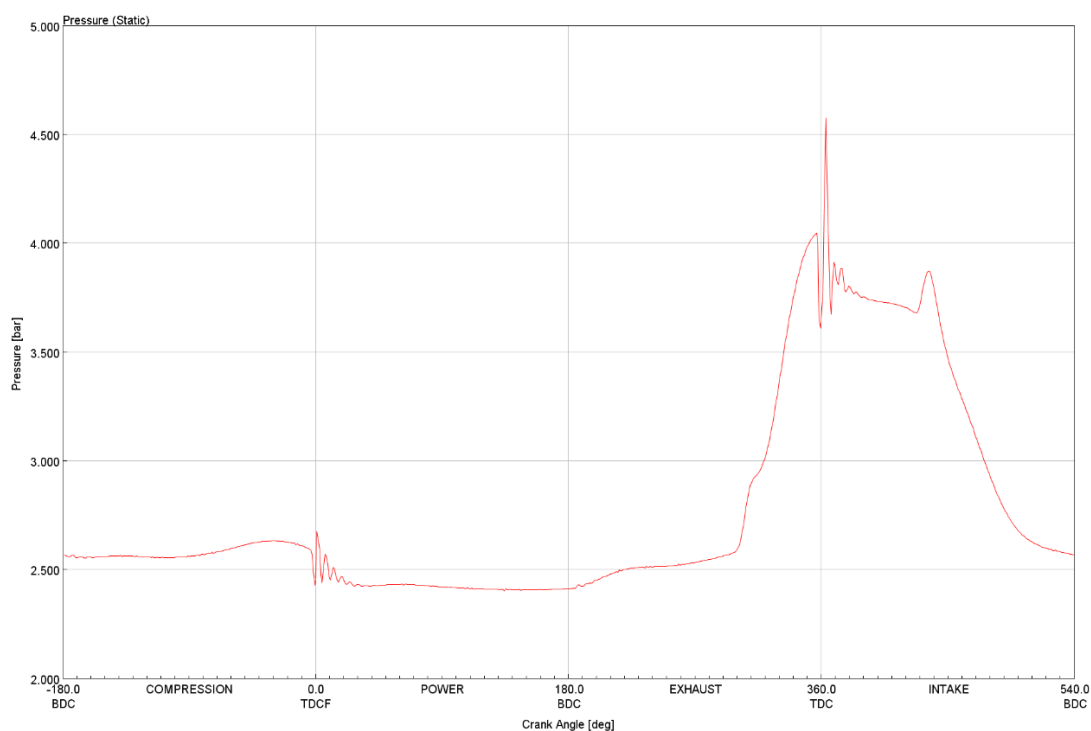


Рисунок 7 – Розподіл тиску в масляному каналі живлення першого рамового підшипника за кутом обертання колінчастого валу

**Висновки.** Дослідження характеру пульсацій в головній масляній магістралі є важливим діагностичним показником визначення несправності елементів системи мащення та технічного стану підшипників колінчастих валів ДВЗ. Складності розрахунку пульсацій в системах мащення ДВЗ виникають внаслідок необхідності визначення витрати масла через кожне розгалуження, оптимізації компонування системи мащення, залежності гідравлічних опорів та витрати масла через них. Представлено особливості компонування розгалужень масляних каналів, що живлять підшипники ДВЗ Д246.4. Дослідження показників пульсацій в головній масляній магістралі в залежності від зміни

умов експлуатації та технічного стану підшипників колінчастого валу доцільно проводити за допомогою програмного комплексу GT-SUITE.

### Література

1. Гриценко, А. В. Диагностирование подшипников кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания по параметрам пульсации давления в центральной масляной магистрали [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / А. В. Гриценко. — Челябинск: ЧГАУ, 2009.
2. Автомобильные двигатели под ред. М.С. Ховаха. М.: Машиностроение. 1977.- 591 с.
3. Manring, N.D. and Kasaragadda, S.B. The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME, vol. 125, 2003, 396-404.

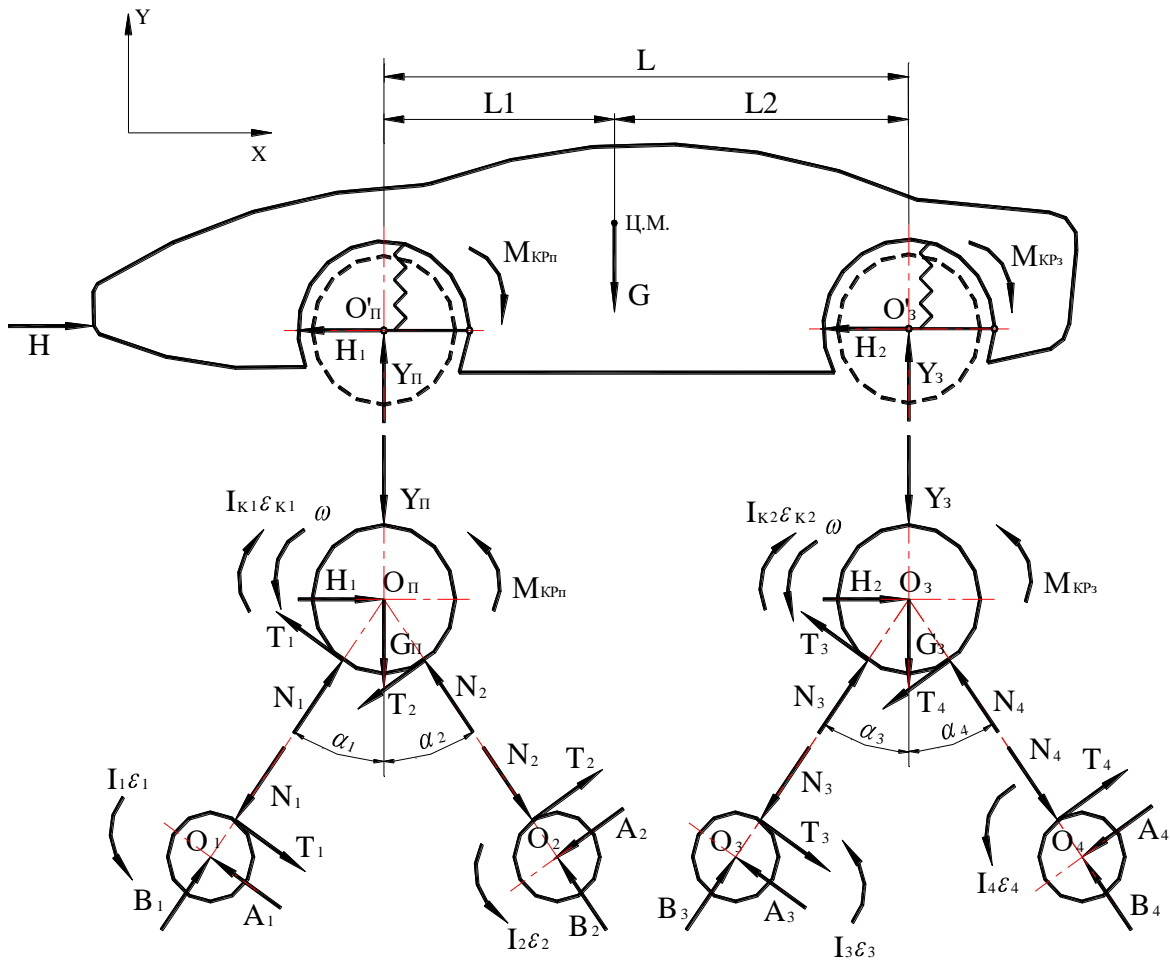
Мармут Ігор Арнольдович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [mia2005.62@ukr.net](mailto:mia2005.62@ukr.net)

### **СИЛОВА ВЗАЄМОДІЯ АВТОМОБІЛЯ З ПОВНООПОРНИМ СТЕНДОМ ПРИ ПЕРЕВІРЦІ В ТЯГОВОМУ РЕЖИМІ**

Найбільш підходящим засобом рішення завдання діагностування повнопривідних автомобілів є застосування модульного повноопорного інерційного роликового стенда [1].

Для визначення коефіцієнта використання навантаження при тягових випробуваннях автомобіля 4x4 необхідно зробити силовий аналіз системи «автомобіль-стенд». Розрахункова схема системи небагато відрізняється від схеми для гальмових випробувань і представлена на рисунку 1.





$M_{KP\Pi}$ ,  $M_{KP3}$  – крутні моменти на переднім і заднім колесах;  $G$ ,  $G_{\Pi}$ ,  $G_3$  – ваги кузова без переднього і заднього мостів і коліс, переднього і заднього мостів з колісми;  $H_1$ ,  $Y_{\Pi}$  – складові зусилля в передній підвісці;  $H_2$ ,  $Y_3$  – складові зусилля в задній підвісці;  $H$  – зусилля в кріпильному з'єднанні

Рисунок 1 – Схема сил у системі автомобіль-стенд при тягових випробуваннях автомобіля 4x4 на інерційному стенді зі зв'язком між роликами

Силовая модель розглянутої системи, як і для гальмівних випробувань, повинна містити в собі рівняння рівноваги кузова і двох мостів і рівняння руху роликів і коліс [2].

Рівновага переднього колеса:

$$\Sigma X = -T_1 \cdot \cos \alpha_1 - T_2 \cdot \cos \alpha_2 + N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 + H_1 = 0, \quad (1)$$

$$\Sigma Y = T_1 \cdot \sin \alpha_1 - T_2 \cdot \sin \alpha_2 + N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 - (Y_{\Pi} + G_{\Pi}) = 0. \quad (2)$$

Рівновага заднього колеса:

$$\Sigma X = -T_3 \cdot \cos \alpha_3 - T_4 \cdot \cos \alpha_4 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - N_4 \cdot \sin \alpha_4 + H_2 = 0, \quad (3)$$

$$\Sigma Y = T_3 \cdot \sin \alpha_3 - T_4 \cdot \sin \alpha_4 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_4 \cdot \cos \alpha_4 - (Y_3 + G_3) = 0. \quad (4)$$

Рівновага кузова:

$$\Sigma X = -H_1 - H_2 + H = 0, \quad \Sigma Y = -G + Y_{\Pi} + Y_3 = 0 \quad (5)$$

$$\Sigma M_{O_3} = M_{KP\Pi} + M_{KP3} + Y_{\Pi} \cdot L - G \cdot L_2 = 0.$$

Рух передніх коліс:

$$-M_{KP\Pi} + I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} + (T_1 + T_2) = 0. \quad (6)$$

Рух задніх коліс:

$$-M_3 + I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} + (T_3 + T_4) = 0. \quad (7)$$

Рух барабанів:

$$\begin{aligned} -I_1 \cdot \varepsilon_1 + T_1 \cdot r &= 0, & -I_2 \cdot \varepsilon_2 + T_2 \cdot r &= 0, \\ -I_3 \cdot \varepsilon_3 + T_3 \cdot r &= 0, & -I_4 \cdot \varepsilon_4 + T_4 \cdot r &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Так само, як і при гальмових випробуваннях, система виявляється статично невизначеною через наявність зайвих невідомих – горизонтальних реакцій у підвісках обох осей  $H_1$  і  $H_2$ .

Перетворивши формули (8), одержимо:

$$T_1 = \frac{m_1 \cdot M_{KP\Pi}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_2 = \frac{m_2 \cdot M_{KP\Pi}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_3 = \frac{m_3 \cdot M_{KP3}}{m_{C2} \cdot R}, \quad T_4 = \frac{m_4 \cdot M_{KP3}}{m_{C2} \cdot R}. \quad (9)$$

Знаходження горизонтальних реакцій  $H_1$  і  $H_2$  виконується аналогічно гальмівним випробуванням:

$$H_1 = h_1 \cdot M_{KP\Pi}; \quad H_2 = h_2 \cdot M_{KP3}. \quad (10)$$

Вертикальні зусилля в передній і задній підвісках:

$$Y_{\Pi} = \frac{G \cdot L_2 - (M_{KP\Pi} + M_{KP3})}{L}; \quad Y_3 = \frac{G \cdot L_1 + (M_{KP\Pi} + M_{KP3})}{L}. \quad (11)$$

Повні навантаження на колеса:

$$G_{K\Pi} = Y_{\Pi} + G_{\Pi} = G_{\Pi CT} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}; \quad G_{3\Pi} = Y_3 + G_3 = G_{3CT} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}. \quad (12)$$

Радіальні реакції  $N_1, N_2, N_3, N_4$  при тягових випробуваннях визначаємо зі спільного рішення пар рівнянь (1) і (2), (3) і (2.4):

$$N_1 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[ \frac{-h_1}{\operatorname{tg}\alpha_2} + \frac{m_1 \cdot (\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 - \sin\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2) + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha_2} \right] + G_{\Pi CT} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_1 + \sin\alpha_1 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_2}; \quad (13)$$

$$N_2 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[ \frac{h_1}{\operatorname{tg}\alpha_1} - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 - \sin\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2)}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha_1} \right] + G_{\Pi CT} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_2 + \sin\alpha_2 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_1}; \quad (14)$$

$$N_3 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[ \frac{-h_2}{\operatorname{tg}\alpha_4} + \frac{m_3 \cdot (\cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 - \sin\alpha_3 \cdot \sin\alpha_4) + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha_4} \right] + G_{3CT} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_3 + \sin\alpha_3 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_4}; \quad (15)$$

$$N_4 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[ \frac{h_2}{\operatorname{tg}\alpha_3} - \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 - \sin\alpha_3 \cdot \sin\alpha_4)}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha_3} \right] + G_{3CT} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_4 + \sin\alpha_4 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_3}. \quad (16)$$

Для симетричної схеми ( $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ ,  $\alpha_3 = \alpha_4 = \alpha$ ) ці ж вираження будуть мати вид:

$$N_1 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[ \frac{-h_1}{\operatorname{tg}\alpha'} + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{\Pi CT} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha'}; \quad (17)$$

$$N_2 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[ \frac{h_1}{\operatorname{tg}\alpha'} - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{\Pi CT} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha'}; \quad (18)$$

$$N_3 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[ \frac{-h_2}{\operatorname{tg}\alpha''} + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'' + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha''} \right] + G_{3CT} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha''}; \quad (19)$$

$$N_4 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[ \frac{h_2}{\operatorname{tg}\alpha''} - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha''}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha''} \right] + G_{3CT} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha''}. \quad (20)$$

## Література

1. Ковинько В.И., Игнатченко К.Е. Компьютерно-экспертный метод диагностирования тормозных АБС // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХНАДУ / Сб. науч. тр. – 2001. – вып.13. – С. 43-49.

2. Рабинович Э.Х. Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов: Дис... канд. техн. наук: 05.22.10. – Харьков, 1981. – 229 с.

Мастепан Микола Антонович, к.т.н., доцент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, [mastepanma@gmail.com](mailto:mastepanma@gmail.com)

Кузьміна Вікторія Павлівна, асистент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури

Максимов Олександр Максимович, магістр, Донбаська національна академія будівництва і архітектури

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИРОБНИЧОГО ПРОЦЕСУ ПІДПРИЄМСТВА АВТОСЕРВІСУ ДОСЛІДЖЕННЯМ РИНКУ ПОСЛУГ

Значна конкуренція на ринку послуг автосервісу, низький рівень методичного забезпечення його вивчення обумовили незадовільний стан багатьох підприємств галузі. Оптимальна система управління повинна базуватись на інформації про ринок послуг. Зазначене є запорукою ефективного функціонування і розвитку виробничого процесу підприємства та підвищення якості технічного обслуговування (ТО) і ремонту автомобілів.

Планування підсистем управління процесами ТО та ремонту автомобілів на основі інформації про ринок послуг призведе до суттєвої економії матеріальних і енергетичних ресурсів, підвищення якості виконання робіт на підприємстві.

Метою роботи є підвищення якості та ефективності виробництва послуг на підприємствах автосервісу шляхом забезпечення відповідності виробничого процесу ринку послуг.

Перехід до ринку споживача став для підприємств початком нового етапу його розвитку: система автосервісу потребує істотних змін.

Сучасний сервіс в суспільстві орієнтується не на продукцію, а на споживача, його очікування. Це потребує суттєвої зміни, реформування стосовно попиту самої структури виробничого процесу, організації та системи управління ним.

Дослідники і експерти вказують на гостру необхідність узгодження характеристик ринку послуг і виробничого процесу. Це може стимулювати надходження в автосервіс суттєвих інвестицій, що призведе до підвищення якості ТО та ремонту автомобілів.

В роботах [1, 2] відзначаються такі недоліки багатьох підприємств автосервісу:

- низькі витрати на техніко-технологічне забезпечення виробництва за недостатніх доходів власників підприємств;

- рентабельність окремих видів послуг автосервісу перевищує 50-60%, тоді як в розвинених країнах рентабельність сервісного обслуговування становить 12-15%;

- низький рівень забезпечення в країні ринку послуг відповідного рівня сервісними підприємствами.

При вивченні ринку послуг і складу його елементів важливими є питання обсягу, номенклатури послуг, очікувань споживачів. При цьому першочерговими завданнями повинні розглядатися такі:

- аналіз ринку за обсягами та номенклатурою послуг, динаміка і напрямки його розвитку;

- формування політики підприємства по техніко-технологічному формуванню виробничого процесу у відповідності з динамікою розвитку ринку послуг;

- вивчення очікувань та розробка рішень по забезпеченню задоволеності споживачів якістю послуг підприємства;

- підвищення організації та забезпечення якості і ефективності сервісного обслуговування;

- комплектація, навчання, підвищення кваліфікації, мотивація та організація роботи працівників підприємства відповідно до ринку послуг;

- формування системи документального та інформаційного забезпечення процесів та методології дослідження ринку послуг і виробничих процесів (стандарти, норми, нормативи, технологічна, організаційна та фінансова документація);

- удосконалення контролю якості сервісного обслуговування на підприємстві;

- забезпечення споживачів та підприємства відповідними технічними ресурсами, сировиною і матеріалами.

Ринок послуг можна також додатково вивчати за результатами аналізу наряд замовлень підприємства (рис. 1).

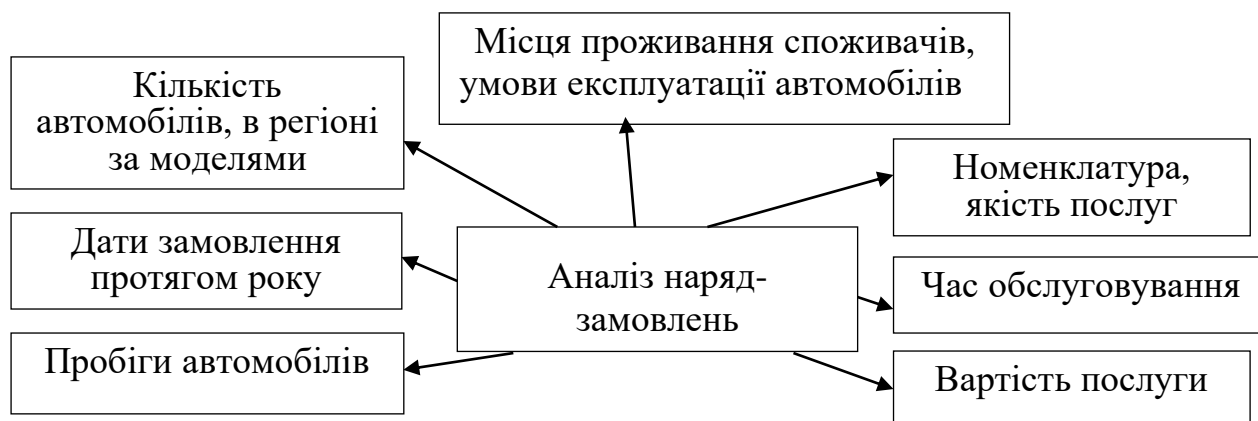


Рисунок 1 – Схема визначення стану ринку послуг

Якщо порівняти дати обслуговування, пробіги автомобілів, умови експлуатації, час, вартість обслуговування, то можна отримати важливу інформацію про ринок послуг і очікування споживачів.

### Література

1. Управление автосервисом: Учебное пособие для вузов / Под общ. ред. проф. Л. Б. Миротина. – М.: Издательство “Экзамен”, 2004. – 320 с.
2. Марков О.Д.: Автосервис: Рынок, автомобиль, клиент. – М.: Транспорт, 1999 – 270 с.

Мастепан Сергій Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mastepansm@gmail.com

Мастепан Олена Анатоліївна, аспірантка, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mastepanea@gmail.com

### ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВИРОБНИЧО-ТЕХНІЧНОЇ БАЗИ ПАТ

На виробничо-технічній базі є ряд особливостей [1]: основні виробничі фонди на ВТБ складають 35 - 45%; вона доволі консервативна, має значні терміни служби по окремим елементам; відставання від сучасних вимог розвитку науки і техніки.

Існуючі моделі і методи оцінки ефективності ВТБ недостатньо враховують різнопланові складові забезпечення ефективності і розвитку виробництва. Такі, як оцінка можливих напрямків підвищення партисипативності виробництва, оцінка соціально-психологічних, ергономічних показників виробничої бази та інші. Всі ці моделі не враховують всі складові виробничо-технічної бази підприємства в комплексі.

Чималий досвід забезпечення ефективності виробництва автосервісних послуг накопичений в автосервісах розвинених країн [2]. Проте цей досвід не можна рекомендувати для наших підприємств без корегування та адаптації.

Під час моніторингу важливо знати і досліджувати фактори, які впливають на формування ринку послуг з ТО і ремонту транспортних засобів.

Постійне зростання кількості СТО підвищує рівень конкуренції і призводить до більш жорсткої боротьби на ринку послуг. Щоб не втратити своєї ніші в сегменті ринку потрібно своєчасно і в потрібному обсязі розвивати виробничу базу підприємства та забезпечувати ефективність її функціонування.

Є кілька схем, які забезпечують ефективність виробничої бази: встановлення напрямків перспективного розширення номенклатури технологічного устаткування; оптимізація розміру; розвиток і впровадження нових технологічних процесів і технологічного устаткування; розробка на основі логістичного підходу методів заміни технологічного устаткування; розробка методів мотивації працівників СТО, які використовують ВТБ та інші.

Основні напрямки розвитку ВТБ [1]: скорочення тривалості нового будівництва, реконструкції, модернізації бази; раціоналізація та збільшення напрямків капіталовкладень в базу; збільшення обсягів виробництва технологічного устаткування і оснащення; збалансований розвиток всіх елементів бази; застосування індустріальних методів будівництва; раціональне розміщення ВТБ; збільшення питомої ваги капіталовкладень на придбання технологічного устаткування; поетапний розвиток кооперації, концентрації й спеціалізації виробництва; забезпечення при експлуатації елементів ВТБ економії всіх видів ресурсів.

Системні дослідження ВТБ передбачають цілісний розгляд функціонування виробничо-технічної бази, з урахуванням внутрішніх та зовнішніх зв'язків.

При оцінці стану ВТБ насамперед необхідно визначати характеристики використання устаткування і оснащення, прогресивність форм організації і управління, досконалість технологічних процесів.

Задача оцінки ефективності функціонування виробничо-технічної бази підприємства є надважливою. Така оцінка повинна формуватися на врахуванні різних факторів, які впливають на стан та ефективність ВТБ. Методика оцінки включає послідовні етапи:

1. Визначення ймовірнісних характеристик функціонування ВТБ підприємства.

2. Здійснення аналізу результатів прогнозу і визначення рівня потенційного попиту населення на послуги і формування варіантів і напрямків розвитку ВТБ підприємства.

3. Проведення аналізу економічних показників і оцінка ефективності ВТБ підприємства. Важливою задачею цього етапу є вибір і обґрунтування критерію оцінки ефективності функціонування ВТБ.

Внутрішній стан ВТБ характеризується тими властивостями та процесами, які визначають зміну динамічних якостей виробничого процесу.

4. Оцінювання ефективності організаційної структури ВТБ.

5. Оцінювання соціально-психологічних і ергономічних аспектів ВТБ.
6. Визначення напрямків підвищення партисипативності виробництва.
7. Складання інформаційних засобів представлення технологічних і техніко-економічних показників та результатів оцінки виробничої бази.
8. Оптимізація виробничо-технічної бази за різними напрямками окремих її елементів (раціоналізація переліку технологічного устаткування на підприємстві, оптимізація процесів обслуговування технологічного устаткування тощо).

Аби підприємство успішно функціонувало важливо досягти ефективної системи управління забезпеченням технологічним устаткуванням. Це дозволить зробити роботу підприємства більш прибутковою. Щоб досягти цієї мети, службі забезпечення ставиться задача визначення номенклатури ефективного технологічного устаткування.

За допомогою розробленого методу можна визначати види технологічного устаткування і відповідні послуги, які будуть забезпечувати найкращі техніко-економічні показники роботи підприємства.

Методика оцінки ефективності ВТБ підприємства дозволяє визначати її раціональні напрямки, стан і шляхи розвитку та забезпечувати ефективність функціонування.

### **Література**

1. Андрусенко С.І. Загальні принципи управління підприємством // Автошляховик України. – 2002. – №1
2. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей в США. – М.:Транспорт, 1992. – 352 с.

Місюра М. І., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### **ЗАХОДИ ЩОДО ПОЛПШЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ**

При роботі двигуна внутрішнього згоряння з рідинною системою охолодження певна кількість потужності витрачається на її роботу.

Для покращення якісних показників роботи приладів системи охолодження можливо внести деякі зміни, що на наш погляд, зменшать витрати енергії. Ці заходи повинні призвести до покращення роботи двигуна в цілому та зменшення викидів в навколишнє середовище та витрати палива [1,2].

Розрахунок проводиться для системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння легкового автомобіля з номінальною потужністю 58 *кВт*.

Система охолодження даного двигуна - рідинна, замкнута, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини.

При роботі двигуна нагріта в блоці циліндрів рідина подається через випускний патрубок по шлангах в радіатор через термостат. При температурі охолоджуючої рідини, що проходить через термостат, нижче  $70^{\circ}\text{C}$ , клапан закритий. Внаслідок цього охолоджуюча рідина в радіатор не надходить, а циркулює всередині сорочки охолодження блоку циліндрів. При підвищенні температури охолоджуючої рідини клапан починає відкриватися, і поступово проохолоджується рідина починає надходити в радіатор.

При досягненні температури  $80 \dots 85^{\circ}\text{C}$  клапан повністю відкривається, і охолоджуюча рідина проходить через радіатор. Після досягнення температури охолоджуючої рідини до  $95^{\circ}\text{C}$  включається в роботу вентилятор, розташований за радіатором, створюючи, таким чином, штучний потік повітря, який збільшує тепловіддачу від трубок радіатора в навколишнє середовище.

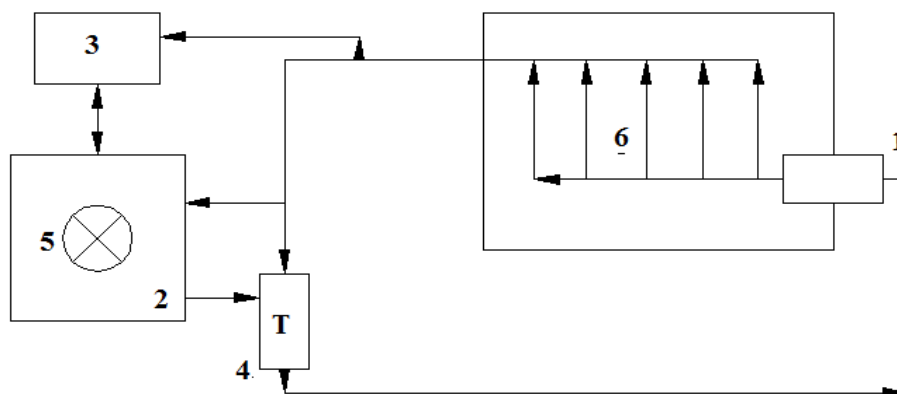


Рис.1 Функціональна схема системи охолодження двигуна. 1. Циркуляційний насос (водяна помпа) відцентрового типу. 2. Радіатор трубчастого типу. 3. Розширювальний бачок. 4. Термостат нерозбірний, з термосилового елементом. 5. Вентилятор. 6. Сорочка охолодження двигуна.

Після радіатора охолоджена рідина, всмоктується насосом, направляється в сорочку охолодження.

Проведемо розрахунок радіатору рідинної системи охолодження.

Кількість тепла, що відводиться в одиницю часу від двигуна системою охолодження (1):

$$Q_{ж} = \frac{1}{3,6} \cdot q_{охл} N_{ен}, = \frac{1}{3,6} \cdot 3780 \cdot 58 = 60900 \text{ Дж/с.} \quad [1]$$

де  $q_{охл}$  – коефіцієнт відносної тепловіддачі в воду;

$q_{охл} = 3780 \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}$ ;

$N_{ен} = 58 \text{ кВт}$  – номінальна потужність двигуна.

Поверхня охолодження радіатора (2):

$$F_p = \frac{Q_{ж}}{k_p \cdot \Delta T_p} = \frac{60900}{100 \cdot 35} = 17,4 \text{ м}^2, \quad [2]$$



де  $\kappa_p = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – коефіцієнт тепловіддачі від рідини до повітря;

$$\Delta T_p = T_{ж\text{ ср}} - T_{в\text{ ср}}$$

$\Delta T_p = 35 \text{ К}$  – перепад між середніми температурами рідини і повітря, що

охолоджує радіатор.

Розрахунок циркуляційного насосу рідинної системи охолодження

Розрахункова продуктивність циркуляційного насоса (3):

$$V_{ж\text{ ср}} = \frac{Q_{ж}}{\eta_n \cdot C_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T_{ж}} = \frac{60900}{0,82 \cdot 3800 \cdot 1000 \cdot 35} = 0,0022 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 130 \frac{\text{л}}{\text{хв}}, \quad [3]$$

де  $C_{ж} = 3800 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  - теплоємність охолоджуючої рідини (тосол);

$\eta_n = 0,82$  - коефіцієнт подачі насоса;

$\rho_{ж} = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$  - густина охолоджуючої рідини;

$\Delta T_{ж} = T_{ж\text{ вх}} - T_{ж\text{ вих}} = 9 \text{ К}$  - температурний перепад рідини в радіаторі.

Радіус вхідного отвору крильчатки насоса (4):

$$r_1 = \sqrt{\frac{V_{ж\text{ ср}}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2} = \sqrt{\frac{0,0022}{3,14 \cdot 1,8} + 0,018^2} = 0,0266 \text{ м}, \quad [4]$$

де  $c_1 = 1,8 \text{ м}/\text{с}$  – швидкість води на вході в насос;

$r_0 = 0,018 \text{ м}$  – радіус маточини крильчатки.

Радіус крильчатки насоса на виході:

$$r_2 = k_2 \cdot r_1 = 1,5 \cdot 0,0278 = 0,0417 \text{ м}.$$

Потужність, споживана циркуляційним насосом (5):

$$N_H = \frac{V_{ж\text{ ср}} \cdot P_H}{\eta_\Gamma \cdot \eta_{мех}} = \frac{0,022 \cdot 1 \cdot 10^5}{0,7 \cdot 0,9} = 345 \text{ Вт} = 0,345 \text{ кВт}, \quad [5]$$

де  $P_H = 0,1 \text{ МПа} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$  – натиск, створюваний насосом;

$\eta_\Gamma = 0,7$  - гідравлічний ККД циркуляційного насоса;

$\eta_{мех} = 0,9$  - механічний ККД циркуляційного насоса.

Таким чином, потужність, що витрачається на привід циркуляційного насоса системи охолодження двигуна, становить  $N_n = 0,42\%$  від номінальної потужності двигуна  $N_e$ .

Визначимо форму лопатки рідинного насоса системи охолодження двигуна (завдання про Брахістохрону в поле відцентрових сил) [3].

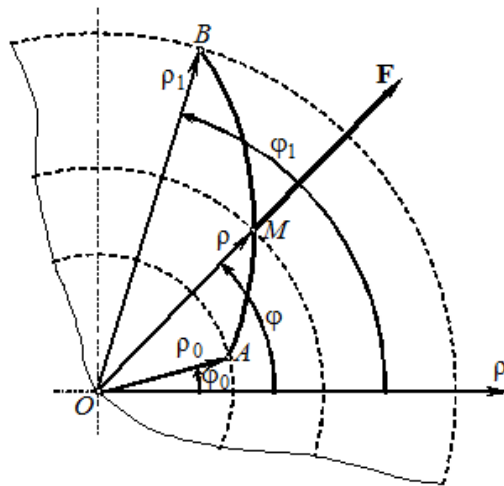


Рис. 2 Схема для побудови Брахістохрони в поле відцентрових сил.

Основним завданням при визначенні форми лопатки відцентрового насосу є визначення параметрів руху частинок охолоджуючої рідини при сходженні з лопатки або іншими словами дослідження залежності швидкості сходу частинки рідини  $v_0$  від коефіцієнта тертя  $f$  і кута нахилу лопатки  $\alpha$ . Для вирішення цього питання ми створили розрахункову модель (Рис. 3) та вихідні параметри для конкретного автомобіля.

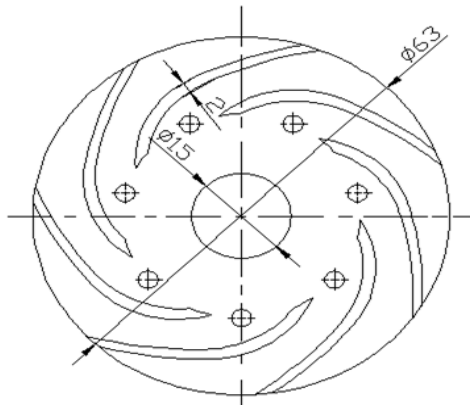


Рис 3 Розрахункова модель

Вихідні дані:

Параметри моделі - довжина лопатки, м;  $h = 0.21$

- зовнішній радіус лопатки, м;  $R_2 = 0.34$

- кут, на який відхилена площину лопатки, град;  $\alpha = 80$

- кут, на який відхилена площину лопатки, рад;  $\alpha = \alpha \cdot \text{deg}$ ;  $\alpha = 1.396$

- коефіцієнт тертя ковзання;  $f = 0.1$

- частота обертання ротора, об / хв;  $n = 2000$

- частота обертання ротора, рад / с;  $\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}$ ;  $\omega = 209.3$

- внутрішній радіус лопатки, м;  $R_1 = \sqrt{h^2 + R_2^2 - 2 \cdot h \cdot R_2 \cdot \cos(\alpha)}$   $R_1 = 0.367$

- прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $g := 9.81$   
 -початкова координата, м;  $x_0 := 0 \quad x_0 = 0$   
 -початкова координата, м;  $xs_0 := 0 \quad xs_0 = 0$   
 - початкова швидкість, м/с;  $f1(f, \alpha) := \text{DvLop}(h, R_2, \alpha, f, n, x_0, xs_0)$

Побудова залежності швидкості сходу частинки рідини від коефіцієнта тертя і кута нахилу лопатки

$f_{\min} := 0 \quad f_{\max} := 0.3 \quad \alpha_{\min} := 0 \quad \alpha_{\max} := 50$

$F := \text{CreateMesh}(f1, f_{\min}, f_{\max}, \alpha_{\min}, \alpha_{\max}, 30, 30)$

Виконані розрахунки дозволять нам в подальшому визначити екологічний та економічний ефект від впровадження запропонованих заходів та автомобільному транспорту.

### Література

1. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. – М. Транспорт, 1990. – 135 с.
2. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
3. Електронний ресурс. <http://hijos.ru/2011/02/16/zadacha-o-braxistoxrone/>

Монастирський Юрій Анатолійович, д.т.н., професор, завідувач кафедри автомобільного транспорту Криворізького національного університету, [monastirskiy08@ukr.net](mailto:monastirskiy08@ukr.net), +380981225801

Потапенко Володимир Володимирович, старший викладач кафедри автомобільного транспорту, [romantihk@gmail.com](mailto:romantihk@gmail.com), +380677731997

Максименко Іван Сергійович, аспірант кафедри автомобільного транспорту, [spadyxa@gmail.com](mailto:spadyxa@gmail.com), +380675577256

### АДАПТИВНА ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ КАР'ЄРНИХ САМОСКИДІВ

Понад дві тисячі кар'єрних самоскидів виробництва «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» транспортують гірничу масу України, у Криворізькому залізрудному басейні працюють понад 300 цих машин, з яких більше половини – моделі з електромеханічною трансмісією вантажопідйомністю 130-220т, які забезпечують основний обсяг перевезень. Позиції відкритого способу розробки корисних копалин зміцнюються, питома вага технологічного автотранспорту, який є складовою транспортно-технологічного комплексу кар'єрів, збільшується. Поглиблення виробітків погіршує гірничотехнічні умови, підвищує експлуатаційні навантаження, знижує надійність техніки та ефективність транспортування. У зв'язку зі значною глибиною (більше 300 метрів) і перспективою подальшого поглиблення кар'єрів, як на Україні, так і у світі, пересувати корисні копалини стає все складніше, тому з усією гостротою

встають питання про створення надійних і економічно ефективних транспортних систем.

Особливістю досліджуваної системи технологічного автотранспорту (СТА) є те, що вона складається з парку кар'єрних самоскидів і функціонує певними трактами, які задаються конфігурацією доріг для вивозу добутої гірничої маси. Виконаний аналітичний огляд основних робіт, спрямованих на вдосконалення технічного обслуговування й ремонту (ТОР) автотранспорту виявив недостатній рівень їх організації стосовно кар'єрних самоскидів особливо великої вантажопідйомності.

Незважаючи на наявність значної кількості теоретичних досліджень, відсутні комплексні математичні моделі, які б дозволяли описати процес експлуатації машин із урахуванням усіх технологічних та ресурсних станів техніки, переходів між ними, процесів втрати, підтримання та відновлення працездатного стану, одночасно досягнути мінімальних витрат на технічну експлуатацію автотранспорту.

Тривала й надійна робота самоскидів можлива за умови систематичного та якісного проведення технічного обслуговування й ремонту, тому обґрунтування параметрів функціонування технологічного автотранспорту глибоких кар'єрів, яке дозволить знизити витрати на технічну експлуатацію кар'єрних самоскидів (ТЕКС) є актуальним науковим завданням.

Метою досліджень є підвищення ефективності експлуатації технологічного автотранспорту глибоких кар'єрів шляхом застосування обґрунтованих параметрів технічного обслуговування й ремонту. Завдання вдосконалення системи ТОР відноситься до планування й розробки методів управління технічним обслуговуванням і ремонтом рухомого складу, оптимізації за критерієм мінімізації наведених витрат на послугу «транспортуювання гірничої маси». Об'єктом досліджень є процеси ТЕКС глибоких кар'єрів, а предметом – взаємозв'язок параметрів технічного обслуговування й ремонту та техніко-економічних показників.

Синтезована математична модель управління системою технологічного автотранспорту глибокого кар'єру на основі економічного критерію як екстремального завдання з урахуванням обмежень, пов'язаних з технологічними станами СТА. Розраховані оптимальні керуючі впливи у вигляді інтенсивності планових впливів ТОР на кар'єрні самоскиди та інтенсивностей переходів зі станів планових технічних обслуговувань, ремонтів і поточного ремонту машини у стан роботи.

Удосконалена техніко-економічна модель оптимізації систем технологічного автотранспорту глибоких кар'єрів за рахунок додавання третього виміру у вигляді вісі ймовірностей безвідмовної роботи, яка об'єднала готовність машин, комплексний параметр ТОР і витрати та дозволила отримати поверхню впливу й траєкторію оптимальної ТЕКС і СТА в цілому.

Отримали подальший розвиток алгоритм адаптивного управління процесом технічної експлуатації СТА глибоких кар'єрів і методика динамічного коригування системи ТОР БЕЛАЗ за рахунок синтезованого управління, яке дозволяє обґрунтовано налаштовувати параметри технічного

обслуговування й ремонту технологічного автотранспорту глибоких кар'єрів, адаптуючись для конкретного підприємства за критерієм мінімуму витрат на технічну експлуатацію.

Розроблена комплексна математична модель функціонування кар'єрних самоскидів БЕЛАЗ відтворює процес експлуатації машин у просторах впливів, потоків подій, переходів під час зміни ресурсних та технологічних станів. Параметричне узгодження всіх елементів комплексу дало можливість отримувати уяву про місце й технічний стан кар'єрних самоскидів у часі й просторі перетворень, оцінювати рівень працездатності, прогнозувати залишковий ресурс, що дозволило коригувати параметри системи технічного обслуговування й ремонту, адаптуючись для конкретного підприємства за критерієм мінімуму витрат на технічну експлуатацію.

Отримані нові результати у вигляді сукупності комплексної математичної моделі функціонування кар'єрних самоскидів БЕЛАЗ, удосконаленої техніко-економічної моделі оптимізації СТА глибоких кар'єрів, алгоритму і методики динамічного коригування параметрів ТОР кожного самоскида є надійним інструментарієм для створення адаптивної системи технічної експлуатації, інтегрування в системи автоматизованого управління процесами транспортування гірничої маси (типу АСУ «Інтелектуальний кар'єр»), вносять істотний вклад у теорію і практику технічного менеджменту з організації та оптимізації структури й періодичності технічного обслуговування, діагностування й ремонту промислового транспорту.

Наглюк М.И., к.т.н., старший преподаватель кафедры ТЭСА, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [golkiper86@ukr.net](mailto:golkiper86@ukr.net)

## **КОРРОЗИОННОСТЬ ОХЛАЖДАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ ПРИМЕНЯЕМЫХ НА АВТОМОБИЛЯХ**

Высокие темпы развития автомобильной техники в направлении выпуска автомобилей, повышения их качества, надёжности и долговечности, одновременно требуют и применение современных качественных эксплуатационных материалов. Для всесезонной эксплуатации в системах жидкостного охлаждения автомобильных двигателей применяются антифризы и тосолы.

Вода во время использования в системе охлаждения образует накипь. Один миллиметр, которой на стенках рубашки охлаждения двигателя ухудшает теплообмен на 25%, что в свою очередь снижает мощность двигателя на 6%, а расход топлива увеличивает до 5%. Миллиметр накипи появляется уже через три – четыре месяца эксплуатации автомобиля, система охлаждения которого заполнена природной водой. Также наблюдается неоднородность толщины соляных отложений на поверхностях, которые передают тепло. Из-за этого возникают значительные перепады температурных полей (термонапряжения), что может привести к разрушению деталей системы охлаждения.

Большие неприятности возникают из-за коррозионного разрушения деталей системы охлаждения, которые изготовлены из разных металлов (сталь, чугун, силумин, латунь, медь, алюминий и др.). Оказавшись в контакте, эти металлы, с разными электродными потенциалами, образуют гальванические пары, в следствии чего скорость коррозии резко возрастает. Уже через 1,5 – 2 года эксплуатации нового автомобиля с природной водой в системе охлаждения его двигатель требует поточного, а иногда и капитального ремонта.

Использование антифризов и тосолов устраняет большую часть недостатков, связанных с использованием природной воды в системах охлаждения. Это достигается введением в состав охлаждающей жидкости специальных ингибиторов и присадок, которые предотвращают образование накипи, понижают вспениваемость, интенсивность коррозии, температуру застывания, повышают температуру кипения и др.

В системах охлаждения двигателя применяемых на автомобилях скорость циркуляции антифриза изменяться от 1 до 5 м/с, а в застойных зонах от 0,1 до 0,3 м/с [1, 2]. Гидравлические сопротивления при этом составляют в рубашке охлаждения двигателя 12,3...14,7 кПа, в радиаторе 19,6...24,5 кПа, в трубопроводах 7,35...12,25 кПа и общее гидравлическое сопротивление системы охлаждения двигателя 39,2...51,4 кПа [1, 3].

В существующих нормативных документах на антифризы отмечается, что коррозионное воздействие на металлы медь, латунь, сталь, чугун, алюминий не должно превышать  $0,1 \text{ г/м}^2 \cdot \text{сут.}$ , а для припоя  $0,2 \text{ г/м}^2 \cdot \text{сут.}$  [4].

Экспериментальные результаты изменение скорости коррозионного изнашивания стандартных образцов металлов в разных охлаждающих жидкостях представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Скорость коррозионного изнашивания образцов металлов в охлаждающих жидкостях

Скорость коррозионного изнашивания, $10^{-3}$ мг/мин	Образцы					
	Медь М-1	Латунь Л-63	Сталь 20	Чугун Сч 24-44	Сплав алюминия Ал-9	Припой ПОС-40
Вода дистиллированная	1,3	1,45	3,68	3,04	1,73	1,68
Этиленгликоль	0,65	0,78	1,9	1,7	1,03	1
Тосол А-40	0,13	0,14	0,13	0,12	0,1	0,2

В нормативных документах отмечается, что скорость коррозионного изнашивания в неработавших антифризах не должна превышать для алюминия и чугуна –  $2,05 \cdot 10^{-4}$  мг/мин, для меди, стали и латуни –  $1,89 \cdot 10^{-4}$  мг/мин и олова –  $3,78 \cdot 10^{-4}$  мг/мин. Этим требованиям отвечает только охлаждающая жидкость Тосол А-40 (см. табл.1).

Всесезонная охлаждающая жидкость является одним из основных функциональных элементов двигателя, который много в чём определяет надёжность и эффективность работы его систем. И соответственно, как любой функциональный параметр, нуждается в периодической диагностике и контроле качественного состояния. Одним из методов контроля качества охлаждающей жидкости может быть скорость коррозионного изнашивания и объемная электропроводность антифриза или тосола.

### Литература

1. Гаврилов А.К. Системы жидкостного охлаждения автотракторных двигателей / А.К. Гаврилов. – М.: Машиностроение, 1966. – 165 с.
2. Безюков О.К. Формализация процессов старения охлаждающих жидкостей ДВС / О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. В. Жукова / Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал. – 2009. – №2. – С. 105–109.
3. Ефимов С.И. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / [Ефимов С.И., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др.]; под общ. ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. – М.: Машиностроение, 1985.– 456 с.
4. Жидкости охлаждающие низкотемпературные. Общие технические условия: ГОСТ 28084-89. - [Действует от 1990-07-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 22 с.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### ЗАХОДИ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНОШУВАННЯ ГАЛЬМ АВТОМОБІЛІВ

Широке поширення гальмівних систем з дисковими передніми і барабанными задніми гальмівними механізмами, багатоваріантність схем поділу гальмівного приводу і способів його конструктивного здійснення висувають ряд наукових і технічних завдань, вирішення яких дозволить визначити можливі напрями вдосконалення існуючих конструкцій з метою підвищення їх ефективності та зниження інтенсивності зношування.

Робочі поверхні дискового гальма плоскі, і сили, що стискають колодки і диск, діють перпендикулярно площині обертання диска. Тертя на робочих поверхнях утворюється в результаті рівномірного притискання колодки до диска. Робота гальма викликає рівномірне спрацьовування тертьових поверхонь. Можливе підвищення тиску на робочих поверхнях гальма без небезпеки руйнування диска. Колодки гальма охоплюють невелику частину робочої поверхні диска, і відкрита його частина добре охолоджується, самоочищається від продуктів зносу, води і бруду. Дискові гальмівні механізми мають невеликі габарити і масу, забезпечують швидку зміну колодок, добре пристосовані для автоматичного регулювання зазору між колодками і диском [1, 2].

Проте дискові гальмівні механізми мають і недоліки. Площа гальмівних накладок дискових гальм значно менша, ніж барабанних, і для отримання необхідного моменту тертя доводиться підвищувати тиск рідини в гідроциліндрах. В результаті зростає інтенсивність зношування.

Основна позитивна якість дискового гальма, яка визначила його повсюдне поширення, - висока стабільність гальмівного моменту в умовах інтенсивного гальмування. Дискові гальма дають меншу різницю в гальмівних силах на правих і лівих колесах, тому застосовуються, перш за все, на передніх колесах. Дискові гальма на передніх колесах дозволяють забезпечити стабільну ефективність гальмування автомобіля при значній швидкості руху. Але це не знижує інтенсивність зношування поверхонь тертя.

На сучасних транспортних засобах використовуються дискові й барабанні гальмівні механізми та їх поєднання, що в першу чергу пов'язано з конструктивним рішенням їх аналогів, на базі яких вони побудовані [1, 2].

Так, як барабанні гальма мають перевагу перед дисковими у тому, що конструктивно мають ефект механічного самопідсилення, то такий ефект сприяє багаторазовому збільшенню гальмівного зусилля, яке передається водієм, що швидко підвищує ефективність функціонування [1, 2].

Крім того, найважливішими елементами такого гальмівного механізму є барабан і накладки. Гальмівні накладки барабанного механізму охоплюють значну частину робочої поверхні барабана. Це дозволяє мати менший, ніж у дискових гальм, тиск рідини в приводі. Однак створити рівномірний тиск на барабан по всій поверхні накладок практично неможливо. Це підвищує інтенсивність зношування фрикційних пар.

У результаті знос накладок і робочої поверхні барабана нерівномірний. Нерівномірний тиск викликає і нерівномірний нагрів робочих поверхонь накладок і барабана, що погіршує роботу гальма [3-6].

Однак, дискові гальма мають ряд принципів конструктивних виробничих і експлуатаційних особливостей. Перш за все, фрикційні накладки дискового гальма виконуються з високоякісного фрикційного матеріалу. Ця вимога впливає з того, що активна площа накладки в кілька разів менша, ніж у барабанного. Тому питоме енергонавантаження фрикційних накладок дискового гальма (енергія, яка припадає на одиницю площі поверхні накладки) буде в кілька разів вищим, ніж в барабанного гальма [1-6].

Внаслідок цього різко зростає температура диска, що досягає навіть при одиничному гальмуванні 160-200 °С, а при багаторазовому циклічному гальмуванні 450-500 °С і більше [2-5], що зменшує ефективність гальмування.

Поява полімерних матеріалів (високомолекулярних смол) дозволила створити на їх основі фрикційні матеріали, придатні для роботи в умовах високих температур і тисків, що дещо знижує інтенсивність зношування [7].

Крім того, для підвищення ефективності функціонування та зниження інтенсивності зношування розвиток конструкцій гальмівних механізмів йде наступними напрямками. По-перше, розробники домагаються кращого охолодження гальма шляхом використання плоских вентильованих дисків підвищеної товщини з внутрішніми каналами для охолоджуючого повітря та



оребрення барабанів. По-друге, приймаються заходи щодо забезпечення рівномірного розподілу нормального тиску по всій накладці. Для цього використовують зміщення точки прикладання сили по довжині накладки, вибирають раціональну форму фрикційної накладки, збільшують кількість гідравлічних циліндрів з кожного боку супорта [1].

Однак, як показують літературні дані, крім лінійного зносу є й інша несправність, характерна для переважної більшості накладок, - клиновидний знос накладки в тангенціальному і радіальному напрямках [1].

Судячи з того, що він спостерігається на різних моделях автомобілів, це неминучий недолік сучасних конструкцій дискового гальма. Усунення його причин - завдання розробників конструкцій. Завдання експлуатаційників - своєчасне виявлення цього явища і в разі, якщо його наслідки загрожують безпеці використання, - заміна фрикційної пари.

Причина нерівномірності зносу в радіальному напрямку - це збільшення швидкості ковзання і величини тиску в міру наближення до периферії диска. Чим вище швидкість, тим більша кінетична енергія підводиться до відповідної зони контакту, чим вищий тиск, тим вище нагрівання в цій зоні і, в кінцевому рахунку, - тим вища швидкість зношування деталей в поверхневому шарі.

В деякій мірі це компенсується зменшенням коефіцієнта тертя через підвищену швидкість ковзання і зростання температури. Але при цьому збільшується швидкість зношування при зниженні ефективності гальмування.

Наведені міркування дозволяють наступним чином сформулювати робочу гіпотезу: збільшення площі фрикційного контакту призведе до зниження величини контактного тиску і, відповідно, зменшення інтенсивності зношування та збільшення відносного ресурсу.

Висунута гіпотеза дозволяє поставити задачу дослідження, яка полягає в обґрунтуванні фрикційного контакту з криволінійним профілем. Однак, як показують літературні дані, крім лінійного зносу є й інша несправність, характерна для переважної більшості накладок, - клиновидний знос накладки в тангенціальному і радіальному напрямках [1].

Судячи з того, що він спостерігається на різних моделях автомобілів, це неминучий недолік сучасних конструкцій дискового гальма. Усунення його причин - завдання розробників конструкцій гальм. Завдання експлуатаційників - своєчасне виявлення цього явища і в разі, якщо його наслідки загрожують безпеці використання, - заміна фрикційної пари.

## Література

1. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. - М.: МГИУ, 2008. - 318 с. - Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.

2. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. - Харьков, 1982. - 169с.

3. Нагиев А.В. Исследование влияния нагрева тормозных накладок на

тормозную динамичность автомобиля в эксплуатационных условиях: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Нагиев Анатолий Владимирович. – Харьков, 1982. – 124 с.

4. Кушов В.Я. Исследование теплового баланса дискового тормоза: дис... канд. техн. наук: 05.05.03/ Кушов Василий Ярославович. Харьков, 1980. – 103с.

5. Гудз Г.С. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний / Г.С. Гудз, Я.П. Яворский // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2001. – №7. – С. 50-52.

6. Решетников Е.Б. Влияние параметров торможения на стабильность дискового тормоза / Решетников Е.Б. // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, 1975. – Вып.12. – С. 160-162.

7. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы машин. Новые методы определения износа деталей машин / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – с. 22-26.

Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Скорик Максим Олексійович, старший викладач, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», [maxym.skoryk@gmail.com](mailto:maxym.skoryk@gmail.com)

## **ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ПІДКАТНОГО ВІЗКА ІЗ ВСТАНОВЛЕНИМ УНІВЕРСАЛЬНИМ ДИНАМІЧНИМ ДИШЛОМ**

Рух автопоїзда категорії N1 супроводжується багаторазовими знакозмінними навантаженнями у тягово-зчіпному пристрої, який у системі «автомобіль-причіп» являється пружною ланкою [1]. При математичному дослідженні згідно принципу Даламбера-Лагранжа рух системи «автомобіль-причіп» записано у вигляді двох систем рівнянь – без дисипативного опору та з ним. Результати розрахунку показали доцільність використання у складі тягово-зчіпного пристрою дисипативної ланки. Це дозволить уникнути коливальних процесів та значно зменшити динамічні навантаження під час перехідних режимів руху автопоїзда [1, 2, 3, 4].

Прикладом дисипативної ланки тягово-зчіпного пристосування слугуватиме універсальне динамічне дишло [3, 4], у конструкцію якого були внесені певні зміни.

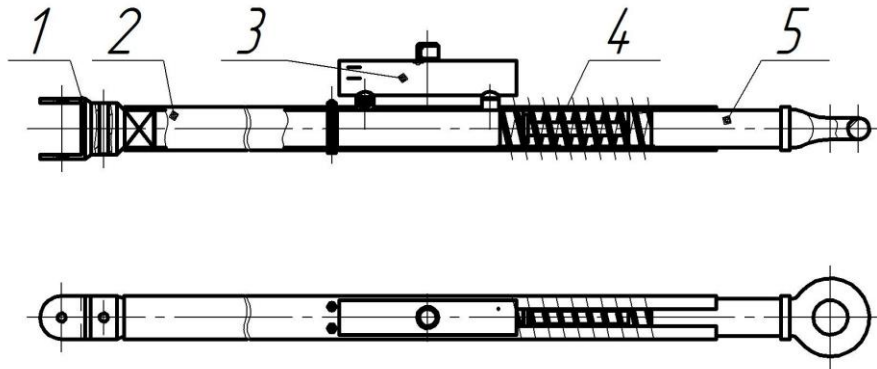


Рисунок 1 – Дишло динамічне універсальне підкатного візка: 1 – вухо, 2 – дишло; 3 – амортизатор; 4 – пружина; 5 – серьга

Даний підкатний візок призначений для виконання напівнавантаження й транспортування за передній, а в разі фіксації рульового механізму, і за задній міст легкових автомобілів.

Він складається з шести основних складальних одиниць: передня балка від автомобіля ГАЗ–3304 в зборі з поворотними кулаками та колесами, лебідки, яка призначена для затягування автомобіля, динамічного дишла, балансира, візка та рами. Вигляд загальний представлений на рисунку 2.

Рама – основний несучий та силовий механізм, який сприймає динамічні зусилля від автомобіля-тягача і крутні моменти, що виникають під силою ваги навантаженого автомобіля. Візок – слугує для закріплення автомобіля та підняття його на транспортну висоту.

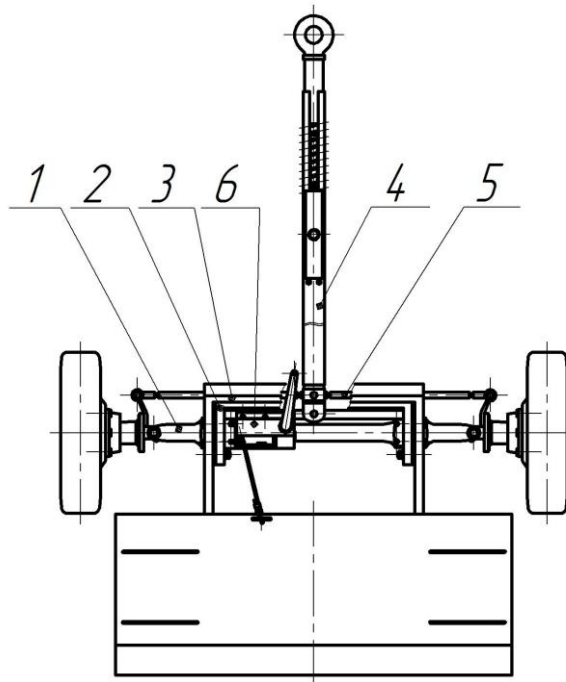


Рисунок 2 – Візок підкатний: 1 – балка; 2 – рама; 3 – візок; 4 – дишло динамічне універсальне; 5 – баланsir; 6 – лебідка

Балка передня від автомобіля ГАЗ–3304 в зборі з поворотними кулаками та колесами. Для збільшення колісної бази колеса закріплюємо зворотнім боком. Таким чином ширина між колесами візка збільшується до двох метрів. Це дає змогу завантажити автомобілі, що мають ширину до 1,85 м. Для встановлення рами та збереження кутів поворотної трапеції застосовуємо поворотні важелі від ГАЗ–12. Різниця між важелем ГАЗ–3304 полягає в його формі, кріпильні отвори та напрямні кути такі самі, що дозволяє нам поставити їх в зворотному напрямку. За допомогою балансира, що кріпиться до дишла та з'єднує поворотні тяги, відбувається слідування коліс візка за напрямком дишла.

Представлений буксирний підкатний візок досить універсальний і може застосовуватися для евакуації практично всіх основних марок легкових автомобілів (рис. 3).

У такий спосіб видно, що представлений буксирний візок є більш дешевою альтернативою спеціальному евакуатору й має наступні основні переваги:

– виключається необхідність застосування спеціальних вантажопідйомних пристроїв для здійснення навантажувально-розвантажувальних робіт;

– можливість використання у якості автомобіля-тягача практично будь-якого вантажного автомобіля, який обладнаний стандартним тягово-зчіпним пристроєм;

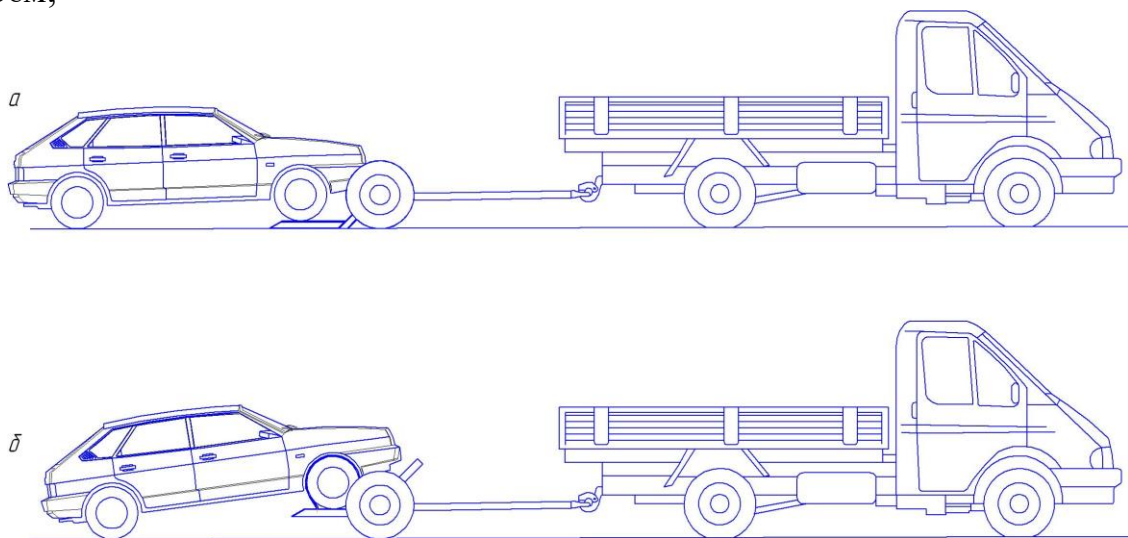


Рисунок 3 – Схема навантаження пошкодженого автомобіля а – автомобіль під час завантаження на візок; б – транспортне положення

– порівняно низька вартість візка й висока його ремонтпридатність внаслідок того, що основні вузли ходової частини (колеса, маточини) запозичені із серійних автомобілів, що випускаються;

– при такому способі евакуації не відбувається розвантаження переднього мосту в автомобіля-тягача й, відповідно, вага несправного автомобіля не впливає на керованість усього автопоїзда.

## Література

1. Скорик, М.О. Удосконалення тягово-зчіпного пристрою автопоїзда категорії М1 / «Наукові праці» Міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців» присвяченій 50-річчю кафедри ДВЗ. – Харків: ХНАДУ, 19–20 жовтня 2017 р. – С. 145 – 146.

2. Скорик, М.О. Дослідження динамічних навантажень у тягово-зчіпному пристрої автопоїзда категорії М1 у складних дорожніх умовах при перехідних режимах руху / Матеріали Всеукраїнського науково-практичного семінару «Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту». – Харків: ХНАДУ, 20 квітня 2018 р. – С. 25.

3. Скорик, М.О. Динамічне дишло для одноосного причепа ВН–20 як пружна ланка тягово-зчіпного пристосування легкового автопоїзда категорії М1 / – «Наукові праці» Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні розвитку автомобільного транспорту» 16–19 жовтня 2018 р., ХНАДУ, м. Харків. – С. 145 – 146.

4. Orysenko O.V. The Dynamic Processes Mathematical Modeling in the Traction Coupling Device From Cars to the Trailers / O.V. Orysenko, M.O. Skoryk, A.I. Kryvorot, M.V. Shapoval // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, № 4.8. – P. 473–477. – DOI: 10.14419/ijet.v7i4.8.27291.

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

## **ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ ЗА РАХУНОК ПОБУДОВИ МУЛЬТИАГЕНТНОЇ СИСТЕМИ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕХНОЛОГІЇ JADE**

В даний час в умовах збільшення складності і мінливості систем зростає роль процесів прийняття грамотних управлінських рішень, заснованих на використанні різного програмно-алгоритмічного забезпечення, як способу підвищення ефективності вибору рішень за рахунок проведення багатокритеріального аналізу вихідної інформації. Реальний навколишній світ є складним і поєднує в собі різноманіття станів, що характеризують порядок і хаос, організацію і дезорганізацію, рівновагу і розбіжності. При цьому розгляд його з точки зору можливостей окремого об'єкта представляє світ у вигляді локальних, фрагментарних, неточних моделей. Відповідно до цього, принцип узгодження і координації інтересів і точок зору, властивий для функціонування сучасних організацій, лягає в основу безлічі методів і засобів штучного інтелекту, в тому числі побудові мультиагентних систем і інтелектуальних організацій в автомобільній галузі [1, 2].

Java Agent Development Framework (рис. 1), або JADE, є програмним забезпеченням для розробки інтелектуального агента. Воно є проміжним

програмним забезпеченням, яке полегшує розробку мультиагентних систем відповідно до стандарту FIPA, для чого створюється кілька контейнерів для агентів, кожен з яких може працювати на одній або декількох системах [3].

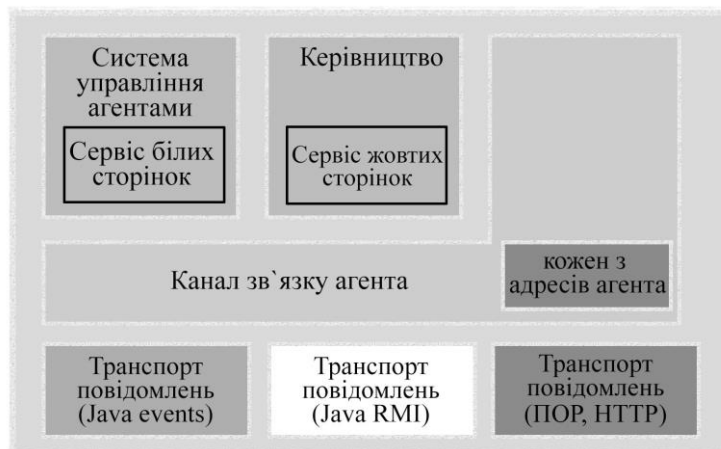


Рисунок 1 – Складові частини JADE

Метою JADE є спрощення розробки, забезпечуючи при цьому відповідно стандарту на основі всеосяжного набору системних служб і агентів. Для досягнення такої мети, JADE пропонує наступний перелік функцій:

- FIPA-сумісну агентну платформу, яка включає в себе AMS (System Management Agent), DF (Довідник викладача) і ACC (Агент каналу зв'язку). Всі ці три агента автоматично включаються в агентну платформу запуску;

- FIPA97-сумісний протокол ПОР для підключення різних агентних платформ;
- легке перенесення повідомлень ACL в межах однієї і тієї ж агентної платформи, тому що повідомлення передаються як закодовані Java-об'єкти, а не рядки, щоб уникнути процедур маршалінга і немаршалінга;
- графічний інтерфейс для управління кількома агентами. Активність кожної платформи може контролюватися і реєструватися. Всі операції життєвого циклу агента (створення нового агента, призупинення або припинення існуючого агента і т.д.) можуть бути виконані за допомогою цього адміністративного GUI.

Система JADE підтримує координацію між декількома агентами FIPA і забезпечує стандартну реалізацію мови спілкування FIPA-ACL, що полегшує комунікації між агентами. JADE поширюється як вільне програмне забезпечення під ліцензією GNU Lesser General Public License [3].

JADE пропонує такі можливості:

- середовище, де виконуються агенти JADE;
- бібліотеку класів для створення агентів, що використовують наслідування та перевизначення поведінки;
- графічний набір інструментів для моніторингу та управління платформою інтелектуальних агентів.

Основним способом обміну зв'язку між агентами є відправка повідомлень ACLMessage. Повідомлення, що надсилає ACL (Language Communication

Agent), є базою зв'язку між агентами. Відправлення повідомлень здійснюється методом відправки класу Agent. У цьому методі передається об'єкт типу ACLMessage, який містить інформацію одержувача, мову, кодування та вміст повідомлення. Ці повідомлення надсилаються асинхронно, тоді як повідомлення отримуються, вони будуть зберігатися в черзі повідомлень.

Результат, який очікується після створення такої системи:

– розв'язок складного завдання прогнозування й попередження відмов на ранніх стадіях в умовах невизначеності;

– підвищення ефективності робіт під час TO і P та оптимізація запасу запасних частин за збереження необхідного рівня надійності;

– можливість прогнозування ймовірностей варіантів виникнення, протікання й розвитку відмов.

### Література

1. Тарасов В. Б. От многоагентных систем к интеллектуальным организациям: философия, психология информатика / Тарасов В. Б. – М.: Эдиториал УРСС, 2002. – 352 с.

2. Дли М. И. Нечеткие когнитивные модели региональных инновационных систем / М. И. Дли, Т. В. Какатунова – Интеграл, 2011. – с. 466.

3. Fabio Luigi Bellifemine, Giovanni Caire, Dominic Greenwood. Developing Multi-Agent Systems with JADE / Fabio Luigi Bellifemine, Giovanni Caire, Dominic Greenwood . Wiley, 2007. –Р. 1-40. – ISBN: 978-0-470-05747-6

Петрик Анатолій Васильович, к.т.н, доцент, Національний транспортний університет, [anv.petruk@gmail.com](mailto:anv.petruk@gmail.com)

Козлов Аркадій Костянтинович, доцент, Національний транспортний університет

Добруха Лариса Григорівна, аспірант, Національний транспортний університет

Головатюк Михайло Вікторович, аспірант, Національний транспортний університет

## МЕТОДОЛОГІЯ СТВОРЕННЯ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ ІНТЕГРОВАНИХ МИТНО-ЛОГІСТИЧНИХ СИСТЕМ У ВИРОБНИЧІ ПРОЦЕСИ

Необхідність впровадження інтегрованого управління транскордонним співробітництвом останнім часом суттєво змінює структуру транспортних систем у зв'язку з глобалізацією ланцюгів постачань, вагомим підвищенням рівня логістичних витрат та посиленням вимог щодо екологічних показників. Як наслідок, транспортування товарів призводить до зростання загальних виробничих витрат та збільшення терміну виконання замовлень на перевезення вантажів у міжнародному сполученні [1]. Тому цілком прогнозовано зростає необхідність у створенні і впровадженні окремих елементів інтегрованих митно-логістичних систем у виробничі процеси транспортних організацій та користувачів комерційними і логістичними послугами.



З такою метою була проведена диференційована оцінка готовності вітчизняного ринку транспортних послуг до гармонізації з єдиним цифровим ринком Європейського Союзу (ЄС). Комплексне дослідження визначило стан інфраструктури цифрового ринку, рівень існуючої регуляторної бази і якість розвитку електронних послуг для співробітництва із європейськими країнами в процедурах безпаперової торгівлі (eTrade) та в операціях електронної логістики (eLogistics). Проведена робота сприяє уніфікації національних систем міжнародного співробітництва, в тому числі для використання цифрових транспортних коридорів, відповідно до існуючих норм і практик в ЄС [2].

Впровадження цифрових технологій є узагальнюючим результатом транскордонного співробітництва, який охоплює такі аспекти інтегрованих митно-логістичних систем, як електронна комерція, сервісні послуги митних органів та логістичне обслуговування вантажопотоків. Основною метою гармонізації в безпаперовій торгівлі є використання електронних процедур в ланцюзі постачань між Україною державами ЄС. А головним завданням гармонізації процедур електронної логістики в процесі обслуговування вантажопотоків міжнародного спрямування є надання точної інформації про місцезнаходження вантажів в будь-який момент часу на шляху від пункту відправлення до місця призначення через транзитні країни. Проведені дослідження оцінюють ступінь використання електронних документів та електронних процедур на всіх етапах ланцюга поставок між європейськими країнами. А результати виконаної роботи дозволяють провести оцінку можливості створення мультимодального транспортного коридору між Чорним і Балтійським морями з можливістю розширення цієї практики на інші країни [3].

Розроблена модель переміщення товарів та послуг описує основні процедури міжнародного співробітництва і включає наступні складові:

- ❖ важливість окремих елементів митно-логістичної системи для транспортної організації з точки зору її впливу на виробничий процес, критерії задоволення попиту споживачів, стратегію розвитку підприємства;
- ❖ можливість впливу окремих структур митно-логістичної системи щодо вільного вибору ділових партнерів, постачальників, споживачів, форм оплати тощо;
- ❖ важливість якості виконаної роботи та рівня економічних показників для окремих складових митно-логістичної системи;
- ❖ можливість інтегрованої системи задовольняти вимоги низки зацікавлених сторін.

Інтегроване управління митно-логістичними системами – це скоординована діяльність компетентних державних органів, спрямована на створення та підтримання балансу між забезпеченням належного рівня безпеки країни і збереженням відкритості її економіки для законного транскордонного співробітництва. В рамках загальних вимог, що пред'являються до функціонування митно-логістичних систем, національне законодавство включає основні нормативно-правові положення щодо міжнародної торгівлі [4].



Стратегію транскордонного співробітництва розроблено на виконання національних зобов'язань з імплементації [Угоди про асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським співтовариством з атомної енергії і їхніми державами-членами, з іншої сторони](#). Стратегія транскордонного співробітництва спрямована на реалізацію євроінтеграційного курсу розвитку України, що сприятиме збереженню стабільності у державному та міжнародному вимірах, і синхронізована із:

- [Стратегією розвитку органів системи Міністерства внутрішніх справ на період до 2020 року](#), схваленою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 15 листопада 2017 р. № 1023 (Офіційний вісник України, 2018 р., № 23, ст. 808).
- [Національною транспортною стратегією України на період до 2030 року](#), схваленою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 30 травня 2018 р. № 430 (Офіційний вісник України, 2018 р., № 52, ст. 1848).
- [Стратегією державної міграційної політики України на період до 2025 року](#), схваленою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 12 липня 2017 р. № 482 (Офіційний вісник України, 2017 р., № 60, ст. 1837).
- Стратегією інтегрованого управління кордонами на період до 2025 року, затвердженою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 24 липня 2019 р. № 687-р.
- [Морською доктриною України на період до 2035 року](#), затвердженою постановою Кабінету Міністрів України від 7 жовтня 2009 р. № 1307 (Офіційний вісник України, 2009 р., № 94, ст. 3216; 2019 р., № 2, ст. 53).

Проведені дослідження дозволили сформулювати низку зауважень, на які необхідно звернути увагу при здійсненні митно-логістичних операцій між Україною і єдиним цифровим ринком ЄС. За результатами досліджень основними проблемами управління митно-логістичними системами можна вважати наступні:

- невідповідність інфраструктури пунктів пропуску та під'їзних шляхів зростаючим потребам щодо пропускних спроможностей;
- періодичні ускладнення в роботі існуючих пунктів пропуску через кордон у зв'язку із сезонними та іншими змінами транскордонних транспортних потоків;
- застарілість технічних засобів контролю;
- низька мотивація та недостатній рівень підготовки персоналу суб'єктів інтегрованого управління митно-логістичними системами, його неготовність протидіяти корупційним викликам;
- потреба у подальшому розвитку та вдосконаленні підходів до управління ризиками;
- недостатня швидкість обробки та передачі інформації, що не дає змоги вчасно реагувати на зміни в оперативній обстановці;
- необхідність продовження технічного переоснащення, нарощення процедур автоматизації процесів у сфері інтегрованого управління митно-логістичними системи, запровадження європейських стандартів, забезпечення розвитку

інформаційного обміну між усіма суб'єктами інтегрованого управління транскордонним співробітництвом.

Проведений аналіз дає можливість сформулювати рекомендації у формі «дорожньої карти», яка містить комплекс заходів, необхідних для розвитку та удосконалення міжнародного співробітництва між Україною та єдиним цифровим ринком ЄС.

### Перелік посилань

1. Величко К.Ю., Козуб В.О., Носач Л.Л., Чернишова Л.О., Печенка О.І. Митне регулювання зовнішньоекономічної діяльності: навч. посіб. Харків: Видавництво «Форт», 2017. 221 с.
2. Нагорний Є.В. Аналіз сучасних підходів до підвищення ефективності логістичних систем доставки вантажів в міжнародному сполученні / Є.В. Нагорний, В.С. Наумов, А.В. Іванченко // Транспортні системи та технології перевезень : зб. наук. пр. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2012. – Вип. 3. – С. 68–72.
3. Мережко Н.В., Пашко П.В., Рождественський О.В. Митна справа: підручник. Київ: Київ. нац. торг.-екон. ун-т, 2016. 572 с.
4. Кузьмін О.Є. Митне обслуговування міжнародної економічної діяльності в умовах євроінтеграції: теоретичні положення і методичні підходи до практичних і лабораторних занять: навч. посіб., Нац. Ун-т «Львів. Політехніка», 2015. 161 с.

Penkova Kateryna Mykolayivna, student, Kyiv National University of Construction and Architecture

Kononenko Olexander Serhiyovych, student, Kyiv National University of Construction and Architecture

Balaka Maxim Mykolayovych, teaching assistant, Kyiv National University of Construction and Architecture, balaka.mm@knuba.edu.ua

### CAR TIRE DEFORMATIONS MEASURING DEVICE

The mechanical properties of a car tire significantly affect the wheel ability to perceive and convert external loads due to traction. When rolling on support surface, the wheel absorbs external forces and moments that cause complex deformations in the tire, in particular in the frame and breaker [1]. The rubber cord of tire is loaded with excess air pressure. Deformations occurring in the contact area, cause a change in internal pressure, partially redistributing their action to another part of the shell.

The car performance depends on the physical and mechanical properties of the tire: load capacity, passability, handling, smoothness, dynamism, fuel economy, etc. In general, all indicators are determined by the value and type of deformation of the car tire under the action of external loads. Solving the problem of determining the mechanical properties of a car tire by individual parameters, which include design features, geometric dimensions, internal air pressure, even with the use of modern

methods of numerical analysis is quite difficult [2]. Therefore, experimental methods for determining the mechanical properties of a tire remain relevant.

Deformations of the car tire that occur when interacting with the support surface will be determined using a developed three-component transducer (Fig. 1) on the basis of contact circular potentiometers with three outputs from each sensor.

The device contains a holding fork 1, which is fixed to the wheel rim 2 in the cavity of the car tire 3. The guide is made of two links 4 and 5. They are connected by a hinge whose axis  $X_1-X_1$  is parallel to the cross axis  $X-X$ . On the axis of hinge and the link 5 are made landing surfaces for installing a circular potentiometer 6 for measuring radial deformation. The link 5 is equipped with an additional fork 7 and is connected to the holding fork 1 by means of a universal hinge in the crosspiece form 8. The crosspiece 8 has landing surfaces for the holding 1 and additional 7 forks. The axes of the crosspiece 8 are rigidly connected to the circular potentiometers axes 9 and 10 for measuring tangential and lateral deformations. In the guide link 4 is a rod 11, which is connected to the car tire 3 by a spherical hinge 12. The hinge is fixed on the inner surface of the tire by means of a vacuum chamber 13.

The device is fixed to the point of the tire 3 inner surface by means of a vacuum chamber 13. On the other hand, the device is fixed to the wheel rim 2 by a guide cup. In this case, its movement along the axes  $Z-Z$  and  $Y-Y$  causes assembly of links 4 and 5, as well as the rotation of the additional fork 7 relative to the axis  $X-X$  cross 8. This will be fixed by circular potentiometers 6 and 9. Moving this point along the axis  $X-X$  will to the rotation of the link 4 relative to the link 5 and the rotation of the additional fork 7 relative to the axis  $Y-Y$ , which will be fixed by circular potentiometers 6 and 10.

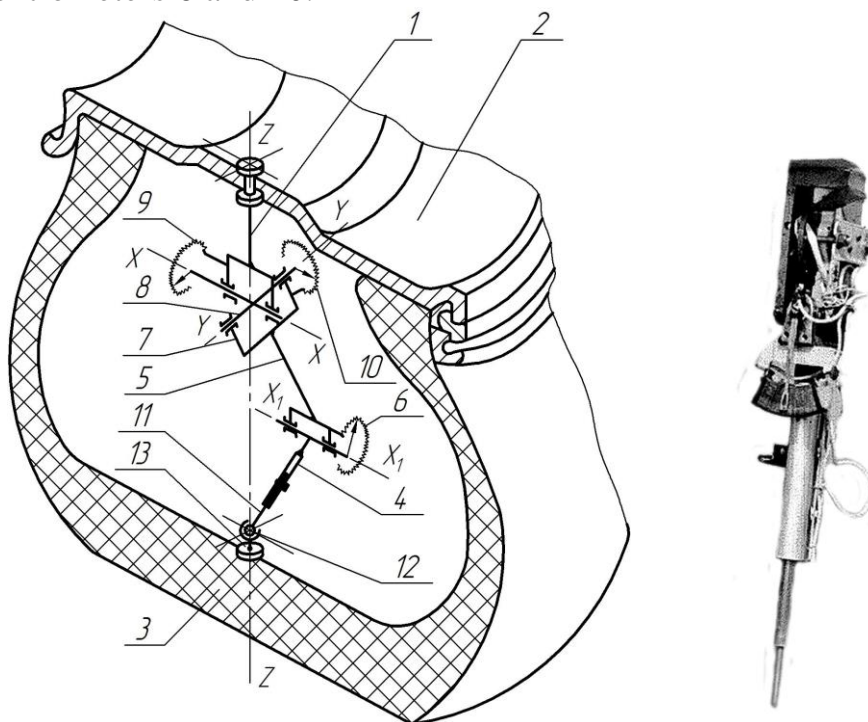


Figure 1 – Design of measuring device: 1, 7 – forks; 2 – wheel rim; 3 – tire; 4, 5 – guide links; 6, 9, 10 – potentiometers; 8 – crosspiece; 11 – rod; 12 – hinge; 13 – vacuum chamber

In the case of using a device to measure the deformation characteristics of tires that have a significant profile height. If the height of the tire profile is greater than the sum of the lengths for the guide links 4 and 5, then by moving the rod 11, you can change the size of the link 4 with sequential fixing.

The advantage of the device in comparison with the existing ones is the possibility of measuring the deformation components (radial, tangential, lateral) in car tires, which differ in profile height or deformation characteristics. This reduces the number of required devices and the cost of experimental research. Potentiometers 9, 10 and 6 for fixing mutual movements of the corresponding elements 8 (1), 7 (8), 4 (5) from each other are unified (circular) and serial devices.

### Literature

1. Automobile tires: design, calculation, testing, operation / Biderman V. L. et al. Moscow: Goskhimizdat, 1963, 384 p. (in Russian).

2. Bukhin B. L. Introduction to the mechanics of pneumatic tires. Moscow: Chemistry, 1988, 224 p. (in Russian).

Савенок Дмитро Валерійович, к.т.н., Донбаська національна академія будівництва і архітектури, optimus\_27@ukr.net

Горошко Олександр Володимирович, студент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури

### **АНАЛІЗ НАКОПИЧУВАЧІВ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ЕНЕРГОУСТАНОВОК В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ**

Іноземні видання, автомобільні журнали, компанії консалтингу приділяють серйозну увагу інформаційному забезпеченню впровадження автомобілів з електричними приводами. В них широко розглядаються питання обґрунтування переваг транспорту з електричними силовими установками, особливості їх енергозабезпечення, викладаються принципи функціонування електромобілів і гібридів, основи обслуговування і безпеки, розробці математичних моделей. За розрахунками, які наводить Boston Consulting Group (BCG) – міжнародна компанія, що спеціалізується на управлінському консалтингу, настає ера електромобілів, і батареї готові стати провідним джерелом енергії для мобільності. За прогнозами до 2030 року продажі електричних автомобілів перевищать традиційні на сьогодні автомобілі з ДВЗ.

Продажі автомобілів з електричними енергоустановками варіюються у залежності від типу трансмісії і двигуна, та ринку продажу. У глобальному масштабі прогнози говорять про те що ціни на акумулятори суттєво знизяться, а окупність автомобіля приблизно в 2022 складатиме близько 5 років.

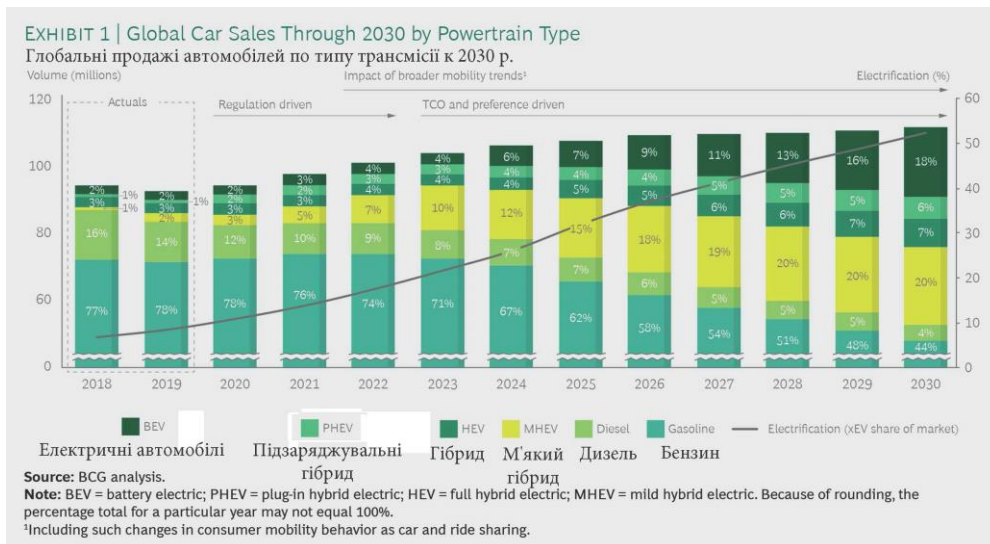


Рисунок 1 – Діаграма розрахунків кількості автомобілів по виду енергоустановок (Boston Consulting Group) [1].

Також BCG наводить скоректований розрахунок кількості автомобілів залежно від виду споживаного палива (виду енергії). Аналіз складався з розрахунку кількості автомобілів у залежності від того, як масово ринок споживача зможе перейти на використання автомобілів з електричним приводом, надавши альтернативу автомобілям з ДВЗ, особливо з урахуванням ціни батарей, в залежності від ціни палива для автомобіля з ДВЗ. Також у розрахунку враховані інші фактори, а саме тиск з сторони регулюючих органів, ціни на енергоносії, зацікавленість та купівельна спроможність.

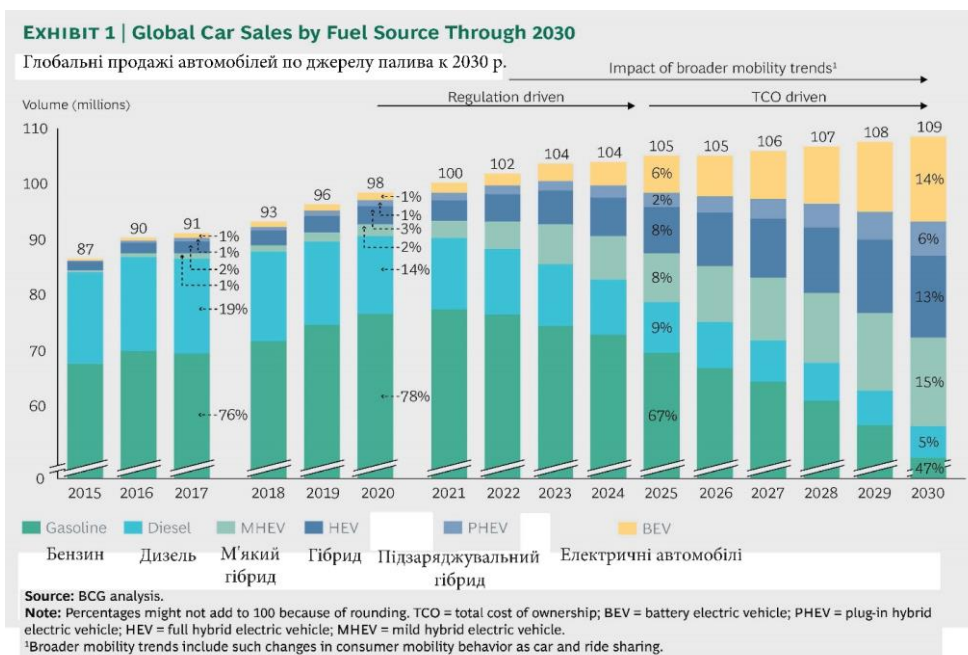


Рисунок 2 – Діаграма розрахунків кількості автомобілів по типу використання палива (Boston Consulting Group) [2].

Як видно зі статистичних досліджень, основним накопичувачем або джерелом енергії в автомобільному транспорті стають акумуляторні батареї. Щоб захопити частку ринку і задовільнити масштаби виробництва акумуляторних елементів, автовиробники збільшують обсяги виробництва, їх типи і номенклатуру. Виробники АКБ виводять на ринок продукцію, виходячи більш з комерційних уподобань, ніж враховуючи їх реальну ефективність та екологічність, навіть не проводячи комплексних наукових досліджень їх ефективного та економічного використання на автомобілях в експлуатаційних умовах. Таким чином, для підвищення ефективності та екологічності експлуатації автомобілів з електричним або гібридним приводом необхідно визначити недоліки та переваги основних типів накопичувачів енергії та розробити концептуальні підходи до їх вибору – в чому і полягають мета і завдання даного дослідження. І перший крок в цьому напрямку це вивчення та аналіз існуючих технологій накопичення енергії, їх класифікація за конструктивним, функціональними та експлуатаційними ознаками.

В сучасних енергетичних установках автомобілів застосовуються такі види накопичувачів:

- 1) літій-іонні акумуляторні батареї: літій-кобальтові (LiCoO<sub>2</sub>), літій-нанофосфатні (LiFePO<sub>4</sub>);
- 2) нікелеві : нікель-металогідридні (Ni-MH), нікель-кобальтові (Ni-Co);
- 3) ємнісні: технологія ультраконденсаторів;
- 4) механічні.

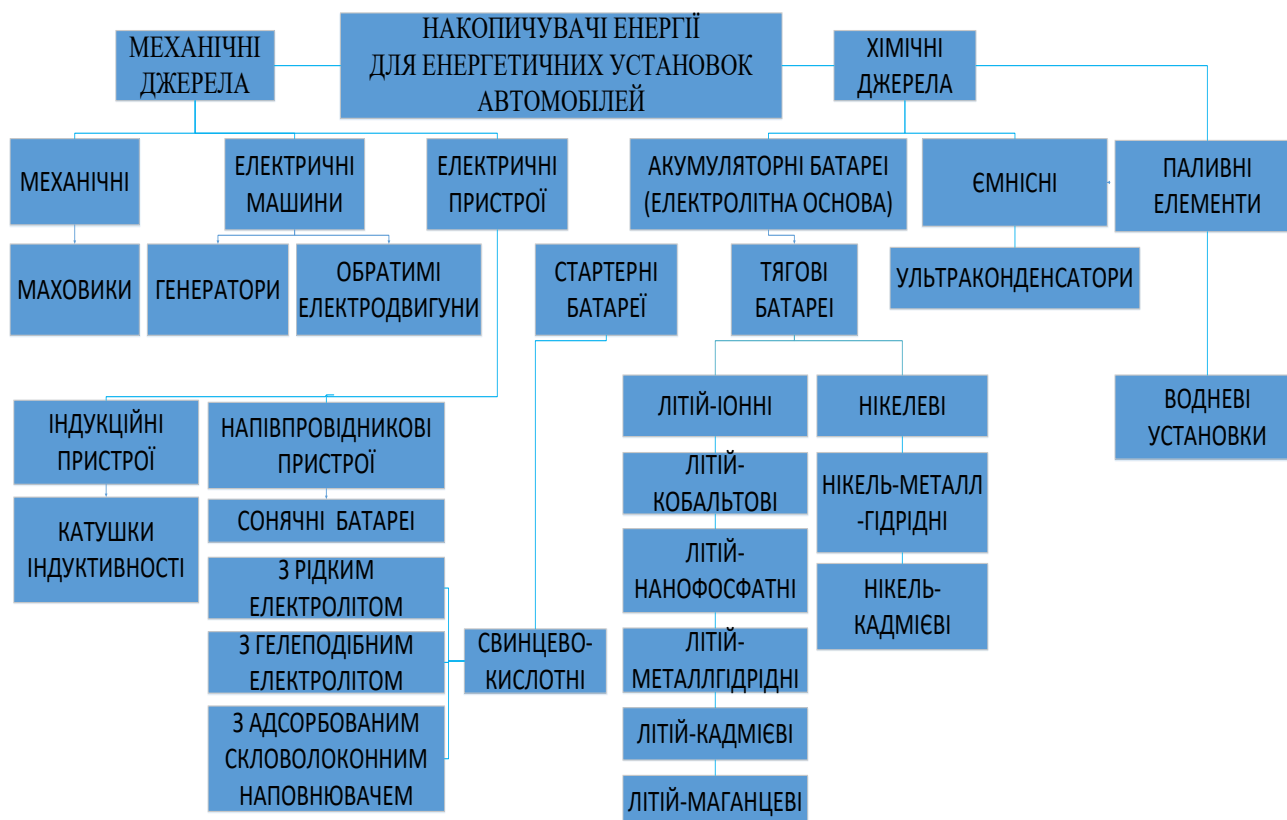


Рисунок 3 – Класифікація накопичувачів енергії



## Література

- 1) Kristian Kuhlmann , Sebastian Wolf , Cornelius Pieper , Gang Xu , adJustin Ahmad .The Future of Battery Production for Electric Vehicles september 11, 2018. [Електронний ресурс]: Boston Consulting Group. Режим доступу: URL <https://www.bcg.com/publications/2018/future-battery-production-electric-vehicles.aspx>
- 2) Xavier Mosquet , Aakash Arora , Alex Xie , and Matt Renner. Who Will Drive Electric Cars to the Tipping Point? january 2, 2020. [Електронний ресурс]: Boston Consulting Group. Режим доступу: URL <https://www.bcg.com/publications/2020/drive-electric-cars-to-the-tipping-point.aspx>

Сараева Ирина Юрьевна, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
Воробьев Александр Николаевич, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
Себко Дмитрий Павлович, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ

### Введение

Параметры рабочих и сопутствующих процессов в двигателе очень удобно принимать за косвенные признаки технического состояния, так как они доступны измерению и при этом не требуется существенной разборки двигателя. Однако, далеко не каждый выходной параметр может стать диагностическим параметром, то есть применяться при проведении операций диагностирования. Существуют определенные критерии, предъявляемые к диагностическим параметрам. Эти критерии качества сформировались в процессе развития технической диагностики.

Для обеспечения надлежащей достоверности и экономичности процесса диагностирования диагностические параметры должны быть чувствительны, однозначны, стабильны и информативны [1-3].

### Чувствительность диагностических параметров двигателя

Чувствительность диагностического параметра расценивается, как его приращение  $dI$  по отношению к изменению технического состояния  $du$  [1]:

$$K_r = \frac{d\Pi}{du}. \quad (1)$$

Л.В. Мирошников [2] дает более точную оценку чувствительности диагностического параметра, как отношение приращения этого параметра  $dS$  к изменению структурного параметра  $dX$ :

$$K_r = \frac{dS}{dX}, \quad (2)$$

и численно оценивает чувствительность диагностического параметра через его относительное изменение в пределах всего диапазона нагрузки объекта от номинала до наступления неисправного состояния:

$$\Delta S = \left| \frac{S_p - S_n}{S_n} \right|, \quad (3)$$

где  $S_p$  – предельное значение диагностического параметра;  
 $S_n$  – номинальное значение диагностического параметра.

И.Н. Аринин в работе [3] указывает, что информативную способность каждого из методов диагностики можно оценить коэффициентом информативности, который показывает динамику изменения значений диагностических параметров в функции пробега и приводит пример относительно цилиндропоршневой группы. Согласно предлагаемой методике с увеличением коэффициента информативности  $K_{инф}$  растет и разрешающая способность средств измерения. Причем следует считать удовлетворительным информативность того или иного метода диагностирования, если  $K_{инф} \geq 0,5$ .

Если проанализировать значения коэффициента информативности, минимальные и максимальные значения диагностических параметров, то получим:

$$K_{инф} = \frac{X_{max} - X_{min}}{X_{max}}, \quad (4)$$

где  $X_{max}$  – предельное значение диагностического параметра;  
 $X_{min}$  – номинальное значение диагностического параметра.

При сравнении выражений (3) и (4) проявляется их явное математическое сходство. Кроме того, во-первых, данная методика ограничена только показом динамики изменения значений диагностических параметров в функции пробега и не предусматривает учет других возможных неисправностей. Во-вторых, значение диагностического параметра является случайной величиной, как, впрочем, и его экстремумы.



Поэтому предлагается чувствительность диагностического параметра оценивать, как относительное изменение среднестатистического значения случайной величины в пределах границы допустимых значений:

$$\Delta(\bar{x}) = \left| \frac{\bar{x}_d - x_{pd}}{\bar{x}_d} \right|, \quad (5)$$

где  $\bar{x}_d$  - среднестатистическое значение случайной величины диагностического параметра;

$x_{pd}$  - предельно допустимое значение случайной величины диагностического параметра.

Так, например, если назначена величина минимально допустимой компрессии  $x_{pd}=0,958$  МПа и установлено среднестатистическое значение этой величины  $\bar{x}_d = 1,29$  Мпа [4, 5, 6], то чувствительность величины компрессии у современных бензиновых двигателей к нарушению герметичности клапана и залеганию поршневых колец составит  $\Delta(\bar{x}) = \left| \frac{1,29 - 0,958}{1,29} \right| \approx 0,26$ , что для

диагностического параметра является удовлетворительным. Это значит, что при нарушении герметичности клапана или залегании поршневых колец среднестатистическое значение величины компрессии будет уменьшаться более

чем на 26%.

## Выводы

1. Для статистических моделей диагностирования предлагается чувствительность диагностического параметра оценивать, как относительное изменение среднестатистического значения случайной величины в пределах допустимых значений.

2. Информативным является диагностический параметр, у которого плотности распределений случайной величины при исправном и неисправном состоянии объекта не имеют площадей перекрытия в диапазоне среднеквадратичного отклонения.

## Литература

1. *Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов/ Под ред. Г.В. Крамаренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 488с.*
2. *Мирошников Л.В., Болдин А.П., Пал В.И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. – М.: Транспорт, 1977.- 263с.*
3. *Аринин И.Н. Диагностирование технического состояния автомобиля. – М.: Транспорт, 1978. - 176с.*

4. Сараєва І. Метод діагностики герметичності камери згорання бензинового двигуна автомобіля. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy – Pzeszow, 2017. – S. 85-93.
5. Сараєва І.Ю., Цапко С.С. Определение предельно-допустимых значений технического состояния цилиндра и поршня эмпирическим способом на автомобиле// Slovak international scientific journal №36, Bratislava, Slovakia. - 2019. С 36-43. (IJIF, SIS, GIF, ISI, DIIF)
6. Сараєва І.Ю., Дибров В.К. Закономерность распределения случайной величины компрессии в двигателях внутреннего сгорания/ **Scientific discussion** №38. Praha, Czech Republic. - 2019. С 48-52. (RB, SIS, DIIF).

Світличний Віталій Анатолійович к.т.н., доцент, Харківський національний університет внутрішніх справ, vit.svet@ukr.net

## КІБЕРБЕЗПЕКА СУЧАСНОГО АВТОМОБІЛЯ

Сучасний автомобіль - високотехнологічна машина, що надає широкі можливості управління своїми компонентами для забезпечення більшої фізичної безпеки і комфорту. Збільшення кількості електронних пристроїв в сучасних автомобілях з провідним і безпроводним підключенням неминуче призводить до зростання вразливостей, а значить до зниження безпеки і ефективності експлуатації транспортного засобу.

Сучасні розумні автомобілі можуть багато чого: виходити в Інтернет, завантажувати звідти карти місцевості та іншу корисну інформацію, обмінюватися даними з сервісним центром і віддалено проходити профілактику. Наприклад в Європі починаючи з квітня 2018 року всі нові автомобілі що продаються, зобов'язані мати на борту систему ECall яка спрацьовує при дорожньо-транспортній пригоді і відправляє в центр екстреної служби 112 пакет інформації, який включає в себе мінімальний набір даних: дата і час активації, географічні координати, маршрут, дані про транспортний засіб і провайдера зв'язку, Одночасно автоматично встановлюється телефонний зв'язок з салоном автомобіля. Також можлива передача додаткової інформації з бортового комп'ютера автомобіля. Таким чином, обмін інформацією здійснюється в режимі реального часу 24/7/365, і потенційно автомобіль доступний невідомим вам людям або програмами. Всі блоки управління, вся топологія мережі, правила маршрутизації, завантажувачі, оновлення - все як на долоні. Крім того, ще баги і уразливості операційних систем автомобілів. Використовується кілька систем в основному це Windows, Linux, QNX, Android Найбільш поширеними є QNX і Linux, але аналітичні звіти пророкують велике зростання частки Android. Як відомо будь який софт вимагає оновлень апгрейдів і автософт - не виняток. Якщо в дорогих моделях автомобілів процедура технічно відпрацьована і доступна за замовчуванням, то в більш дешевих варіантах розумних автомобілів багато подібних можливостей заблоковані (захищені спеціальною цифровим підписом), і за їх включення потрібна додаткова платня.

Однак, на просторах даркнета розташоване безліч форумів і торгових майданчиків, на яких можна купити найрізноманітніші пристосування, програми, спеціальні модулі, які оновлюють софт, покращують роботу, обнуляють пробіг або перезавантажують подушки безпеки після аварії, і заощадити на техобслуговуванні. Або засоби діагностики і розблокування платних функцій, піратські навігаційні пакети, та інші неліцензійні аксесуари. Коштує це - в десятки разів дешевше, ніж пропонують офіційні виробники. Ці пристосування дозволяють обнулити пробіг на машинах Renault, BMW, Mercedes, Ford, Fiat та інших. Проблема полягає в тому, що після підключення такої пристрій отримує доступ до всієї системи управління автомобіля, а через смартфон до конфіденційних даних власника, рахунками, паролів і тому подібне.

Автомобіль - річ дорога, і до його безпеки потрібно підходити не менш ретельно, ніж до безпеки банківського рахунку. Зрозуміла позиція автовиробників і розробників, які намагаються своєчасно випускати на ринок додатки з новими можливостями для зручності власників машин. Однак думаючи про безпеку сучасних автомобілів не варто обмежуватися безпекою інфраструктури (серверів управління), каналами взаємодії авто і інфраструктури. Варто також звернути увагу на сторону клієнта, зокрема на додатки, які в даний момент знаходяться у користувачів. Зараз його занадто просто обернути проти його власника, і це, можливо, зараз найвужче місце, на яке можуть бути націлені зловмисники.

Киберзагроза вже перейшла з теоретичної площини в практичну. На форумах в даркнета періодичні зустрічаються оголошення про покупку і продаж облікових записів для додатків, що працюють з підключеними автомобілями. Причому платять за них вельми щедро - набагато більше, ніж за дані вкрадених кредитних карт.

На жаль, в питанні того, щоб уберегти свій автомобіль від кіберзлочинців, потрібно розраховувати тільки на себе. Хоча вперше розумний Jeep зламали ще в 2015 році, виробники як і раніше приділяють занадто мало уваги закриттю вразливостей, і багато загрози не втрачають актуальності і зараз. Поки ситуація не змінилася, автовласникам варто пам'ятати, які заходи безпеки вони можуть прийняти самостійно, щоб зменшити ризики. Виходячи з цього дамо кілька порад спрямованих на забезпечення кібербезпеки сучасного автомобіля:

Користуйтеся тільки офіційними додатками і аксесуарами. Скупий платить двічі;

Постійно оновлюйте прошивку автомобіля на сертифікованому сервісі. Якщо для вашої моделі автомобіля вийшла нова прошивка - то це не просто так: швидше за все, вона виправляє якісь проблеми;

Перевіряйте мобільні додатки для контролю автомобіля надійним антивірусом. Так ви не пустите на смартфон непрошеного гостя, який вкраде ваші реєстраційні дані для перепродажу на чорному ринку.

Таким чином, підбиваючи підсумки сказаного вище, можна зробити висновок про те, що кібербезпека стає новим виміром якості автомобілів.

Симоненко Роман Вікторович, к.т.н., доцент, ДП ДержавтотрансНДІпроект, [rsym1975@gmail.com](mailto:rsym1975@gmail.com)

Матейчик Василь Петрович, д.т.н., професор, Національний транспортний університет, [wmate@ukr.net](mailto:wmate@ukr.net)

Волков Володимир Петрович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [volf-949@ukr.net](mailto:volf-949@ukr.net)

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н., професор, Херсонська державна морська академія, [griksuk\\_iv@ukr.net](mailto:griksuk_iv@ukr.net)

## СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМИ «КТЗ – ІНФРАСТРУКТУРА»

Ефективність використання того чи іншого колісного транспортного засобу (КТЗ) в експлуатаційних (інфраструктурних) умовах суттєво залежить від рівня реалізації основних морфологічних ознак функціональних елементів системи «КТЗ – Інфраструктура» (англ. “Vehicle – Infrastructure”).

**Система «КТЗ – інфраструктура» як об’єкт дослідження** описує процеси руху КТЗ з сучасними (тепловими, електричними, гібридними) енергоустановками в заданих умовах інфраструктурного середовища, вихідними результатами яких є продуктивність КТЗ, витрати енергії та викиди на одиницю пробігу чи транспортної роботи, визначає значення цільових показників (обмеження) ефективності експлуатації та параметри управління процесами (зворотні зв’язки) на основі актуальної інформації внутрішньої системи моніторингу технічного стану та режимів руху КТЗ, а також інформації зовнішнього інфраструктурного середовища, що визначає реальні експлуатаційні умови (дорожні, транспортні, метеорологічні тощо) [1-4].

Ефективність функціонування системи залежить від рівня телематичного забезпечення її основних функціональних елементів, яке дозволяє отримувати, обробляти та аналізувати інформацію про технічний стан та режими руху КТЗ та управляти ними з метою досягнення максимальної продуктивності (максимально можливої за умов виконання вимог безпеки швидкості) при мінімальних питомих витратах енергії (Мдж/км, Мдж/ткм, Мдж/пкм) та викидах (г/км, г/ткм, г/пкм) в заданих умовах інфраструктурного середовища.

Рівень телематичного забезпечення функціонального елемента «КТЗ» характеризується такими морфологічними ознаками [1-4]:

- наявність засобів ідентифікації технічних характеристик КТЗ та його підсистем;
- наявність засобів безперервного моніторингу параметрів технічного стану КТЗ;
- наявність засобів контролю поточних швидкості КТЗ, витрати енергії та забруднюючих викидів;
- наявність засобів просторової ідентифікації режимів руху КТЗ;
- наявність сучасних телекомунікаційних технологій для зв’язку з іншими елементами системи;
- рівень автоматизації управління рухом КТЗ;

- наявність засобів контролю характеристик оператора;
- наявність засобів контролю параметрів внутрішнього і зовнішнього середовища.

Рівень телематичного забезпечення [1-4] функціонального елемента «Інфраструктура» характеризується наступними морфологічними ознаками :

- наявність засобів ідентифікації зовнішніх метеорологічних умов;
- наявність засобів ідентифікації характеристик дороги;
- наявність засобів ідентифікації КТЗ та швидкості їх руху;
- наявність засобів контролю складу транспортного потоку та його інтенсивності;
- рівень організації дорожнього руху;
- рівень інформаційного забезпечення учасників руху;
- рівень системи телекомунікації;
- наявність телекомунікаційних технологій з учасниками руху.

В системі можуть бути відсутні засоби для реалізації тієї чи іншої морфологічної ознаки або наявні варіанти її реалізації найсучаснішими засобами.

Поєднання окремих варіантів усіх морфологічних ознак обох функціональних елементів формує морфологічну структуру телематичного забезпечення досліджуваної системи «КТЗ – Інфраструктура», яка загалом визначає ефективність її функціонування [1, 4, 7].

Зміна одного з варіантів реалізації будь-якої ознаки обох функціональних елементів формує нову структуру телематичного забезпечення системи і може розглядатись як спосіб підвищення ефективності функціонування системи «КТЗ – Інфраструктура».

Для оцінювання ефективності функціонування системи «КТЗ – Інфраструктура» з врахуванням перспективних змін варіантів морфологічних ознак її функціональних елементів необхідно розробити нову методологію, яка буде спроможна оцінювати можливі морфологічні структури телематичного забезпечення системи та її елементів, формувати оптимальні структури системи та управляти окремими характеристиками функціональних елементів для досягнення максимальної продуктивності КТЗ при мінімальних питомих витратах енергії та викидах в заданих умовах інфраструктурного середовища.

Для забезпечення найбільш повного представлення про об'єкт дослідження, як про складну систему інформаційної технології, збирання, зберігання, розповсюдження і здійснення аналізу інформації системи «КТЗ – Інфраструктура» в залежності від її змісту, мети і структури використовуються наступні основні підходи до її оцінки: статистичний, семантичний, прагматичний і структурний.

Для визначення предметної області системи «КТЗ – Інфраструктура» для роботи у складі інтелектуальної системи, використовуються принципи, орієнтовані на конкретні задачі обробки та аналізу даних системи моніторингу і функціональні потреби обслуговуючого персоналу. На початковому етапі формування предметної області дослідження системи доцільно використовувати діаграму потоків даних (*DFD* – *Data Flow Diagram*) [4, 5, 6, 7].

З точки зору побудови інформаційної системи на *DFD*-діаграмі, джерелами

первинної інформації про стан системи «КТЗ – Інфраструктура», є процеси управління режимами руху та маневрування КТЗ при зміні умов інфраструктурного середовища, відповідні бази даних та програмне забезпечення. До функціональних завдань системи «КТЗ – Інфраструктура» віднесено збирання даних у системі моніторингу і управління, ідентифікацію КТЗ та оператора з урахуванням рівня автоматизації руху, моніторинг, аналіз і прогнозування параметрів технічного стану КТЗ та його підсистем, ідентифікація зовнішніх факторів і умов інфраструктурного середовища, перевірка відповідності технічного стану КТЗ та його підсистем вимогам системи «КТЗ – Інфраструктура». Для виконання поставлених задач був розроблений інформаційно-аналітичний комплекс [7-8], що може успішно здійснювати функціонування системи «КТЗ – Інфраструктура» на всіх етапах життєвого циклу КТЗ і відповідної інфраструктури для забезпечення досягнення цільових функцій.

### Література

1. Интеллектуальные транспортные системы в технической эксплуатации автомобилей / Волков В.П., Панченко В.П., Грицук И.В., Волкова Т.В., Курцев М.С., Мамедов Э.А. - Баку, «Апостроф-А», 2019. – 476 с.
2. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0204>.
3. Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Gutarevych, Y. et al., "The Evaluation of Vehicle Fuel Consumption and Harmful Emission Using the Heating System in a Driving Cycle," *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 10(1):236-248, 2017, <https://doi.org/10.4271/2017-26-0364>.
4. Интеллектуальные системы управления работоспособностью автомобилей / В.П. Волков, В.П. Матейчик, И.В. Грицук, Ю.В. Волков / Под редакцией Волкова В.П. – Харьков: Майдан, 2016. – 504 с.
5. Hahanov, V., Gharibi, W., Litvinova, E., Chumachenko, S. et al., "Cloud-Driven Traffic Monitoring and Control Based on Smart Virtual Infrastructure," SAE Technical Paper 2017-01-0092, 2017, <https://doi.org/10.4271/2017-01-0092>.
6. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0204>.
7. Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Grytsuk, Y. et al., "Information Model of V2I System of the Vehicle Technical Condition Remote Monitoring and Control in Operation Conditions," SAE Technical Paper 2018-01-0024, 2018, <https://doi.org/10.4271/2018-01-0024>.
8. Tsiuman, M.P., Mateichyk, V., Smieszek, M., Sadovnyk, I. et al., "The System for Adding Hydrogen-containing Gas to the Air Charge of the Spark Ignition Engine Using a Thermoelectric Generator," SAE Technical Paper 2020-01-2142, 2020, doi:10.4271/2020-01-2142.

Хрулев Александр Эдуардович, к.т.н., с.н.с., Международное моторное бюро, Киев, Украина, alo.engine@gmail.com

## **НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА И ОСОБЕННОСТИ ИХ УЧЕТА ПРИ ПЕРЕОБОРУДОВАНИИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ГАЗОМОТОРНОЕ ТОПЛИВО**

Перевод серийных бензиновых двигателей на газомоторное топливо рассматривался в качестве перспективного для различных видов транспорта не одно десятилетие. Обычно главными преимуществами такого перевода было принято считать полное сгорание газозвоздушной смеси, заметно меньшую стоимость газа и даже более высокий ресурс цилиндро-поршневой группы.

За многие десятилетия идея газификации легкового транспорта испытывала многочисленные взлеты и падения, но среди мировых автопроизводителей большого числа приверженцев так и не получила [1]. Причин этого достаточно много, и технических, и экономических, но точку в споре между газом и бензином для легкового транспорта недавно поставила экология. Причем, с неожиданной стороны.

Действительно, еще несколько лет назад сжиженный и природный газ в сравнении с бензином считался экологичным видом топливом. Однако с того момента, как углекислый газ, как продукт сгорания, попал в категорию вредных парниковых газов, сжиженный и природный газ были фактически спущены с "экологического пьедестала", чему во многом способствовала и развернувшаяся "электрическая" революция в автомобилестроении. Результатом такого сдвига в массовом секторе рынка стал полный и окончательный отказ мировых производителей от производства легковых автомобилей с газовыми двигателями в пользу электрических. Первой "ласточкой" явилась Honda – ее "экологически чистая" модель Civic с газовым двигателем [2] всего через несколько лет после начала производства была снята с конвейера. За Honda недавно последовал VW, имевший в производственной программе несколько газовых двигателей [3], но также объявивший о полном прекращении их исследований, разработок и производства.

Тем не менее, драматические события, развернувшиеся в мире массового производства автомобилей, не слишком сильно отразились на области их эксплуатации. За многие десятилетия там сформировался достаточно устойчивый рынок газобаллонного оборудования (ГБО) со всей своей инфраструктурой, включая производителей, установщиков, потребителей и контролирующие органы. Внутри этого мира газобаллонное оборудование развивалось своим собственным путем, не только дойдя в этом развитии до 7-го поколения, но и получив способность полностью встраиваться в серийную электронную систему топливоподачи любой сложности [1, 4].

Причины, по которым шло обособленное развитие рынка ГБО, далеки от экологии, они скорее сугубо экономические и даже психологические – розничная цена 1 литра сжиженного газа вдвое ниже чем у бензина. Оказалось,



что для многих потребителей именно и только этот фактор имеет значение, чтобы побудить их переоборудовать свой собственный автомобиль для работы на нештатном газовом топливе, все остальное для большинства потребителей вторично и даже неважно [5].

Однако в дальнейшей эксплуатации переоборудованного на нештатное топливо двигателя возникают серьезные проблемы. Несмотря на преимущества для цилиндро-поршневой группы, в которой при работе на газе больше не происходит ухудшения смазывания деталей из-за смывания масла топливом со стенок, и нет нагарообразования, а моторное масло служит дольше, выявляется ускоренный износ клапанного механизма в виде так называемого "проседания" клапанов (рис.1). Причем быстрому износу подвержено не только сопряжение клапана с седлом [6], но и стержня клапана с направляющей втулкой [1].

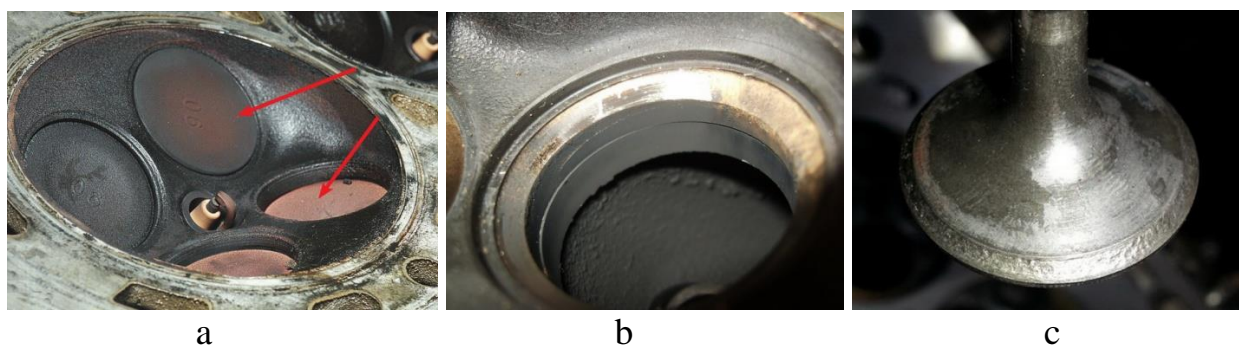


Рисунок 1. "Проседание" клапанов при работе на газе (а) возникает вследствие интенсивного изнашивания седла (b) и фаски клапана (с).

Еще не так давно было принято объяснять такой аномальный износ некоей "более высокой" температурой сгорания газозвушной смеси [4, 6]. Однако детальные исследования процесса изнашивания пары "клапан-седло" фактически опровергли "температурную" теорию и показали, что реальные причины, по которым при изменении вида топлива с бензина на газ может происходить резкое возрастание интенсивности изнашивания, связаны с отсутствием в зоне трения смазки в виде смол и нагара [7, 8, 9].

Как показано в [1], удовлетворение всем требованиям, обеспечивающим работоспособность и ресурс клапанного механизма на газе, делает двигатель неработоспособным на бензине, поскольку сопряжение клапана с седлом теряет герметичность из-за нарушения самоочистки рабочей поверхности контакта от смол и нагара [8]. В то же время очевидная невозможность удовлетворить этим требованиям при переводе серийного бензинового двигателя на нештатное газовое топливо оказывается ключевым фактором эксплуатации, поскольку означает неизбежное уменьшение ресурса. Отсюда следует важный для практики эксплуатации вывод о том, что установка ГБО может быть выполнена только на те модели двигателей, для которых заранее известны данные по реальному влиянию газового топлива на ресурс клапанного механизма [7].

Если такие данные известны (а в случае неизвестности риск владельца автомобиля вместо экономии получить серьезные убытки неприемлемо высок), для расчета экономической эффективности эксплуатации на газе по сравнению



с бензином можно вывести формулу для расчета относительной стоимости эксплуатации на газе:

$$\bar{C} = k_c k_g + 100 \frac{C_{gbo}}{R_b G_b C_b} \left( 1 + \frac{k_{rep}}{k_R} \right), \quad (1)$$

где  $k_c$  – коэффициент массового расхода газа по сравнению с бензином ( $k_c = 1,25-1,45$ ),  $k_g$  – коэффициент цены 1 литра газа по сравнению с бензином ( $k_g = 0,5$ ),  $C_{gbo}$  – стоимость ГБО, ее установки и сертификации (в расчетах принято  $C_{gbo} = 20.000$  грн),  $R_b$  – ресурс двигателя на бензине ( $R_b = 150.000$  км),  $G_b$  – расход бензина ( $G_b = 10$  л/100 км),  $C_b$  – стоимость 1 литра бензина ( $C_b = 25$  грн),  $k_{rep}$  – относительная стоимость ремонта двигателя (показывает, во сколько раз ремонт дороже установки ГБО),  $k_R$  – относительный ресурс (показывает, во сколько раз ресурс двигателя до ремонта на газе меньше, чем на бензине).

Результате расчетов по формуле (1) показаны на диаграмме (рис.2). Нетрудно заметить, что даже не очень дорогой вариант ГБО делает максимально возможную эффективность заведомо выше 0,75 (т.е. экономия составит только 25% и в лучшем случае будет вдвое меньше, чем это следует из простого сравнения цен газа и бензина на АЗС). С ростом же стоимости ремонта перевод двигателя на нештатное топливо становится все менее выгодным, и при стоимости ремонта вдвое больше стоимости установленной ГБО уже заведомо экономически неэффективен при любом ресурсе.

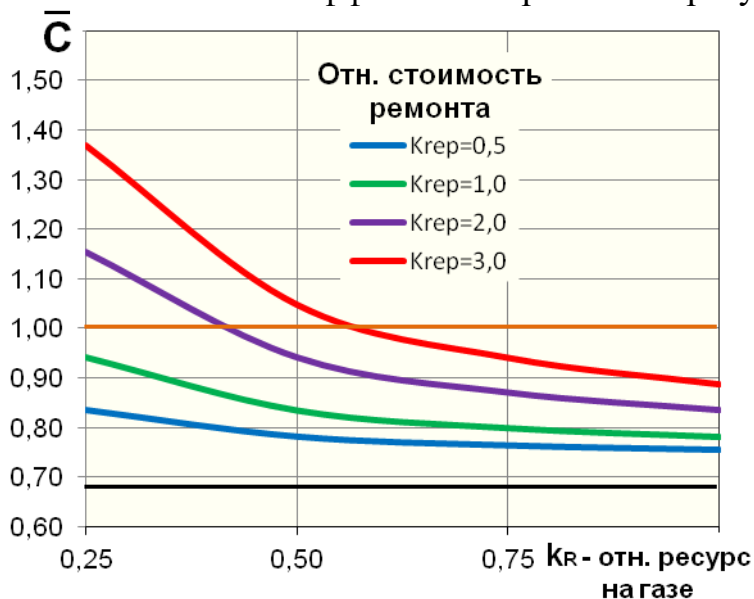


Рисунок 2. Экономическая эффективность перевода двигателя на газовое топливо при различном ресурсе и стоимости промежуточных ремонтов.

Анализ рынка запчастей по легковым автомобилям 2010-2012 года выпуска показал [10], что у подавляющего большинства моделей среднего класса цена новой головки блока превышает 40.000 грн (на некоторые японские модели, например, Mazda 6, CX7, Honda Civic, Accord, это более 60.000 грн), что делает установку на них ГБО экономически неэффективной. И только самые недорогие модели, преимущественно малого класса и/или же наиболее

популярные и распространенные, на которые существуют головки блока цилиндров по цене менее 15.000-20.000 грн, позволяют получить экономическую выгоду от перехода на нештатное топливо. Но и то при условии, что ресурс клапанного механизма на газе не упадет более чем вдвое.

Таким образом, проведенное исследование показывает, что несмотря на большую разницу в цене между газом и бензином, перевод бензинового двигателя на нештатное газовое топливо в общем случае имеет целый ряд серьезных ограничений, накладываемых не только техническими, но и чисто экономическими факторами. В результате для целого ряда автомобилей, особенно, старших классов, кажущаяся выгода оборачивается серьезными убытками, что должно в обязательном порядке учитываться при планировании установки на них газобаллонного оборудования.

### Литература

1. Хрулев А. Сакральная тайна голубого топлива. Ч.3 / А.Хрулев, Е.Тимофеев, Ю.Буцкий. АБС-авто, №11, 2016, с. 12-17.
2. Руководство по двигателям HONDA широкого применения. Пояснения к устройству двигателя внутреннего сгорания на примере двигателей HONDA. Часть 1. Редакция 2.0 (06.04.2000). Пер. с англ. HONDA Motor, Japan, 2000. - 273 с.
3. VW Service Training. Программа самообучения 427. Газобаллонная установка на сжиженном газе BiFuel. Устройство и принцип действия. Перевод и верстка ООО "ФОЛЬКСВАГЕН Груп Рус". VOLKSWAGEN AG, Вольфсбург, 2009. - 60 с.
4. Петров А. Газовое топливо и надежность клапанов / А.Петров, А.Ширяев. АБС-авто, №04, 2004, с. 42-45.
5. Новицкий О. На какие авто устанавливали ГБО в июле. AUTO.RIA, [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://auto.ria.com/news/topnews/251322/dali-gazu-na-kakie-avto-ustanavlivali-gbo-v-iyule.html>.
6. Хрулев А. Коль на газе ездит Хонда... / А.Хрулев, С.Самохин. АБС-авто, №10, 2003, с. 40-43.
7. Тихомирова О.Б. Новые вопросы перевода на газ автомобильных двигателей / О.Б.Тихомирова, А.Н.Тихомиров. Транспортные системы, №22 (5), 2017, с. 44-50.
8. Lewis R. and Dwyer-Joyce R.S. Automotive Engine Valve Recession. London, Professional Engineering Publishing Limited, 2002. - 138 p.
9. Поддубный И.Н. Износостойкость упрочненной фаски клапана и параметры контактного взаимодействия элементов трибосопряжения "фаска клапана-седло" / И.Н.Поддубный, В.И.Кубич, А.Н.Коробочка. Проблеми трибології (Problems of Tribology) 2013, № 1, с. 127-134.
10. Популярные модели авто. Головки блока цилиндров и их части (ГБЦ). Интернет-магазин Exist.ua [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://exist.ua/golovki-bloka-cilindrov-chasti-gbc/>. - 05.09.2020.

Чуйко С.П., аспірант кафедри автомобілів і транспортних технологій Державного університету «Житомирська політехніка», м. Житомир

## **КРИТЕРІЇ УПРАВЛІННЯ ВИТРАТОЮ ПАЛИВА МІСЬКИХ АВТОБУСІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ СУЧАСНИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Сучасний етап розвитку автотранспортного комплексу України характеризується широким впровадженням технологій систем контролю і управління перевезеннями, засобів забезпечення безпеки, що базуються на вирішенні задач, які використовують інформацію про місцезнаходження транспорту в просторі і часі. Як галузь, автомобільний транспорт зазнає також значні організаційні зміни.

Задача оптимізації витрат на експлуатацію рухомого складу дедалі вирішується за допомогою впровадження на підприємствах систем супутникового моніторингу автомобілів на основі геоінформаційних та GPS-технологіях. Це дає можливість забезпечити безпосередніх учасників дорожнього руху та всі ланки управління транспортною системою, необхідною оперативністю та якісною просторово-часовою інформацією.

Моніторинг руху міського пасажирського транспорту, на сьогоднішній день, здійснюється за допомогою встановлених бортових навігаційних терміналів супутникового моніторингу GPS / ГЛОНАСС. До таких об'єктів на автомобільному транспорті можна віднести окремі транспортні засоби, транспортні потоки та підприємства дотичні до діяльності транспорту. В залежності від виконуваних задач, серед інтелектуальних систем моніторингу транспорту, в першу чергу, можливо виділити системи моніторингу технічних показників транспортних засобів і транспортних потоків, таких як швидкість руху, режим руху, локація, технічний стан транспортного засобу, витрата палива тощо [1]. У зв'язку з застосуванням на автомобілях вбудованої бортової діагностики, розвитку супутникових систем навігації і мобільного зв'язку, сучасних технологій з'явилася можливість визначати технічний стан автомобіля [2]. Система дистанційного моніторингу технічного стану і витрати палива рухомого складу слугує функціональним доповненням бортових навігаційних комплексів [3].

Актуальним постає управління з використанням ІТС, у яких засоби Інтернет зв'язку, управління та контролю вмонтовані в транспортні засоби та об'єкти транспортної інфраструктури та можливості прийняття рішень доступні користувачам даних послуг.

Серед головних функціональних реалізацій сучасної системи моніторингу пасажирського міського транспорту необхідно дотримуватись:

- запровадження автоматизації діяльності пасажирських автопідприємств;
- управління ТО і ПР рухомого складу автопідприємства;
- моніторинг автобусів на маршрутах (їхнє місцезнаходження, контроль за технічним станом, витратою палива, оплату проїзду е-квитком);
- контроль за якістю надання транспортних послуг;
- узгодження маршрутних і організаційних питань;

- аналіз та планування діяльності ПАТП;
- робота з інженерно технічним і водійським персоналом підприємства.

Враховуючи організаційну структуру автотранспорту галузь з мережею дрібних пасажирських підприємств, де економічно недоцільно повністю автоматизувати основні функції управління, задачу створення моніторингу за роботою автобусів за допомогою ІТС доцільно вирішувати у сукупності колективної і локальної експлуатації в рамках регіонального підходу. Такий підхід в першу чергу допомагає міським органам влади підвищити якість транспортного обслуговування населення міста за рахунок автоматичного відображення місцезнаходження, дотримання розкладу руху, передбачуваний інтервал прибуття на чергову зупинку і транспортним підприємствах знизити собівартість перевезень. Таким чином, можна говорити про розповсюдження в структурі міського автобусного транспорту нових інформаційних технологій GPS навігації, які шляхом розширення своїх програмних функцій, крім звичного уже моніторингу перевізного процесу, набули нових можливостей по контролю за витратою палива.

Підвищення якості управління перевезеннями контроль за витратою палива, з використанням системи GPS / ГЛОНАСС досягається за рахунок:

- більш повного і якісного контролю перевізної діяльності пасажирських автопідприємств та витратою палива;
- підвищення оперативного реагування за перевитратою палива;
- зниження трудомісткості операцій контролю;
- підвищення якості планування і прогнозування перевезень;
- координації роботи структурних підрозділів автопідприємства.

Для автотранспортних підприємств усіх форм господарювання стало очевидним, що аналіз техніко–економічних показників виконання транспортної роботи, став більш оперативним із запровадженням GPS контролю за витратою палива. При цьому потребують удосконалення методики нормування і управління витрати палива сучасних міських автобусів з кондиціонерами.

### Література

1. Волков В.П. Особенности транспортно-информационной системы мониторинга «ХНАДУ ТЭСА» / В.П. Волков, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Автомобіль і електроніка // Сучасні технології. Електронне наукове фахове видання (друкована версія) . - Харків: ХНАДУ, 2013. – Випуск № 4/2013. – С. 106-110.
2. Волков В.П. Розробка методу застосування класифікації умов експлуатації автомобілів в інформаційних умовах ITS / В.П. Волков, І.В. Грицук, Т.В. Волкова, Ю.В. Грицук, Ю.В. Волков // Науковий журнал «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті». – Луцьк: ЛНТУ, 2019. - № 1 (12). - С. 22 - 28.
3. Мармут И.А. Контроль расхода топлива автомобилей на линии / Вісник НТУ «ХП» Серія: Автомобіле – та тракторобудування. -Х.: НТУ «ХП», 2014. - №9 (1052). - С. 43-49.

## **ЗАСТОСУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ НА КОМБІНОВАНОМУ ХОДІ**

З недавнього часу заводи розробляють і виготовляють для різних підприємств з подальшим встановленням на різні автомобілі спеціальне обладнання – комбінований хід, який дозволяє автомобільному засобу з будь-якого пункту заїхати на залізничну колію та переміщатися нею до місця проведення ремонтних робіт, порятунку або евакуації людей, або для інших цілей в комплексі спецоперацій. Автомобілі на комбінованому ході здатні виконувати безліч різноманітних операцій при будівництві, експлуатації, ремонті залізниць і т.і.

Комбінований транспорт має ряд переваг. Він пропонує комплексне транспортне рішення для підвищення продуктивності всього ланцюга перевезень. Основні переваги комбінованих перевезень можна поділити в такий спосіб: дбайливе ставлення до навколишнього середовища: на маршрутах, де можна об'єднувати обсяги та відстань є прийнятною, комбінований транспорт забезпечує значну економію енергії та знижує викиди CO<sub>2</sub>; дружній до суспільства: знижує кількість аварій, заторів на дорогах і залежність від запасів енергії; дозволяє краще використовувати існуючі потужності; поєднує в собі гнучкість автомобільного транспорту з економією на залізниці при тривалих поїздках з великими обсягами вантажу; добре інтегрований в логістичний ланцюг; безпечність та надійність: зменшує ризик для товарів під час транспортування [1].

Сам по собі комбінований (дорожньо-колійний) транспорт в нашому випадку є дворежимним транспортним засобом, який може працювати як на звичайній дорозі, так і залізничних коліях. Вони часто переобладнані в дорожні транспортні засоби, зберігаючи свої звичайні колеса з гумовими шинами, але оснащені додатковими сталевими колесами з фланцями для руху колією. Привід, як правило, здійснюється через звичайні шини, при цьому колеса з фланцями обертаються вільно; колеса рейок піднімаються та опускаються в міру необхідності. Для підвищення надійності автомобільної техніки на комбінованому ході проводилося багато досліджень навісного обладнання, та розроблялися нові методи його розрахунку. Це дозволило більш широко використовувати ці автомобілі як на транспортному будівництві, так і в інших галузях народного господарства країни, а також для військових цілей.

Не так давно почалося використання комбінованого залізничного ходу на автомобілях КрАЗ-250 (бетонозмішувачах), які призначені для заливки бетонних конструкцій на залізницях в важкодоступних місцях, таких як: тунелі, мости, насипи, виїмки тощо.



Рисунок 1 – КрАЗ на комбінованому залізничному ході

Для того, щоб збільшити застосовність комбінованого ходу на автомобільному транспорті, виконано порівняння технічних характеристик КрАЗ-250 та КрАЗ-65055:

Технічні показники	КрАЗ-250	КрАЗ-65055
Вантажопідйомність	14,5 т	16 т
Максимальна швидкість автомобіля	75 км/год	90 км/год
Контрольна витрата палива автомобіля	35 л/ 100 км	33 л/ 100 км
Тягове зусилля	8-12 тс	8-12 тс

Приблизний час встановлення на залізничну колію буде становити 15-18 хв. в обох випадках.

Завдяки розширенню автомобільного парку на комбінованому ході і поліпшенню якості і швидкості перевезення багажу має місце пропозиція установки додаткового металевого шасі для руху колією на автотранспортні засоби КрАЗ-65055 і т.п.

Також використання машин на комбінованому (залізничному та автомобільному) ході на промислових підприємствах дозволить значно знизити економічні витрати під час виконання колійних, поїзних і маневрових робіт, розширити сферу застосування існуючого обладнання, що в сьогоднішніх економічних умовах є важливим перспективним напрямком.

### Література

1. Document «Megatrucks versus rail freight?», January 2014. – 32 p. ([https://uic.org/IMG/pdf/2014\\_megatrucksbrochure\\_web.pdf](https://uic.org/IMG/pdf/2014_megatrucksbrochure_web.pdf))

Луценко Микола Михайлович, к.т.н., доцент, Харківський національний університет будівництва та архітектури, [lutsenkonm@ukr.net](mailto:lutsenkonm@ukr.net)

## МОЖЛИВОСТІ РЕМОНТА ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ГЛОБОЇДНИХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ІНДИВІДУАЛЬНОМУ РЕМОНТІ

Черв'ячні глобоїдні передачі широко використовуються в різних галузях промисловості. Особливо це стосується тих машин і апаратів, де в силу особливостей конструкції (наприклад, обмежені габарити) треба передавати значну потужність і забезпечувати значне передавальне число. Ці передачі, на відміну від циліндричних черв'ячних передач, мають значно більший кут обхвату і тому мають більшу несучу здатність. Тому черв'ячні глобоїдні передачі знайшли широке застосування в конструкції підйомно-транспортних машин і редукторах автомобілів ..

Через відсутність в Україні в даний час виробництва черв'ячних глобоїдних редукторів ремонт такого обладнання перетворився у велику проблему.

Оскільки більшому зносу піддається черв'ячне глобоїдне колесо, тому в ремонтному виробництві частіше доводиться виготовляти тільки черв'ячне глобоїдне колесо.

Класична технологія виготовлення черв'ячних коліс вимагає використання черв'ячних фрез з основними параметрами як у черв'яка для даної передачі з зубоутворенням на зубофрезерному верстаті. Але для глобоїдних черв'ячних передач в зв'язку з тим, що ділильну поверхню черв'яка - ділильний глобоїд, утворений навколо осі черв'яка дугою кола [1, с.147] ускладнюється можливість виготовлення навіть спрощеної фрези з параметрами глобоїдного черв'яка, тому що для цього необхідні або спеціальні верстати, або модернізований токарний верстат.

Нижче пропонується спосіб нарізання глобоїдних коліс з використанням універсального обладнання: горизонтально-фрезерного верстата, ділильної головки, а в якості інструменту звичайних дискових фрез.

Заготівля встановлюється в центрах ділильної головки, а остання на столі верстата. Стіл верстата повертається на кут підйому гвинтової лінії черв'яка в осьовому перерізі. Дві відрізнi фрези встановлюються на оправці верстата з розпорною втулкою, що має певний розмір. Після установки заготовки і фрез проводиться суміщення їх положення по осях проєкцій перетину осі заготовки, розрахункової осі черв'ячного колеса, середини відстані між фрезами і осі повороту столу. Обробка ведеться з використанням вертикальної подачі верстата.

Наведено методику вибору параметрів фрез та величини вертикального переміщення.

Для забезпечення двопрофільності впадини зубців обробка ведеться за 2 переходи:

1-ий перехід: при куті повороту столу, рівному куту підйому витків черв'яка в осьовому перерізі, тобто за кресленням;



2-ий перехід: стіл встановлюється на кут, рівний куту підйому витків, що відповідає перетину крайніх витків черв'яка [2].

На ТОВ «Реджу» проведено ремонт редуктора РЧГ-180 з нарізанням черв'ячного глобоїдного колеса на горизонтально-фрезерному верстаті.

Таким чином запропонований спосіб дозволяє за допомогою універсального обладнання та інструменту отримати профіль зубців черв'ячного глобоїдного колеса близький до заданого з параметрами даної глобоїдної передачі.

### Список літературних джерел

1.Зубчатые передачи. Справочник. Под ред. Е.Г.Гинзбурга. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980.-с.416

2. Н.М. Луценко, В.А. Натаров, И.А. Журавлёв Возможности ремонта червячных глобоидных редукторов с использованием зубофрезерного станка. Междунар. информ.-техн. Журнал «Металлообработка. Оборудование и инструмент»№ 2, 2014г.

Подригало Михайло Аббович, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Закапко Олександр Григорович , аспірант, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, [zakapko13@ukr.net](mailto:zakapko13@ukr.net)

### **ПІДВИЩЕННЯ МАНЕВРНОСТІ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ ПРИ ВСТАНОВЛЕНІ ПЕРЕДНЬОГО ПОВОРОТНОГО МОСТА**

Ідея рульової трапеції, що належить Шарлю Жанто знайшла своє втілення в 1893 році на першому автомобілі Карла Бенца “Вікторія”. З тих пір вказаний елемент кермового управління є невід’ємною частиною любого сучасного автомобіля. Використовується цей пристрій на тракторах і самохідних шасі, однак призначення компоновка і умови експлуатації тракторних самохідних шасі дозволяють здійснити виконання переднього направляючого мосту поворотним. При цьому необхідності виконувати поворотними направляючі колеса немає. В відомій літературі недостатньо досліджена динаміка повороту колісних машин з переднім направляючим (поворотним) мостом.

Проблема реалізації “ідеального повороту” полягає в труднощах суміщення центрів повороту всіх коліс трактора або автомобіля в одній точці при змінних радіусах повороту і колії коліс. Використання переднього поворотного мосту дозволяє здійснити “ідеальний поворот” при любых радіусах кривизни траєкторії, колії і базі машини.

В доповіді представлені декілька варіантів виконання перспективного тракторного самохідного шасі СШ26 з переднім поворотним мостом.



Виконання переднього мосту з можливістю повороту на  $180^{\circ}$  дозволяє також вирішити задачу механізації навіски знарядь в міжосьовій зоні самохідного шасі.

При повороті переднього мосту на  $90^{\circ}$  (вправо чи вліво) в відповідності з гальмуванням одного з задніх коліс з'являється можливість розвороту машини навколо обох коліс на місці.

В результаті проведеного теоретичного дослідження визначений раціональний кут установки поворотного важеля кермового приводу. Отримані аналітичні залежності для визначення циклового коефіцієнта втрат в кермовому приводі. Його величина може досягати 4,3%. При вибраному раціональному куті установки кермового важеля коефіцієнт втрат складає:

- при повороті наліво – 2,2%;
- при повороті вправо – 0,35%.

Отриманий аналітичний вираз дозволяє створити алгоритм управління поворотом переднього мосту, при реалізації якого момент опору повороту  $M_{\text{опор}}$  буде дорівнювати нулю. Параметром який регулюється є лінійна швидкість  $V_{x1}$  трактора. Зручніше всього здійснювати керування за рахунок кутової швидкості повороту мосту.

В таблиці наведено мінімальні швидкості входу в поворот перспективного самохідного шасі СШ26 на різних типах шляху.

Таблиця

Мінімальна швидкість самохідного шасі при вході в поворот і забезпечення  $M_{\text{опор}}=0$  на різних типах шляхів.

Тип шляху	Коефіцієнт зчеплення, $\phi$	Максимальна швидкість при вході в поворот, $V_{x1\text{min}}$ м/с, (км/год)
Суха ґрунтова дорога	0,7	4,346 (15,644)
Цілина і щільна поклад	0,8	4,646 (16,724)
Поклад 2-3 – річна, скошений луг	0,7	4,346 (15,644)
Стерня	0,7	4,346 (15,644)
Зоране поле	0,6	4,023 (14,483)
Поле під посів	0,5	3,672 (13,221)
Засніжена бита дорога	0,35	3,072 (11,062)

Аналіз результатів розрахунків наведених в таблиці, показує, що поворот при  $M_{\text{опор}}=0$  можливий тільки на транспортних операціях.

Результати проведеного дослідження закладені в конструкторську документацію перспективного тракторного самохідного шасі СШ26.

### Література

1. Бобошко А.А. Повышение маневренности колесных тракторов и самоходных шасси: дис. канд. тех. наук: 05.22.02/Бобошко Александр Андреевич. – Харьков, 2002. – 239с.

2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин/[М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко]; под ред. М.А. Подригало. – Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403с.

3. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко, Е.М. Гецович, А.А. Бобошко, В.М. Ефимчук, А.Н. Матырин]; под ред. М.А. Подригало. – Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614с.

4. Вибір раціональних параметрів кермового приводу перспективного тракторного самохідного шасі. / [М.А. Подригало, О.Г. Закапко, К.Г. Яценко]; – Вид-во ХНУПС, Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил, випуск 2 (64) 2020. – 149с.

Подригало М. А., доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Холодов М.П., кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [michaelkholodov@gmail.com](mailto:michaelkholodov@gmail.com)

Коряк А. А., кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кайдалов Р. О., доктор технічних наук, професор [Національна академія Національної гвардії України](#)

## ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ АВТОМОБІЛІВ З КОМБІНОВАНИМ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ ВЕДУЧИХ КОЛІС

Робота автомобільного двигуна при постійній кутовій швидкості колінчастого вала на несталому режимі руху автомобіля дозволяє підвищити його енергетичну і паливну економічність. Зазначене можливо при використанні безступінчастої трансмісії, що дозволяє змінювати швидкість руху автомобіля за рахунок безступінчастої зміни передавального числа коробки передач без розгону обертових мас двигуна від мінімальної до максимальної швидкості обертання.

В роботі [1] розглянуті статичні і динамічні характеристики двигуна внутрішнього згоряння (рис. 1). На рис. 1:  $M_{eном}$  – номінальний ефективний крутний момент двигуна;  $\omega_{eном}$  – кутова швидкість колінчастого вала при  $M_e=M_{eном}$ ;  $M_e$ ;  $\omega_e$  – поточні значення  $M_e$  і  $\omega_e$ . З рис. 1 видно, що режим роботи ДВС при постійній кутовій швидкості колінчастого вала можливий по навантажувальній характеристиці (криві 3, 4). На графіках, представлених на рис. 1, пунктирними лініями показані динамічні характеристики ДВС, а суцільними - статичні.

Системи регулювання режимів роботи двигуна відносяться до систем стабілізації. Такі системи за допомогою зміни навантаження двигуна зміною передавального відношення безступінчастої передачі підтримують роботу

двигуна в тому чи іншому заданому (оптимальному) режимі [2]. Оптимальні режими роботи двигуна автомобіля з безступінчатим передачею вперше обґрунтував Є. А. Чудаков [3]. У роботах В. А. Петрова [4, 5] викладено загальний підхід складання структурних схем і рівнянь руху систем регулювання режимів роботи двигуна, що враховують змінність наведеної інерційної маси, обмеженої потужності на вході механічної безступінчастої передачі, розосередження пружності і т. д., що раніше не було розглянуто в загальній теорії регулювання машин.

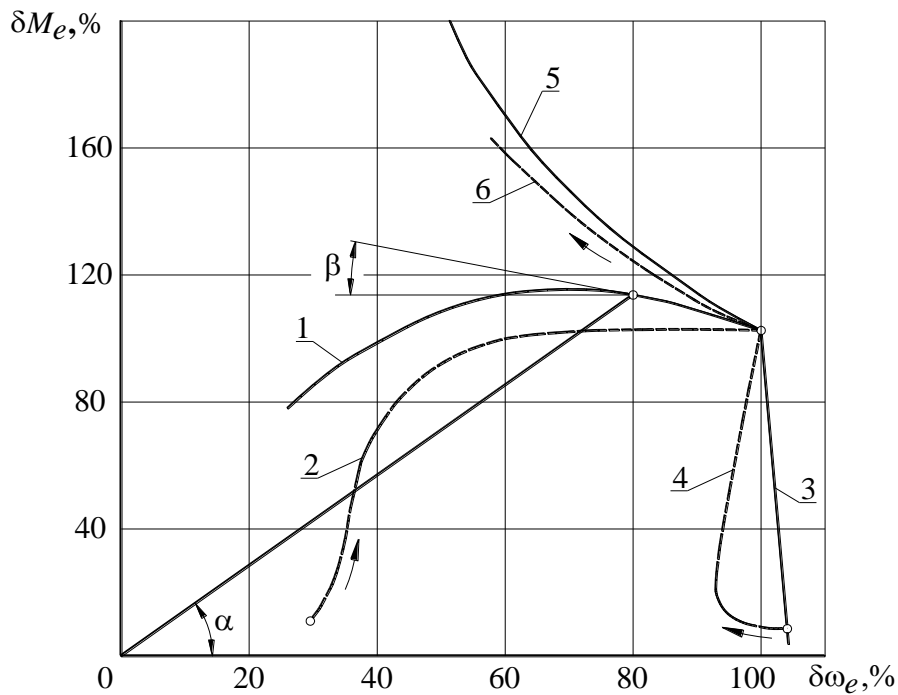


Рисунок 1 – Статичні і динамічні характеристики двигуна ( $\delta M_e = M_e / M_{eном}$ ;  $\delta \omega_e = \omega_e / \omega_{eном}$ ; 1, 2 - зовнішні швидкісні характеристики; 3, 4 - навантажувальні характеристики; 5, 6 - характеристики при постійній потужності [1])

У період часу, в якому проводилися зазначені дослідження [1-5], існували безступінчаті гідродинамічні, гідрооб'ємні і фрикційні передачі. Останні передачі були обмежені величиною потужності, що передається, що дозволило створити конструктивні схеми двопоточних коробок передач [4, 6].

Поява автомобілів з комбінованою енергетичною установкою (гібридних автомобілів) знову дозволило повернутися до питання про безступінчастому зміні передавального числа трансмісії [7].

При безступінчастій автоматичній зміні передавального числа трансмісії в роботах [2, 5] розглядається забезпечення роботи двигуна на режимах, що забезпечують:

- максимальну ефективну потужність двигуна;
- максимальний ефективний крутний момент двигуна;
- мінімальний ефективний питома витрата палива.

Слід зазначити, що навіть при ідеальному управлінні безступінчастою трансмісією не вдасться отримати роботу двигуна при постійному значенні

кутової швидкості колінчастого вала, оскільки ДВС генерує коливання індикаторного крутного моменту.

В роботі [8] запропоновано математичну модель зміни індикаторного крутного моменту ДВС

$$M_i = \overline{M}_i \left[ 1 + \frac{k_1}{2} \sin \left( \frac{\overline{\omega}_e}{2} i_{ц} t \right) \right], \quad (1)$$

де  $\overline{M}_i$  – середнє значення індикаторного крутного моменту;

$\overline{\omega}_e$  – середнє значення кутової швидкості колінчастого вала на сталому режимі руху;

$i_{ц}$  – число циліндрів двигуна;

$t$  – час;

$k_1$  – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту [8]

Однак в роботі [8] не проводилася оцінка стійкості роботи двигуна на постійній швидкості обертання колінчастого вала при сталому і несталому режимах.

Таким чином доцільно провести оцінку стійкості роботи автомобільного двигуна при постійній кутовій швидкості колінчастого вала і використанні безступінчатим трансмісії.

### Література

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Петров В. А. Автоматические системы транспортных машин / В. А. Петров. – М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
3. Чудаков Е. А. Пути повышения экономичности автомобиля / Е. А. Чудаков. – М.: АН СССР, 1948. – 168 с.
4. Петров В. А. Автоматизация управления бесступенчатой передачи / В. А. Петров // Автоматизация управления автомобилем. Материалы отраслевой научно-технической конференции 27-30 октября 1964 г. – М.: ОНТИ-НАМИ, 1965. – с. 55-81.
5. Петров В. А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин / В. А. Петров. – М.: Машиностроение, 1968. – 384 с.
6. Фаробин Я. Е. Фрикционные передачи автомобилей и тракторов. – М.: Машгиз, 1962. – 164 с.
7. Кайдалов Р. О. Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.02 – автомобілі та трактори / Р. О. Кайдалов. – Харків, 2018. – 40 с.
8. Подригало Н. М. Концепция обеспечения эффективности и контроля функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок транспортно-тяговых средств: дис. на соиск. ученой степени доктора техн. наук: 05.22.20 / Подригало Надежда Михайловна. – Харьков, 2016. – 408 с

Подригало Михайло Абович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com  
Тарасов Юрій Володимирович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yuriy.ledd@gmail.com  
Шейн Віталій Сергійович, к.т.н., ст. викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sheinvitalis@gmail.com  
Радченко І.А., к.в.н., доцент, Національна академія національної гвардії України, radik19702603@gmail.com

## **ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ЛОБОВОГО АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ ПРИ ВИБІГУ АВТОМОБІЛЯ**

Аеродинамічні характеристики роблять основний вплив на динамічні властивості і витрату енергії автомобіля. В даний час оцінку аеродинамічних показників виконують експериментальним шляхом з використанням аеродинамічних труб. Вирішенню різних проблем, пов'язаних з випробуванням автомобілів в аеродинамічній трубі, присвячені роботи [1-3]. Недоліком проведення випробувань в аеродинамічній трубі є складність визначення коефіцієнта  $C_x$  при різній швидкості обтікання автомобіля повітрям. Це призвело до того, що для кожного автомобіля завод - виробник дає тільки одне значення  $C_x$ , при цьому не вказуючи при якій швидкості воно було визначено. Такий підхід призводить до значних похибок при оцінці динамічних властивостей як на низьких, так і на високих швидкостях руху автомобілів.

Авторами перших робіт з теорії руху автомобілів були вчені, які раніше працювали в авіації. В одній з робіт, присвячених експериментальній аеродинаміці і випущеній в 1927 році [1], відзначається, що остання базується головним чином на основному законі опору, який дає залежність опору тіл, що рухаються в рідині, від щільності і в'язкості середовища, в якій рухається тіло, розмірів, швидкості руху і форми його.

Автори роботи [4] запропонували для практичного використання наступну залежність

$$R = C_p S V^2 \quad (1)$$

де  $R$  - опір тіла;  $\rho$  - щільність рідини;  $S$  - миделевий перетин тіла, що характеризує величину тіла;  $C$  - деякий коефіцієнт, що залежить від форми тіла.

Запропонована методика є подальшим розвитком методики, отриманої в роботі [4] і використанням методу парціальних прискорень. Відмінність полягає в тому, що використовуючи рекомендації [5], ми відносимо опір коченню до внутрішніх втрат в трансмісії. При такому підході спрощується обробка результатів вимірювань і підвищується їх точність.

Рівняння руху автомобіля при вибігу описується наступним чином:

$$m_a \dot{V}_a = -\Sigma P_c \quad (2)$$

де;  $m_a$ ;  $\dot{V}_a$  - маса і лінійне прискорення автомобіля;  $\Sigma P_c$  - сумарна сила опору руху;

Переходячи від рівняння динаміки до рівняння парціальних прискорень, отримаємо:

$$\dot{V}_a = \pm a_i - a_w - a_{mp} \quad (3)$$

де  $a_i$  - парціальне прискорення від сили опору руху на ухилі;  $a_w$  - парціальне прискорення від аеродинамічної сили;  $a_{mp}$  - парціальне прискорення від сили опору, що виникає в трансмісії.

Допускаючи, що  $a_{mp1} = a_{mp2} = a_{mp}$ , в результаті спільного рішення знаходимо параметри  $C_x$  і  $a_{mp}$ .

$$C_x = \frac{2}{\rho F} \frac{\dot{V}_a(t_1) - \dot{V}_a(t_2)}{[V_a(t_2)]^2 - [V_a(t_1)]^2}, \quad (4)$$

$$a_{mp} = \frac{\dot{V}_a(t_1) - \dot{V}_a(t_2)}{\left[ \frac{V_a(t_2)}{V_a(t_1)} \right]^2 - 1} - \dot{V}_a(t_1). \quad (5)$$

Провівши послідовне помірне відпрацювання швидкостей  $V_a$  і прискорень  $\dot{V}_a$  в точках  $t_1$  і  $t_2$  з кроком середньої точки  $\Delta \bar{t}$

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad (6)$$

отримаємо масив значень  $C_x$  і  $a_{mp}$ .

Значення  $a_{mp}$  можуть бути використані для оцінки втрат в трансмісії.

Для точки  $\bar{t}$  визначаємо значення  $V_a$  і  $\dot{V}_a$ .

$$\bar{V}_a = \frac{V_{a1} + V_{a2}}{2}, \quad (7)$$

$$\bar{\dot{V}}_a = \frac{\dot{V}_{a1} + \dot{V}_{a2}}{2}. \quad (8)$$

Надалі з кроком і змінюємо середній час інтервалу

$$\bar{t} = \bar{t}_1 + \Delta \bar{t}. \quad (9)$$

і визначаємо величини  $C_x$  і їх зв'язок зі швидкістю руху.

Запропонована методика дозволить більш точний прогноз зростання потужності двигунів у зв'язку зі збільшенням з плином часу максимальних конструктивних швидкостей руху автомобілів.

## Література

1. Гоецц Н. Влияние результатов испытаний в аэродинамической трубе на форму кузова, вентиляцию и загрязнение поверхности легковых и спортивных автомобилей // Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – с. 163 – 185.

2. Хучо У.Х., Джансен Л. Дж., Шварц Г. Взаимодействие пограничного слоя, образующегося на платформе, с потоком под автомобилем при продувке в аэродинамической трубе // Аэродинамика автомобиля. – М. Машиностроение, 1984. – с.244-264.

3. Аэродинамика автомобиля / (Под ред. В.Г.Гухо; Пер. с нем. Н.А. Юниковой, под ред С.П. Загородникова. – М.:Машиностроение , 1987. – 424 с.

4. Техническая энциклопедия / Бах А.Н., Бернштейн -Коган С.В., Вейс А.Л. и др. – Том 1 – М.: Типография Москолиграф, 1927. – 858 с.

5. Динамика колеса автомобиля / [А.У. Абдулгалис, Д.В. Абрамов, М.П. Артёмов, В.І. Гацько та інші]; Під ред. М.А. Подригало та О.С. Полянського. – Х.: ХНАДУ, 2019. – 199 с.

Потапов Микола Миколайович, асистент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [potapovnik1983@gmail.com](mailto:potapovnik1983@gmail.com)

Потапова Ольга Володимирівна, асистент кафедри мовної підготовки Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.В. Василенко

Абрамов Дмитрій Володимирович, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, д-р техн. наук, [varan\\_mail@gmail.com](mailto:varan_mail@gmail.com)

## **ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ПРИ ЗМІНАННІ ШИН ПОВНОПРИВІДНОГО ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

Характерною особливістю руху повнопривідного тягово-транспортного засобу (ТТЗ) з блокованим приводом є наявність певного співвідношення між кутовими швидкостями коліс різних ведучих мостів. Теоретично повинні бути рівні окружні швидкості коліс обох мостів, а зчїпна вага ТТЗ використовуватися повністю. Однак в реальності у ТТЗ з блокованим приводом завжди є деяка кінематична невідповідність між передніми і задніми колесами. Воно виражається в тому, що їх дійсні окружні швидкості дещо відрізняються один від одного, в той час як осі, жорстко пов'язані з остовом ТТЗ, повинні рухатися з однією поступальною швидкістю.

Найбільш оптимальним, з точки зору створення максимального тягового зусилля, є блокований привід ведучого моменту. У цьому випадку обидві осі кінематично жорстко пов'язані через роздавальну коробку [1, 2].

При русі з вимкненим переднім мостом, кожне з коліс котиться вільно. Включення трансмісії жорстко пов'язує дві колісні осі і при різних радіусах кочення коліс виникає додаткова сила опору руху. Отже, вирівнювання радіусів коліс має велике практичне значення.

$$F_{comp.\dot{d}on.} = f(P, G, T), \quad (1)$$

де  $P$  – тиск в шині;

$G$  – навантаження на шину у вертикальній площині;

$T$  – тип шини.

Отримати аналітичну залежність для визначення сили додаткового опору  $F_{\text{сопр.доп.}}$  досить складна задача. [4]

При русі по інерції швидкість автомобіля почне знижуватися під дією цих сил опору.

Щоб подолати цей опір автомобілю необхідно провести роботу [3]

$$A = \int_0^s F_1 ds + \int_0^s F_2 ds, \quad (2)$$

де  $F_1$  – сила опору руху колеса,

$F_2$  – додаткова сила, яка виникає при кінематичному розгодуванні.

Вироблена робота еквівалентна кінетичній енергії, тому що колесо бере участь у поступальному і обертальному русі одночасно, це його кінетична енергія [2-4]

$$W_{\kappa} = W_{\kappa.\text{noc}} + W_{\kappa.\text{вр}} = \frac{mv^2}{2} + \frac{Jw^2}{2}, \quad (3)$$

де  $v$  – лінійна швидкість колеса [4];

$w$  – кутова швидкість.

Момент інерції тіла залежить від його радіуса інерції.

У найбільш простому випадку, коли момент інерції колеса, як суцільного диска, прийняти

$$J_{\kappa} = \frac{1}{2} mR^2, \quad (4)$$

то можна отримати

$$\Delta w = \frac{1}{4} (V_1^2 - V_2^2), \quad (5)$$

При малих значеннях різниці радіусів кочення і зміни умов руху може відбутися зміна вільно котиться і гальмує осей і деформуються шини як би міняються місцями (створюючи ілюзію циркуляції потужності). Система розімкнута, і циркуляція в ній не може мати місця.

Кількісне визначення величини енергії, що витрачається на опір руху через велику кількість діючих факторів, доцільно провести натурний експеримент і його результати використовувати для подальших розробок.



## Список використаних джерел

1. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
2. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – 239 с.
3. Петрушов В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. / В.А. Петрушов, С.А. Шуклин, В.В. Московкин. – М: Машиностроение 1975. – 225 с.
4. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев / Под ред. В.И. Кнороза. – М: Транспорт 1976. – 238 с.

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., доцент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», м. Дніпро [sakno-olga@ukr.net](mailto:sakno-olga@ukr.net)

Колеснікова Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

Медведєв Євген Павлович, к.т.н., Східноукраїнський національний університет імені В. Даля, [medvedev.ep@gmail.com](mailto:medvedev.ep@gmail.com)

Шнвченко Олег Володимирович, студент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

## ЩОДО ПИТАННЯ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РОЗРОБОК АВТОМОБІЛІВ НА РОЗВИТОК СОЦІОТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ

Як і в більшості галузей, автомобілебудування зазнає постійно зростаючого потоку різноманітних змін та вдосконалень щодо конструкцій, систем та проведення технологічного процесу ТО.

Деякі зміни виникають у відповідь на більш потужні технології, але інші - відповідь на підвищені вимоги до продуктивності, ефективності експлуатації автомобілів. Наприклад, Європейська Комісія поставила цілі для розвитку протягом наступного десятиліття наступних чотирьох напрямків: безпека, вплив на навколишнє середовище, спроможність та заспокоєність. (SESAR конкретніше поставив такі цілі: дозволити втричі збільшити потужність, підвищити безпеку в 10 разів, зменшити вдвічі витрати на банкомати та зменшити вплив на навколишнє середовище на 10%).

Розвиток промислових систем з 1960-х рр. змінювався низкою взаємозалежних напрямів. Перше - це розвиток самих технологій, не в останню чергу ІТ та "розумного" програмного забезпечення. Тоді відбувається зростання потреб і запитів користувачів. Це слідує за так званим «Law of Stretched systems», який говорить про те, що кожна система розтягнута, щоб працювати на повну потужність і що будь-які вдосконалення, коли вони будуть зроблені і з будь-якої причини, будуть використані для досягнення нової інтенсивності і темпу діяльності (рис. 1).

Іншою тенденцією є зростання випадків, коли проблеми вибираються лише за одним критерієм: чи вони "вирішувані" за технологічним рішенням.

Суть цих подій полягає в тому, що світ, як ми його знаємо - і як це буде через кілька років в автомобілебудування - це світ, де мало речей або питань не залежать одне від одного. Функції, цілі та послуги вже щільно з'єднані, і з'єднання стануть лише жорсткішими. Розглянемо, наприклад, чотири цілі ЄС, згадані вище, що стосуються поліпшення безпеки, зменшення впливу на навколишнє середовище, збільшення потужностей та покращення техніко-економічної ефективності.

Хоча кожна мета може здаватися правдоподібною сама по собі, переслідування їх у відриві призведе до непередбачуваних наслідків. Зміна будь-якого з них вплине на інші способи, які є нетривіальними і тому важко осмислити. Внаслідок бурхливих технологічних розробок, широкої віри в хороші та чисті технологічні рішення та загального небажання бути достатньо ретельним наперед, щоб пізніше бути важливим, наші уявлення про характер роботи та природу безпеки повинні підлягати перегляду. Ми повинні визнати, що системи сьогодні стають все більш непереборними. Це означає, що принципи функціонування відомі лише частково (або в більшій кількості випадків, абсолютно невідомі), що описи розроблені з багатьма деталями, і що системи, ймовірно, змінюються до того, як функції можуть бути завершені, а це означає, що функції завжди будуть неповними.

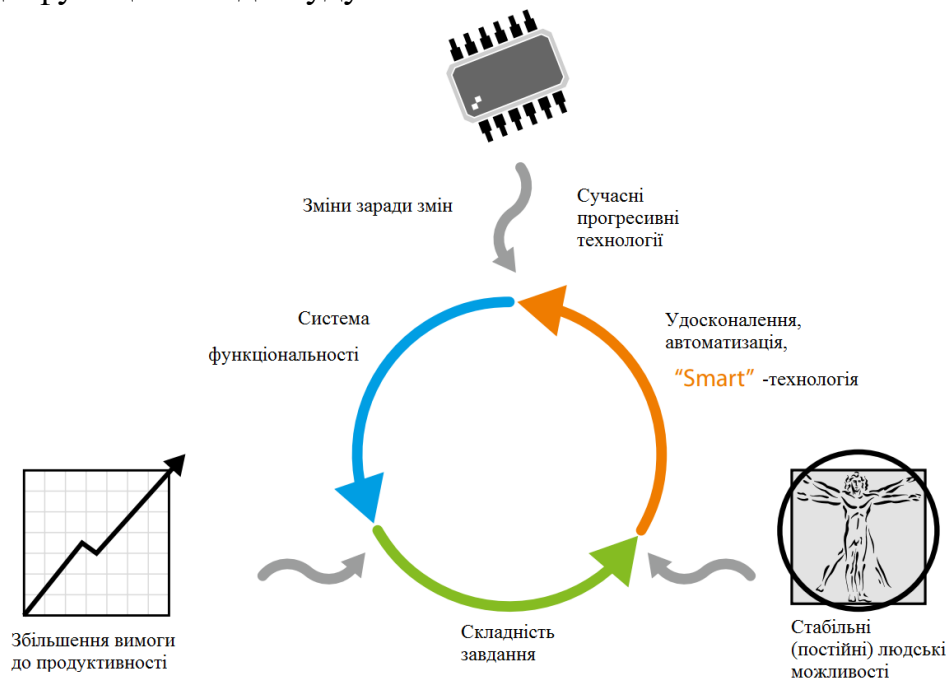


Рисунок 1 – Самостійно підсилюючий цикл технологічних інновацій

Наслідки полягають у тому, що передбачуваність обмежена під час проектування та експлуатації, а також неможливо точно прописати або навіть описати, як слід проводити роботу. Технологічні системи можуть функціонувати автономно до тих пір, поки їх середовище повністю визначене і до тих пір, поки немає несподіваної варіабельності. Але ці умови неможливо встановити для соціотехнічних систем. Дійсно, для того, щоб технологія

працювала, люди (та організації) повинні забезпечувати більшу функціональність, щоб поглинати надмірну варіабельності.

Наприклад, багаторічні тенденції у Великобританії показують, наскільки важко було зупинити зростання використання автомобілів (рис. 2). Починаючи з 1949 р., Міністерство транспорту визначило, що єдиними значними спалахами у зростанні використання транспортних засобів були нафтова криза початку 1970-х, спад на початку 1990-х та економічний крах з 2007 року.

Зростання ринку електромобілів у 2013-2018 роках у світі (рис. 3) потребує розвиток соціотехнічних систем. Особливе це стосується розвитку інфраструктури країни, збільшення місць для заправки, забезпечення сучасними технологічними приладами, обладнаннями для діагностики, ТО і ремонту. Збільшення ринку електромобілів забезпечує зменшення вартості літій-іонних акумуляторів загального призначення (рис. 4).

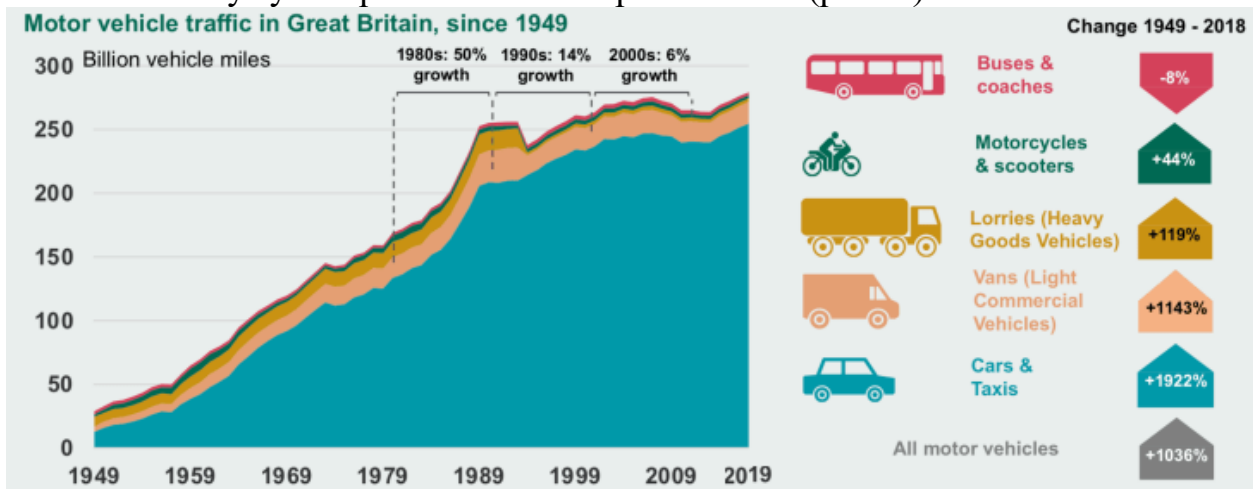


Рисунок 2 - Оцінка дорожнього руху: Великобританія 2018, Міністерство транспорту

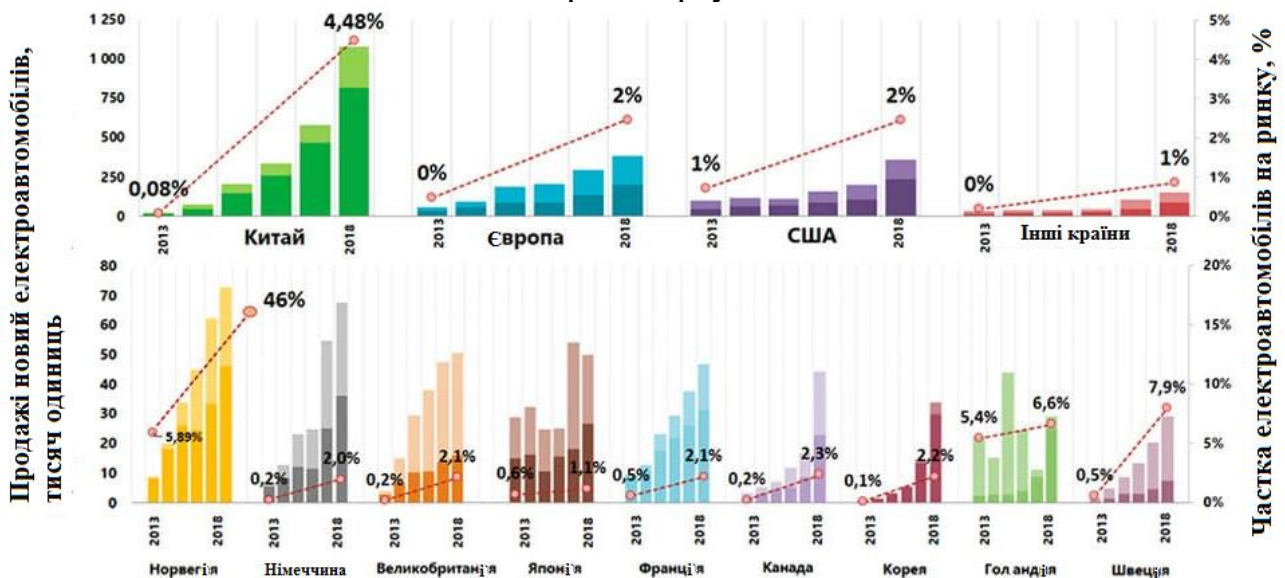


Рисунок 3 – Інтенсивне збільшення ринку електромобілів у світі за 2013-2018 рр.

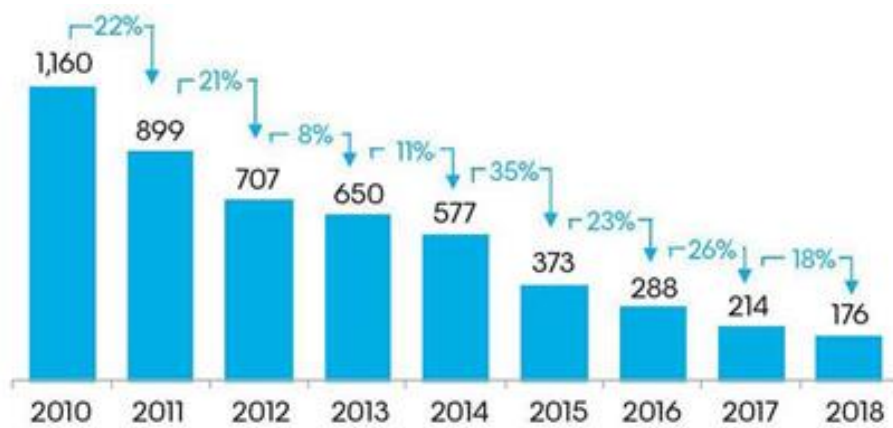


Рисунок 4 - Зміна вартості літій-іонних акумуляторів загального призначення

Таким чином, на розвиток соціотехнічної системи інтенсивно впливають сучасні технологічні розробки автомобілів.

Тараненко Михайл Євгеньевич, д-р техн. наук, професор, зав. каф. автомобилей и транспортной инфраструктуры, Национальный аэрокосмический университет им. М. Е. Жуковского, «Харьковский авиационный институт», [m.taranenko@khai.edu](mailto:m.taranenko@khai.edu)

## ГЕНЕЗИС ИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКИ ПРИ ПРИЗВОДСТВЕ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ЗА 70 ЛЕТ

Идея использования энергии взрыва возникла у Р. В. Пихтовникова при взгляде на покоренную взрывом военную транспортную технику (1949 г.). Высокий энергетический потенциал взрывчатых веществ (ВВ) предлагалось применять для штамповки крупногабаритных деталей самолётов, оболочковых деталей воздушно-реактивных двигателей (ВРД), камер сгорания ракетных двигателей. В условиях «холодной войны» требовалось создание соответствующих технологий, возможных для применения в полевых условиях, без крупных источников энергоснабжения, мощного инструментального производства и его длительной технологической подготовки.

Такие техпроцессы были созданы (рисунок) на опытном полигоне в лесу под г. Ленинград, где изготавливались параболические рефлекторы диаметром 5 м с толщиной стенки 5 мм из нержавеющей стали, днища и перегородки сосудов диаметром 3,6 м толщиной до 16 мм, оболочки и корпуса ВРД. При этом был получен очень большой технико-экономический эффект, резко сокращались сроки и затраты на ТПП, а также повышалось качество изготавливаемых деталей.

Успешные результаты использования взрывных технологий поставило задачи их модернизации для серийного производства в цеховых условиях. Такие цехи были созданы на многих моторо- и самолётостроительных заводах в

т. ч. г.г. Запорожье, Николаеве, Рыбинске, Перми, Воронеже и др. Появились новые задачи:

- расширение номенклатуры деталей, штампуемых взрывом (коробчатые детали, полторы, компенсаторы упругих деформаций, двухслойные оболочки сопел РД, пакетная штамповка перфорированных деталей и др.);

- механизации оборудования и процессов для сокращения времени технологических операций;

- защиты конструкций цехов взрывной штамповки от вредного воздействия взрыва;

- ряд других задач, способствующих совершенствованию техпроцессов.

Эти задачи могли решаться при глубоком исследовании механизмов импульсного нагружения и деформации заготовок. Для этого была создана мощная экспериментальная база, оснащенная современным исследовательским оборудованием и приборами.

Следует заметить, что в самом начале исследований возможностей применения взрыва в технологических целях изучался вопрос о формах передачи энергии от объема ВВ разного химического состава к предмету обработки. Было установлено, что энергию бризантных ВВ удобнее передавать листовой заготовке через жидкую передающую среду. Энергию метательных ВВ (порохов) и горючих газов рационально использовать для метания инструмента. Исследования процессов метания снаряда при сгорании пороха привели к созданию пороховых пресс-пушек, широко используемых при штамповке деталей из трубных заготовок. Исследования процессов метания твердого тела действием детонации и взрыва горючих газов позволили реализовать всемирно известные машины для резки холодного и горячего проката (машины МИР), а нагружение взрывом газовых смесей – для плакирования труб, уплотнения литейных форм и штамповки тонких листовых заготовок.

Анализ результатов промышленного использования технологий импульсной обработки привёл к необходимости управления энергетическими (силовыми) потоками в рабочем пространстве. Такое усовершенствование сулило ряд существенных преимуществ.

В более полной мере это удалось реализовать при создании многоконтурных электрогидравлических прессов большой запасаемой энергии, которые обладают возможностью управления нагружением в пространстве и времени. Осуществляемые на них технологические процессы используются для штамповки автокузовных панелей разных классов автомобилей, позволяют получать детали с минимальным короблением (в силу особенностей процесса нагружения) с приемлемым для малосерийного производства технико-экономическими показателями (рисунок), а также ряд других деталей высокого качества.

К настоящему времени исследования взрывных технологий сосредоточились по нескольким направлениям:



– разработка и усовершенствование комбинированных процессов сварки и штамповки взрывом, плакирования и упрочнения, мелкодисперсного разрушения и прессования материалов с особыми свойствами. Эти работы

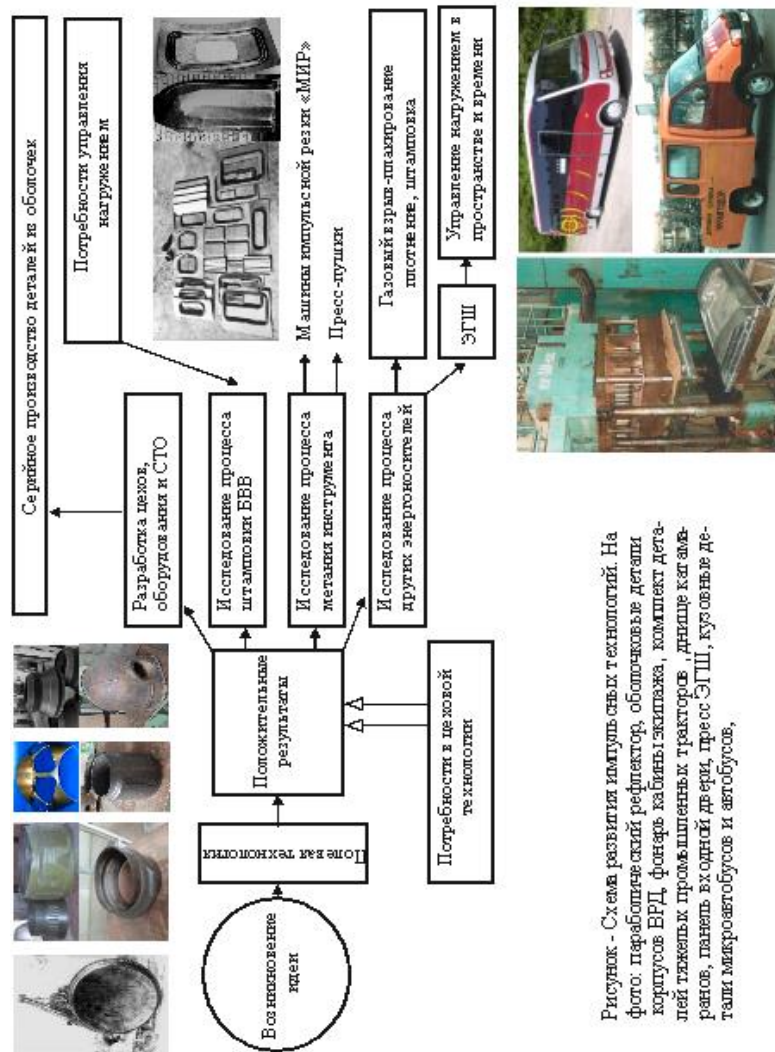


Рисунок - Схема развития импульсных технологий. На фото: параболы ский рефлектор, оболочки в детали корпусов ВРД, форвард кабины экскаватора, комплект деталей тяжелее проточенных тракторов, днище кабина ранос, панель входной двери, пресс ЭГШ, кузовные детали микроавтобусов и автобусов.

проводятся под руководством проф. В. В. Драгобецкого в Национальном техническом университете им. М. Остроградского (г. Кременчуг);

– совершенствование технологий штамповки сложных деталей из мало пластичных сплавов, а также компьютерных технологий проектирования техпроцессов – в Национальном аэрокосмическом университете им. Н. Е. Жуковского «ХАИ» (г. Харьков) и ПО «Мотор-Січ» (г. Запорожье);

– создания процессов импульсной штамповки крупногабаритных деталей с оптимальной последовательностью деформирования заготовки вибро-импульсным нагружением, создаваемым управляемыми во времени электрогидравлическими разрядами.

Вышеприведенная информация свидетельствуют о том, что научная шкала импульсной обработки давлением, созданная проф. Р. В. Пихтовниковым 70 лет назад продолжает развиваться, отвечать современным мировым тенденциям развития техники и технологии.

Титаренко Володимир Євгенійович, к.т.н., доцент, Державний університет «Житомирська політехніка»

Лазюта Владислав Михайлович, студент-магістрант, Державний університет «Житомирська політехніка»

## АНАЛІЗ ПРИЧИН ОСНОВНИХ НЕСПРАВНОСТЕЙ СТАРТЕРІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ НА СТО

Стартер і генератор є важливими складовими, що впливають на показники надійності автомобіля, тому вивчення закономірностей їх зношування під впливом різних експлуатаційних факторів є важливою актуальною задачею. Стартер -(англ. *starter* — «пусковик») — основний агрегат пускової системи двигуна, що забезпечує обертання колінчастого вала з пусковою частотою. При прокручуванні маховика двигуна стартер повинен подолати момент опору від сил тертя і компресії, а при його включенні - і момент інерції обертючих частин. Складові параметри, які визначають створюваний стартером достатній крутний момент, залежить від об'єму та конструкції двигуна, числа циліндрів, в'язкості оливи і частоти обертання якоря. До основних несправностей стартерів виробників Bosch, Valeo, Denso, Mitsubishi, Hitach, встановлені нами при їх обслуговуванні на підприємстві ТОВ «ГЕНСТАРЦЕНТР» за період 2 років, які виникають під час експлуатації легкових автомобілів марок VAG, Mercedes, BMW, Citroën, Renault, Fiat, Toyota, Lexus, Mitsubishi, Nissan, Opel слід віднести: пробуксовування обгінної муфти, зношення щіток і втулок, окислення корпусу стартера, що порушує електричний ланцюг. На працездатність стартера впливають наступні основні фактори: зарядженість акумуляторної батарея, справність замка запалення, цілісність та надійність електричного контакту на силових проводах, відсутність підтікань та доступу води до місця встановлення стартера на двигуні. При обслуговуванні легкових автомобілів на станції технічного обслуговування нами проведено аналіз структурних відмов, як складової комплексної системи з забезпечення надійності - встановлена статистика відмов стартерів за їх експлуатаційним пробігом. Виходячи з власного практичного досвіду ми можемо аналізувати відмови стартера за їх причинами та признакам :1). Якщо стартер обертається, але не прокручує колінчастий вал, причинами цього може бути: вихід з ладу обгінної муфти (бендиксу), знос пластикового редуктора, спрацювання або поломка вилки. Причини не пов'язані з технічним станом стартера: спрацювання зубців на вінці маховика або їх зрив. Встановлено, що середній ресурс обгінної муфти за пробігом автомобіля в певному наближенні складає 120-160 тис. км. при умові, що двигун запускається не більше як через 5 секунд після повороту ключа запалення. 2). Якщо при повороті ключа запалення стартер не проявляє ознак роботи окрім звукового клацання, то причиною цього може бути: знос щіток, спрацювання контактної групи або замикання обмотки втягуючого реле, заклинювання переднього підшипника або знос передньої втулки. Причини не пов'язані зі стартером: низький рівень напруги в акумуляторі, незадовільний

контакт на силових проводах. При цьому встановлено, що межі ресурсу роботи щіток стартера за пробігом автомобіля складають 120-200 тис. км. (при умові відсутності зволоження стартера). Спрацювання контактів втягуючого реле настає після пробігу 100-220 тис. км. 3). При зношуванні втулок стартера (пробіг автомобіля 80 – 180 тис. км. ) спостерігається підвищення шумових характеристик його роботи. 4). Зношення та вигорання контактної групи втягуючого реле залежить від зарядженості акумуляторної батареї та стану силових проводів. Симптоми цієї несправності можуть проявлятися при повороті ключа запалення, коли реле спрацьовує, але стартер при цьому не обертається. Встановлено, що ресурс контактної групи втягуючого. реле знаходиться в межах пробігу 100-220 тис. км. 5). Стартер не спрацьовує при повороті ключа запалення. Причини: знос щіток стартера, замикання якоря на масу або міжвиткове замикання, перегорання обмотки втягуючого реле. Причини не пов'язані зі стартером: несправність замка запалення, обрив керуючого проводу стартера, низький рівень заряду акумуляторної батареї або її замикання, незадовільний контакт на силових проводах. 6). Після запуску двигуна проявляється сторонній шум ( бендикс некоректно виходить з зачеплення з маховиком). Причини: знос втулок, або підшипників, забруднення вала стартера за рахунок чого бендикс переміщується по валу з затримкою, спрацювання вилки бендиксу. Встановлено, що ресурс вилки значний та має межі 200-300 тис. км., найменший ресурс передньої втулки та як встановлено, знаходиться в інтервалі пробігу 80 – 110 тис. км., тоді як всі інші втулки стартера мають напрацювання до 180 тис. км. Причини не пов'язані зі стартером: спрацювання зубців на вінці маховика, несправність замка запалення. 7). Стартер не задовільно обертає двигун. Причини: знос втулок або підшипників, при цьому якір починає чіпляти обмотку або магніти статора, тим самим гальмує себе сам, мала площа контакту із-за зносу щіток , вигорання контактної групи втягуючого реле, замикання обмотки статора або щіткотримача, перегрів якоря, окислення корпусу стартера(маси) . Встановлено, що ресурс якоря стартера великий та складає 300 – 350 тис. км., тоді як ресурс підшипників знаходиться в інтервалі пробігу 100 – 150 тис. км. Причини не пов'язані зі стартером: низький рівень напруги в акумуляторі, незадовільний контакт силових проводів.

Нами встановлено, що до невідповідних умов експлуатації стартера слід віднести: низький рівень заряду акумуляторної батареї, незадовільний контакт та стан силових проводів, наявність підтікання на стартер. Усі ці фактори призводять до зменшення ресурсу роботи агрегату. Також для запобігання раптового виходу з ладу стартера для нового автомобіля йому слід робити профілактику після 100 тис. км. пробігу. І якщо машина не нова, то рекомендований режим профілактичного обслуговування стартера - один раз на два роки.

### **Література**

1.Кравченко О.П. Аналіз експлуатаційної надійності електро- та електронного обладнання / О.П. Кравченко // ВІСНИК ЖДТУ. 2016. № 2 (77), С.127-134.



Абрамчук Федір Іванович, д.т.н., проф, Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Авраменко Андрій Миколайович, к.т.н., с.н.с., Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, [an0100@ukr.net](mailto:an0100@ukr.net)

## **ЧИСЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕЧІЇ ПАЛИВА У РОЗПИЛЮВАЧІ ФОРСУНКИ ТА ЙОГО УПОРСКУВАННЯ У КАМЕРУ ЗГОРЯННЯ**

Підвищення вимог до екологічних показників ДВЗ, насамперед до дизельних, вимагає використання комплексу заходів з поліпшення їх екологічних та техніко-економічних показників. Використання важких дизельних палив для тепловозних дизельних двигунів призводить до збільшення рівня токсичності відпрацьованих газів у поєднанні зі значним масовим викидом твердих частинок. Тверді частинки, як відомо, мають розвинену зовнішню поверхню та є носіями канцерогенно-мутогенних комплексів, які негативно впливають на навколишнє середовище й організм людини.

Умови протікання процесу сумішоутворення впливають на процеси згоряння та формування токсичних речовин у циліндрі дизельного двигуна. Зі збільшенням швидкохідності, тиску упорскування палива й ступеня стиснення у сучасних дизельних автотракторних двигунах виникає необхідність додатково досліджувати вплив конструктивних і режимних факторів на процеси упорскування та сумішоутворення, особливо при використанні альтернативних палив.

Оптимізація геометрії розпилювача форсунки (об'єм колодязя розпилювача, кількість і розташування соплових отворів розпилювача, їхній діаметр та радіуси з'єднання з розпилювачем) дозволяє підвищити техніко-економічні й екологічні показники сучасних дизельних двигунів.

Виникнення гідродинамічної кавітації в соплових отворах розпилювача форсунки негативно позначається на характеристиці упорскування й розпилювання палива, призводить до збільшення далекобійності паливних факелів і відповідно до збільшення частки плівкості, погіршення екологічних показників дизельного двигуна, а також знижує ресурс розпилювача.

Прогнозування й дослідження умов виникнення гідродинамічної кавітації в паливній апаратурі сучасних дизельних двигунів є важливим науково-технічним завданням.

Дослідження й доведення робочих процесів сучасних дизельних двигунів неминуче стосується доведення паливної апаратури. Зміна конфігурації камери згоряння в поршні, тиску упорскування, зменшення частки плівкості зумовлює потребу у додаткових дослідженнях процесів у паливній апаратурі, насамперед у розпилювачі форсунки.

Експериментальні дослідження процесів упорскування й розпилювання палива дозволяють із високою точністю оцінювати вплив конструктивних і режимних факторів на ці процеси, але такі дослідження пов'язані зі значними витратами ресурсів.

Поєднання чисельних та експериментальних методів дослідження при доведенні двигуна дозволяє отримати прийнятні результати у стислий термін з мінімальними витратами ресурсів.

Як відомо, у процесі течії палива в соплових отворах розпилювача на певних режимах може виникати гідродинамічна кавітація, що призводить до підвищеного зношування соплових отворів і негативно позначається на показниках двигуна.

Виникнення гідродинамічної кавітації обумовлено локальним зниженням тиску нижче тиску насиченої пари палива (через збільшення швидкості потоку). Це супроводжується закипанням палива й утворенням кавітаційних бульбашок, які після зародження проходять стадію росту, стискання й руйнації. У процесі стискання кавітаційної бульбашки її об'єм зменшується в багато разів за дуже короткий проміжок часу, що супроводжується різким збільшенням тиску й температури усередині бульбашки. У процесі руйнації бульбашки виділяється значна кількість енергії у вигляді мікроспрею, що призводить при взаємодії мікроспрею зі стінками соплового отвору до ушкодження (кавітаційної ерозії).

Синтез розрахункової сітки, яка описує сполучення отворів розпилювача з об'ємом камери згоряння, наведено на рис. 1 [1].

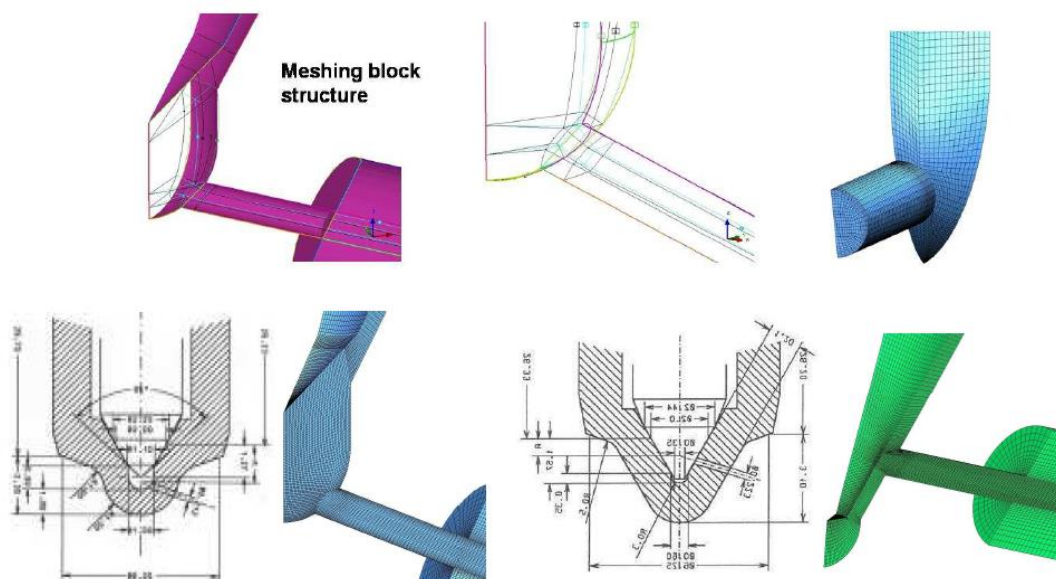


Рисунок 1 – Синтез розрахункової сітки для соплових отворів розпилювача

Удосконалювання методики чисельних досліджень процесів упорскування й розпилювання палива, а також оцінки ерозійного зношування соплових отворів при впливі гідродинамічної кавітації є перспективним напрямком наукових досліджень.

### Література

1. Suzzi D. Diesel Nozzle Flow and Spray Formation: Coupled Simulations with Real Engine Validation. Stuttgart. Doctoral thesis. 2009. – 118 p.

Абрамчук Ф.І., проф., д.т.н., Харківський автомобільно-дорожній технічний університет

Кузьменко А.П., доц, к.т.н., Харківський автомобільно-дорожній технічний університет

## АДАПТАЦІЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА МЕМЗ-307 ДЛЯ РОБОТИ НА LPG БЕЗ ПОПЕРЕДНЬОГО ВИПАРОВУВАННЯ

### 1. Вступ

Сьогодні в якості автомобільного палива часто використовують зріджений вуглеводневий газ (LPG). В основному це пов'язано з економічною доцільністю під час експлуатації транспортного засобу [1]. Однак, в більшості випадків, такі транспортні засоби отримують можливість працювати на газовому паливі в результаті інсталяції додаткової паливної системи без адаптації самих механізмів і систем двигуна. Це призводить до того, що енергетичний потенціал газового палива не використовується в повному обсязі і тягне за собою підвищену витрату палива, зменшення потужності, зниження ресурсу, збільшення випадків відмов в експлуатації.

Основна ідея полягає в тому щоб максимально використовувати енергетичний потенціал LPG, за рахунок удосконалення та адаптації конструкції двигуна. До недавнього часу до складу газової паливної системи обов'язково був включений редуктор-випарник, який дозволяв знизити тиск, а також перетворити агрегатний стан LPG. Це в свою чергу призводило до хорошого сумішоутворення з одночасним зниженням наповнення, а відповідно і потужності двигуна [2,3]. Крім того такі системи не дозволяють реалізувати холодний запуск двигуна на газовому паливі, що вимагає наявності бензинової паливної системи. Сьогодні все частіше можна зустріти газобалонні системи які дозволяють не переводити LPG з рідкого стану в газоподібний перед його подачею в двигун. Однак, як показує практика, позитивні аспекти такої установки часто нівелюються недосконалою конструкцією самого двигуна.

### 2. Аналіз літературних джерел

Експерименти, проведені в науково-дослідному автомобільному інституті Чжецзянь, показали доцільність впорскування газового палива в двигун без випаровування (рис. 1) [3].

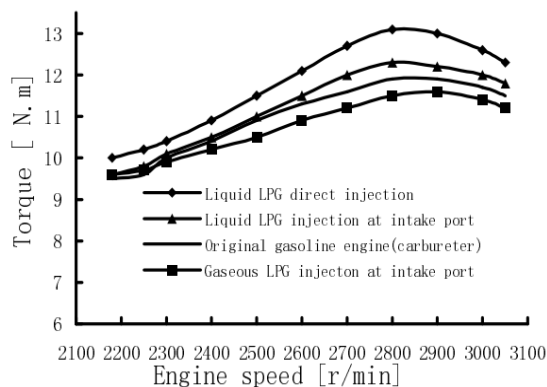


Рисунок 1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна 170F [3]

При цьому сама висока потужність була отримана при безпосередньому впорскуванні LPG в циліндр двигуна. Однак такий підхід вимагає істотних змін в конструкції корпусних деталей двигуна, і призводить до зниження його надійності. Компромісним варіантом можна вважати уприскування LPG у впускний колектор без попереднього випаровування.

У більшості випадків при виборі даного підходу для використання газового палива у впускний колектор встановлюють розпилювач газового палива, а це тягне за собою зміни прохідного перетину і знижує наповнення циліндра. В роботі [4] запропоновано спосіб установки форсунки перпендикулярно руху повітря у впускному колекторі (рис. 2.).

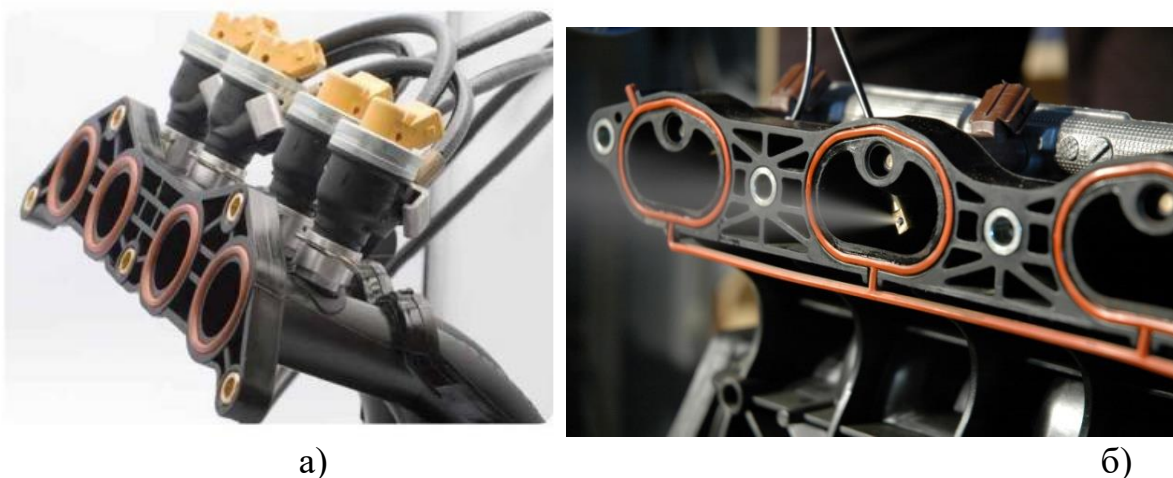


Рисунок 2 – Варіант розміщення газових форсунок у впускному патрубку двигуна [6]  
а – колектор із встановленими форсунками б – розміщення розпилювача форсунки в колекторі

Частина деталей кріплення форсунки виступає в проточну частину впускного патрубка і це призводить до збільшення гідравлічного опору руху заряду на впуску. Дане явище відзначається в роботах [1,2].

### 3. Концепція

Основна технічна ідея полягає в наступному. Використання газової апаратури 5-го покоління дозволяє істотно знизити втрати потужності, навіть в деяких випадках збільшити її за рахунок подачі газу в рідкій фазі. Після впорскування рідкого газу через форсунки, він починає випаровуватися, при цьому істотно знижуючи температуру у впускному патрубку, що, в свою чергу, підвищує коефіцієнт наповнення, а, отже, і потужність двигуна. Схематично реалізація такої паливної апаратури наведена на рис.3.

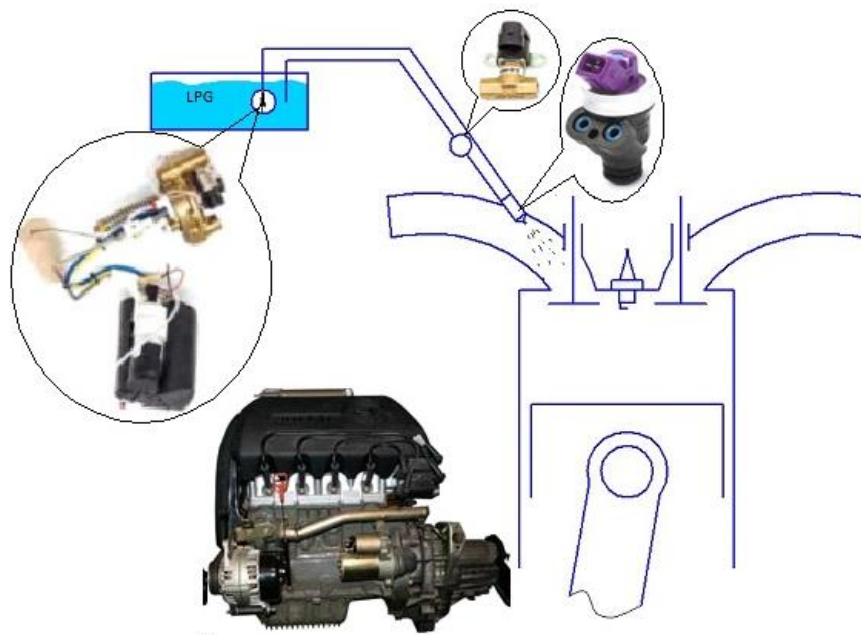


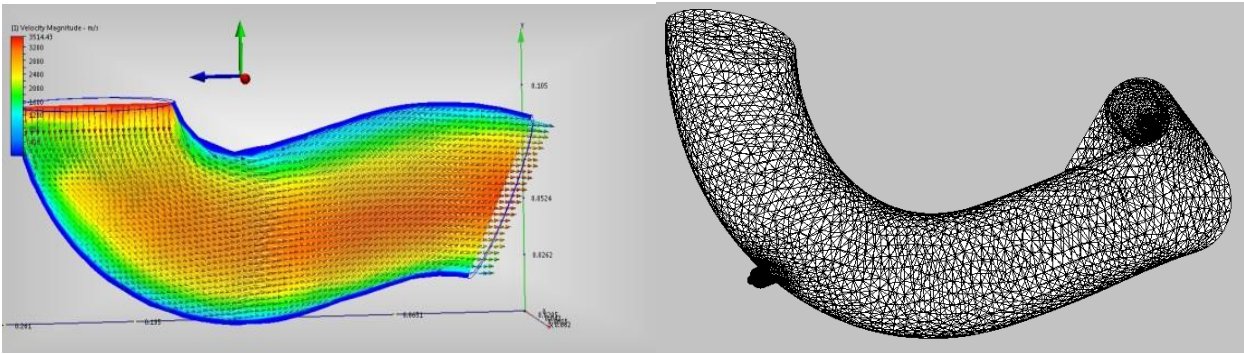
Рисунок 3 – Схема двигуна працюючого на LPG без попереднього випаровування перед подачею

Дослідницький двигун являє собою чотирициліндровий двигун з іскровим запалюванням потужністю до 51,5 кВт при частоті обертання колінчастого вала до  $5500 \text{ хв}^{-1}$ . Розміри циліндра: діаметр 75 мм, хід поршня 73,5 мм. Установка відрізняється наступними конструктивними особливостями: впорскування палива здійснюється системою розподіленої подачі палива у впускний колектор через індивідуальні форсунки з підвищеним тиском створюваним паливним насосом. Система змащення - комбінована, з мокрим картером. Система охолодження - рідинна, автономна, з додатковою можливістю охолодження шляхом зовнішнього обдування. Запуск двигуна здійснюється за допомогою електричного навантажувального пристрою, що входить до складу випробувального стенду. Для вимірювання параметрів робочого тіла на впуску у впускний трубі 1-го циліндра встановлені дві термопари, на різній відстані від форсунки, а також датчик абсолютного тиску. У голівці циліндра виконаний газовий канал для установки датчика для індіціювання. Випробувальний стенд оснащений усіма необхідними приладами і датчиками для проведення вимірювань параметрів роботи двигуна.

### 3. Модернізація впускної системи

На даному етапі досліджень основна увага була приділена процесу впуску двигуна який працює на рідкому газі. Місце і спосіб установки форсунки для впорскування LPG робить істотний вплив на наповнення циліндра свіжим зарядом горючою сумішшю. Для вибору місця розташування форсунок проаналізована проточна частина впускного трубопроводу, на предмет розподілу швидкостей руху повітря (рис.4).





В результаті було прийнято рішення, що струмінь від форсунки повинен впорскуватися в зону колектора з максимальною швидкістю і розроблена 3D модель впускного колектора двигуна MeM3-307 з адаптерами під установку газових форсунок (рис. 5.)



Рисунок 5 – 3D модель модернізованого впускного колектора та його фотографія

Така технологія установки газової форсунки дозволила забезпечити наступні вимоги:

1. Гідравлічний опір потоку повітря не змінюється, тому що немає виступаючих деталей кріплення;
2. В повній мірі використовується енергія струменя рідкого палива;
3. Відстань до клапанів дозволяє більшості палива випаруватися до впускного клапана;
4. Дане кріплення форсунок забезпечує високу надійність.

Дослідження проводилося для двигуна 4Ч7,5 / 7,35, який устатковувався системою подачі пропан-бутанової суміші у впускний колектор в зрідженому стані типу GI LSI. Результати випробувань показали, що потужність двигуна при роботі на газовій суміші не втрачається, в порівнянні з бензиновим варіантом (рис. 6).

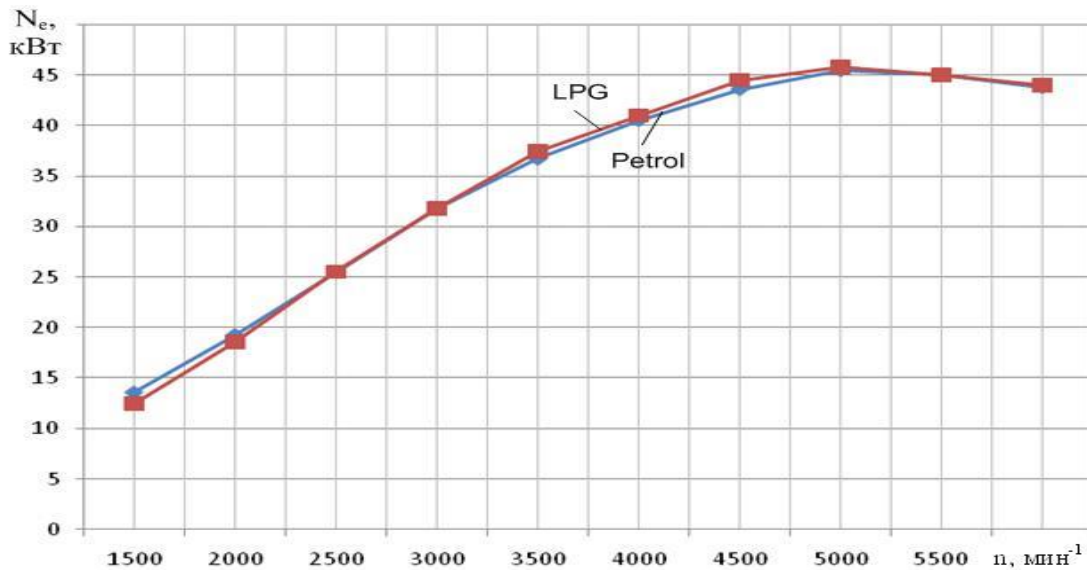


Рисунок 6 – Зовнішня швидкісна характеристика отримана в результаті випробувань

## 5. Висновки

В процесі роботи був підготовлений моторний стенд для проведення експериментальних досліджень процесу уприскування і випаровування газового палива у впускному колекторі. Для цього було модернізовано впускну систему двигуна для установки газобалонного обладнання 5-го покоління. Було підтверджено, що при уприскуванні скрапленого газу в впускний колектор, коефіцієнт наповнення зростає на 2-6%, за рахунок зниження температури заряду на впуску на 0-35 К.

## Література

- 1 Jaworski A. The Effect of Injection Timing on the Environmental Performances of the Engine Fueled by LPG in the Liquid Phase/ A. Jaworski, H. Kuszewski, K. Lejda, A. Ustrzycki// ICE Chapter 5 <http://dx.doi.org/10.5772/54604>, 2012, p. 111-130
- 2 Mares J. Automotive si engine with injection of the liquid lpg into the inlet manifold/ J. Mares, S. Beroun, J.Blasek, R. Holubek // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.14, No. 3 2007. p. 385-395.
- 3 Mao Pang. Effect of LPG Injection Methods on Engine Performance. / Advanced Materials Research Vols. 97-101 (2010) pp 2279-2282/[doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.97-101.2279](http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.97-101.2279).
- 4 Спосіб установки форсунки во впускном колекторе. Режим доступа: <http://www.aerostatudio.ru/instrukcija-vialle-5-pokolenija>.

Белоусов Евгений Викторович, к.т.н., доцент, Херсонская государственная морская академия, ewbelousov67@gmail.com

Рыбальченко Николай Евгеньевич, Херсонская государственная морская академия

Самарин Александр Евгеньевич, к.т.н., доцент, Херсонская государственная морская академия, samarin162@gmail.com

Вербовский Валерий Степанович, Институт Газа НАН Украины

## **РЕГУЛИРОВАНИЕ ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ ПОРШЕННЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ**

Возможность изменять параметры работы в широком диапазоне нагрузочно-скоростных режимов является одним из самых существенных преимуществ ДВС, в основе управления которыми в настоящее время лежит два основных принципа: качественное и количественное регулирование.

С целью обоснования выбора наиболее рационального способа регулирования твердотопливных поршневых двигателей (ТТД) [1] было выполнено численное исследование, направленное на определение характера изменения параметров термодинамических циклов ТТД в зависимости от способа регулирования [2] двигателей использующих твердые топлива (ТТ).

Особенности протекания рабочего процесса в малооборотных ТТД позволяют реализовать в них принципиально новый метод регулирования, а именно, путем изменения действительной степени сжатия.

В большинстве современных малооборотных двигателей нового поколения (серия ME фирмы MAN Diesel SE; серий RT-flex и X фирмы Wärtsilä, серия UEC Eco-Engine фирмы Mitsubishi) управление выпускным клапаном осуществляется с помощью гидравлического сервопривода с электронным управлением. На рис. 1 показан пример такого повода, реализованного в двигателях серии ME-C фирмы MAN Diesel [3].

Отсутствие жесткой связи между валом двигателя и приводом клапана позволяет открывать и закрывать клапан по любому алгоритму, заложенному в программе управляющего модуля. Увеличивая время открытия клапана, можно управлять массовым зарядом цилиндра. Так как в ТТД в конце сжатия не обязательно иметь высокую температуру, необходимую для активации процесса горения, управляя наполнением цилиндра, можно регулировать двигатель в широких пределах нагрузочно-скоростных режимов.

Это предположение подтверждают результаты моделирования, приведенные в табл. 1 и показанные на рис. 2. Из представленных данных видно, что мощность снижается прямо пропорционально увеличению угла задержки закрытия клапана. При этом снижение давления происходит гораздо интенсивнее, чем температуры, что способствует росту эффективности. При увеличении угла задержки с 46 до 106 ° п.к.в., мощность снижается в 2,4 раза, а расход условного топлива уменьшается на 7,0 кг/(кВт×ч).

Такое регулирование является управляемым циклом Миллера, при



котором увеличение угла задержки закрытия выпускного клапана ведет к повышению эффективности рабочего процесса. Его можно отнести к разновидности количественного регулирования, поскольку происходит изменение массы заряда за счет вытеснения его части в выпускной ресивер двигателя на такте сжатия.

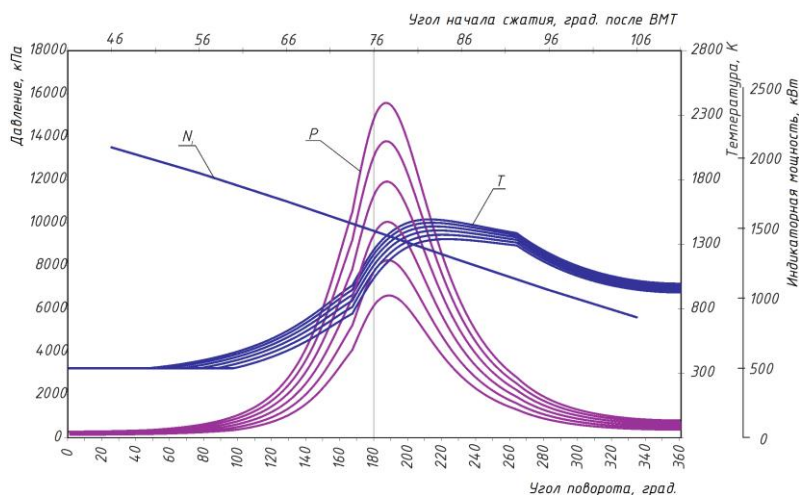
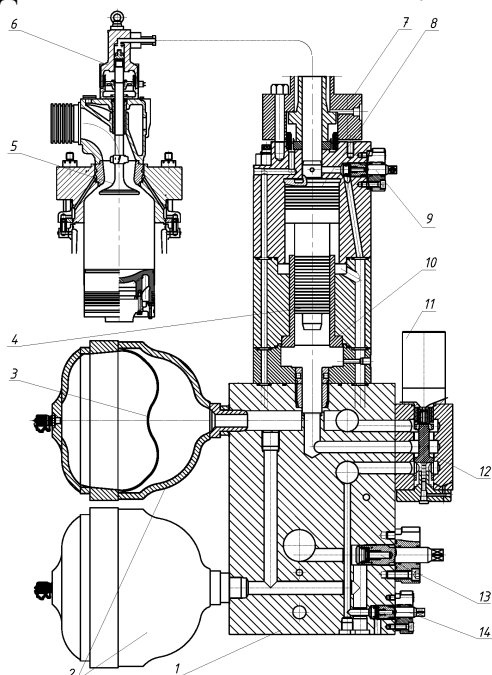


Рисунок 2. Характер изменения давления и мощности при регулировании ТППД путем изменения длительности сжатия

Рисунок 1. Гидравлический сервопривод выпускного клапана двигателей типа ME фирмы MAN Diesel: 1 – корпус гидропривода; 2 – газовые аккумуляторы; 3 – полимерная диафрагма; 4 – гидравлический поршень; 5 – выпускной клапан; 6 – актуатор повода; 7 – соединительный фланец; 8 – гидравлический поршень; 9 – клапан ограничения давления; 10 – втулка гидроцилиндра; 11 – управляющий электромагнитный клапан; 12 – золотник управления; 13 – клапан ограничения управляющего давления; 14 – клапан аварийного сброса давления

Таблица 1 – Регулировка ТППД путем изменения длительности сжатия

Параметр	Угол начала сжатия, град. после НМТ						
	46	56	66	76	86	96	106
Действительная степень сжатия	11,78	10,65	9,43	8,19	6,96	5,79	4,7
Кол. ТТ, сгоревшего за цикл, кг	0,057	0,052	0,046	0,04	0,034	0,028	0,02
Работа за цикл, кДж	1185,2	1080,4	964,9	843,5	721,2	602,5	491,
Инд. КПД	0,592	0,598	0,603	0,609	0,615	0,62	0,62
Часовой расход ТТ, кг	361,4	326,3	288,6	249,8	211,7	175,4	142,
Уд. расход теплоты, кДж/(кВт×ч)	6082	6025	5966	5908	5854	5807	576
Уд. инд. расход у.т., кг/(кВт×ч)	0,143	0,142	0,14	0,139	0,138	5965,9	0,13
Среднее инд. давление, МПа	1,75	1,59	1,42	1,24	1,06	0,89	0,7
Индикаторная мощность, кВт	2074	1891	1688	1476	1262	1054	86
Температура цикла max, °С	1218,1	1193,4	1164,5	1133,1	1100,1	1066,2	1032,
Температура в конце расшир., °С	721,0	710,0	697,7	683,8	668,8	652,8	636,

Давление цикла max, МПа	15,57	13,79	11,91	10,04	8,25	6,61	5,1
Давление в конце расшир., МПа	0,80	0,72	0,63	0,54	0,46	0,37	0,3
Уд. образование CO <sub>2</sub> , кг/(кВт×ч)	0,565	0,56	0,554	0,549	0,544	0,539	0,53

## Литература

1. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. / Белоусов Е.В. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006. – 451 с.
2. Белоусов Е.В. Выбор оптимального способа регулирования твердотопливного поршневого двигателя с принудительной продувкой слоя. / Белоусов Е.В.; Зб. наук. праць НУК ім. адм. Макарова. – Миколаїв: НУК, 2009.– № 6 (429). – С. 100-104.
3. MAN B&W S60ME-C8.2-GI IMO Tier II. Project Guide. MAN Diesel & Turbo, Denmark, Copenhagen SV. 2014. – 378 p.

Бобрицький Сергій Владиславович, к.т.н., доцент каф. М і ПМ, Український державний університет залізничного транспорту, [s.bobritskiy@gmail.com](mailto:s.bobritskiy@gmail.com)  
 Аулін Дмитро Олександрович, к.т.н., старший викладач каф. ЕРРС Український державний університет залізничного транспорту, [dimmo@ex.ua](mailto:dimmo@ex.ua)  
 Анацький Олександр Олександрович старший викладач каф. ЕРРС Український державний університет залізничного транспорту, [anatsky@kart.edu.ua](mailto:anatsky@kart.edu.ua)  
 Онищенко Андрій Володимирович, асистент каф. [«Теплотехніка, теплові двигуни та енергетичний менеджмент» \(ТТД\)](#) Український державний університет залізничного транспорту, [onyshchenko@kart.edu.ua](mailto:onyshchenko@kart.edu.ua)

## ДОЦІЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ ПРИСТРОЮ ДЛЯ АВТОМАТИЧНОЇ ДЕКОМПРЕСІЇ ЦИЛІНДРІВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Аналіз сучасних науково-дослідних робіт показує, що досягнення високих економічних та екологічних показників сучасних дизелів неможливо без вдосконалення параметрів і конструкції системи пуску. Основним напрямком розвитку системи пуску сучасних дизелів є здійснення гнучкого мікропроцесорного управління, для того щоб забезпечувалась реалізація перехідних процесів дизеля по заданому закону з заздалегідь заданим темпом, більша швидкодія з вибором оптимального алгоритму.

Для економії ресурсів, зменшення негативних екологічних явищ при слабкій акумуляторній батареї, щоб уникнути негативних впливів пускових пікових струмів і продовження терміну служби акумуляторних батарей та досягнення надійного пуску дизельних двигунів, рекомендується пристрій для автоматичної декомпресії циліндрів.

Декомпресійний механізм за рахунок сполучення камери згоряння з атмосферою дозволяє знизити опір провороту колінчастого вала пусковою системою. При цьому пускова система дозволяє розігнати колінчастий вал двигуна до пускової частоти обертання. Після цього декомпресійний механізм

вимикається і двигун запускається за рахунок інерції колінчастого вала і маховика.

Застосування декомпресійного механізму дозволяє запустити двигун навіть при недостатній потужності пускової системи (можливе зменшення кількості акумуляторних батарей). При довгому простої дизельного двигуна, та при проведенні реостатних випробувань, перед пуском, необхідно продути циліндри за допомогою індикаторного крану – для запобігання можливого гідроудару.

Вищевказана ситуація визначає актуальність і важливість проведення науково-дослідних робіт, спрямованих на продовження терміну служби акумуляторних батарей і застосування нового схемотехнічного рішення системи пуску тепловозних дизелів

Варбанець Роман Анатолійович, д.т.н., професор,  
Клименко Валентин Григорович, асистент,  
Кирилаш Олена Іванівна, к.т.н., доцент,  
Пізінцалі Людмила Вікторівна, к.т.н., доцент,  
Александровська Надія Ігоревна, к.т.н., доцент.  
Одеський національний морський університет, кафедра СЕУ і ТЕ,  
e-mail: [roman.varbanets@gmail.com](mailto:roman.varbanets@gmail.com)

## **ВІБРОАКУСТИЧНА ДІАГНОСТИКА ГАЗОТУРБОНАГНІТАЧА СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА**

Сучасні газотурбонагнітачі (Т/С) забезпечують високе значення тиску наддувного повітря ( $p_k$  до 5) і високоекономічну роботу морських дизелів з низькою емісією оксидів вуглецю та сажі. Висока економічність дизелів MAN ME і MAN MC (з реальною питомою ефективною витратою на рівні 160–170 г/кВт·год) забезпечується, зокрема, високим тиском наддувного повітря [1]. При зниженні ефективності роботи турбонагнітача економічність дизеля різко падає, а рівень емісії оксидів вуглецю та сажі зростає.

Під час експлуатації морських дизелів при роботі на часткових режимах відбувається засмічення випускних колекторів продуктами неповного згорання. У результаті цього змінюється пропускна здатність випускних колекторів і характер внутрішньої течії газів перед лопатками робочого колеса турбонагнітача. При цьому можлива поява пульсацій, що призводить до коливань ротора. Підвищений рівень коливань ротора створює додаткові навантаження на підшипники турбонагнітача і знижує їх ресурс. У разі появи мікродефектів підшипників турбонагнітача рівень вібрації ротора ще більше збільшується, що може привести до важкої аварії. Експлуатаційний контроль рівня вібрації ротора турбонагнітача може запобігти аварійній ситуації.

На судновому головному дизелі 5S60MC [2] при частоті обертання колінчастого вала 85 rpm був проведений аналіз віброакустичних сигналів турбокомпресора ТСА 66-20072 [3], рис. 1. Ефективна потужність двигуна при цьому дорівнювала  $\sim 4500$  kW, що відповідає навантаженню  $\sim 50$  % від

номінального (MCR), і очікувана частота обертання турбокомпресора – 10300 rpm. Зазначені дані отримані з результатів морських випробувань головного двигуна 5S60MC Official Test Data, рис. 2. За даними цих випробувань побудована поліноміальна модель залежності частоти обертання Т/С від потужності двигуна  $T/Crpm = f(Ne, kW)$ , табл. 1 [4]. Турбокомпресор ТСА 66-20072 має 22 лопатки на компресорному колесі (11 великих і 11 половинного розміру) [3].

У результаті аналізу було показано, що лопатки компресора турбонагнітача генерують коливання, які присутні в спектрі загальної вібрації незалежно від технічного стану турбонагнітача [5]. Спектральний аналіз показав, що лопатки компресора генерують віброакустичний сигнал з частотою, рівній частоті обертання ротора турбонагнітача, помноженій на кількість повітряних лопаток:  $v_b = n_b * T/Crpm / 60$ , де  $v_b$  – лопаткова частота компресора турбонагнітача, Hz;  $n_b$  – загальна кількість лопаток компресора;  $T/Crpm$  – частота обертання турбонагнітача, rpm.

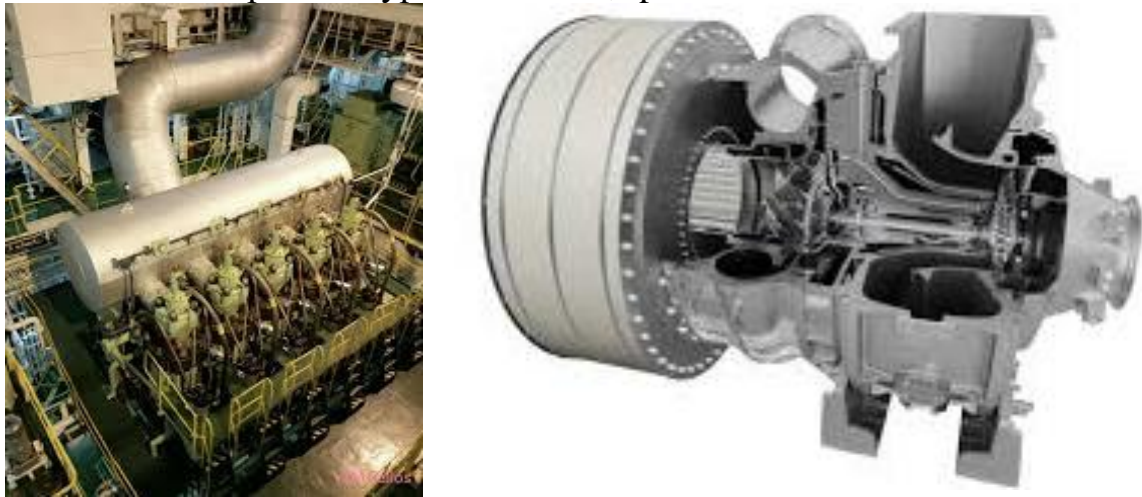


Рисунок 1 – Головний дизель 5S60MC з Т/С ТСА 66-20072

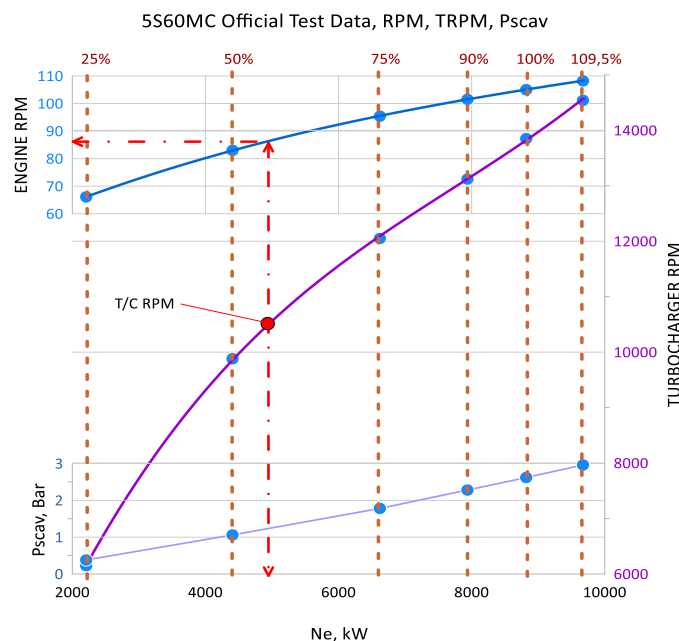


Рисунок 2 – Результати випробувань двигуна 5S60MC Official Test Data

Таблиця 1 – Поліноміальна апроксимація [4]  $T/Crpm = f(Ne, kW)$

Equation type: T/Crpm =	$((\text{Degree3} * Ne + \text{Degree2}) * Ne + \text{Degree1}) * Ne + \text{Degree0}$
Coefficients:	Degree 0 = -25.8849715 Degree 1 = 3.508765178 Degree 2 = -0.0003549392173 Degree 3 = 1.531921627E-08
Degree 3 results:	Residual sum of squares = 4820.23 Coefficient of determination, R-sq'd = 0.999909 Correlation coefficient, R = 0.999954499

У першій частині експериментів запис сигналу проводився за допомогою електретного конденсаторного мікрофона EM-4530 зі смугою пропускання 100 Hz ~ 15 kHz [6]. У цьому випадку АЧХ мікрофона сприяла непригніченню сигналу на низьких частотах < 200 Hz. У другій частині експериментів запис сигналу проводився за допомогою вбудованого мікрофона смартфона МІ6. Незважаючи на деяке пригнічення сигналу на низьких і високих частотах (~ < 200 Hz і ~ > 7000 Hz), лопаткова гармоніка добре виділялася в спектрі отриманого сигналу і дозволяла розрахувати гармоніку, відповідну основній частоті обертання ротора, рис. 3.



Рисунок 3 – Спектр віброакустичного сигналу лопаток компресорного колеса ТСА 66-20072 на режимі 5S60MC 85 rpm, 4500 kW (~ 50 %)

Аналіз спектру на рис. 3 показав, що реальна лопаткова частота дорівнює 3782 Hz. Відповідна гармоніка знаходиться в спектрі близько до очікуваної частоти:  $10300 / 60 * 22 = 3776,(6)$  Hz.

Таким чином, реальна частота обертання ротора газотурбонагнітача ТСА 66-20072 на даному режимі навантаження дорівнює:

$$3782 \text{ Hz} / 22 = 171,9 \text{ Hz};$$

$$171,9 \text{ Hz} * 60 = 10314,(54) \text{ rpm}.$$

На основній частоті обертання (171,9 Hz) амплітуда гармоніки носить невіразний характер. Можна сказати, що вона знаходиться в зоні шумів



спектру. Таким чином, можна зафіксувати відсутність скільки-небудь значимих коливань ротора на основній частоті, що з великою ймовірністю характеризує нормальний стан проточної частини Т/С і підшипників.

Характерною особливістю Т/С ТСА 66-20072 є наявність у віброакустичному спектрі кратних гармонік і субгармонік:

– субгармоніка  $1/2 = 1891$  Hz,

– кратні гармоніки  $x2 = 7564$  Hz,  $x3 = 11346$  Hz,  $x4 = 15128$  Hz,

$x5 = 18910$  Hz,  $x6 = 22692$  Hz.

Наявність кратних гармонік і субгармонік у спектрі може діагностувати різні технічні стани Т/С, для визначення яких необхідно проведення додаткових експериментальних досліджень під час експлуатації.

### **Висновок**

Спектральний аналіз віброакустичного сигналу, записаного з частотою 44,1 kHz дозволяє аналізувати гармоніки з частотою до 22,05 kHz [7]. При цьому аналіз можливий з кроком до 1 Гц. Лопаткова частота компресорів більшості Т/С суднових двигунів менше майже в два рази. Таким чином, у результаті спектрального аналізу віброакустичного сигналу компресора Т/С максимальна абсолютна похибка визначення частоти обертання складає менше 1 rpm. Така точність істотно вище точності штатних приладів, що дозволяє використовувати дану методику при визначенні миттєвої частоти обертання Т/С, при оцінці коливань ротора на основній частоті та, в деяких випадках, при подальшій оцінці навантаження двигуна.

### **Література**

1. Heywood, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York; London: McGraw-Hill Education, [2018] ©2018.
2. MAN B&W S60MC-C8.2-TII Project Guid. URL: [https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S60MC-C8\\_2.pdf](https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S60MC-C8_2.pdf)
3. Project Guide TCA Turbocharger. URL: <https://turbocharger.mandieselturbo.com/docs/default-source/shopwaredocuments/tca.%20pdf?sfvrsn=2>
4. Grapher ® 13.1.668 (64-bit) Mar 19 2018 2D & 3D Graphing Software. URL: [www.goldensoftware.com](http://www.goldensoftware.com)
5. Varbanets R.A. Turbocharged Marine diesel engine frequency parameters monitoring / R.A. Varbanets, Y.M. Kucherenko // Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine equipment and technology. Astrakhan. - 2013. - № 1. - pp. 103-110.9.
6. EM-4530, 100Hz ~ 15kHz Analog Microphone Electret Condenser 1V ~ 10V Omnidirectional. URL: <https://www.soberton.com/em-4530/>
7. Applied Time Series Analysis, by Robert K. Otnes and Loren Enochson. New York: Wiley, 1978, pp. 428.

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н, професор, Херсонська державна морська академія, [gritsuk\\_iv@ukr.net](mailto:gritsuk_iv@ukr.net)

Дзигар Анатолій Костянтинівич, Херсонська державна морська академія, [anatoliidzygar@gmail.com](mailto:anatoliidzygar@gmail.com)

Котов Анатолій Ілліч, Херсонська державна морська академія, [kotovai055@gmail.com](mailto:kotovai055@gmail.com)

Вербовський Олексій Валерійович, Інститут Газу НАН України, [company\\_era@ukr.net](mailto:company_era@ukr.net)

## **ОСНОВНІ КВАЛІФІКАЦІЙНІ ВИМОГИ, ЩО СТАВЛЯТЬСЯ ДО СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Суднова електрогенерувальна станція призначена для живлення всіх електричних суднових пристроїв і на більшості суден складається з трьох і більше генераторів, які приводяться в дію дизельними двигунами. Вимоги номінальної потужності - це робота приводу генерування електроенергії без обмеження часу з перервами на технічне обслуговування, зазначеними виробником, при заданих значеннях частоти обертання, напруги, сили і частоти струму, повній комплектності та заданих оточуючих і робочих умовах, за умови дотримання правил технічного обслуговування, встановлених виробником [1-2]. Дизель-генератори (ДГ) змінного струму повинні витримувати моменти, що створюються ударним струмом короткого замикання генератора, повинні забезпечувати надійне початкове самозбудження без застосування стороннього джерела електричної енергії. Дизель-генератори не повинні мати заборонених частот обертання, обумовлених крутильними коливаннями, в межах їх робочого діапазону частот обертання і на режимах прогріву. У режимі холостого ходу дизель-генератори повинні забезпечувати пуск прямим включенням асинхронного короткозамкнутого електродвигуна, значення потужності якого і зміна напруги дизель-генератора встановлюють в технічних умовах і / або технічних завданнях на дизель-генератори конкретного типу. Допоміжні дизель-генератори з ідентичними характеристиками регулювання частоти обертання і напруги повинні забезпечувати тривалу паралельну роботу при співвідношенні потужності від 1:3 до 3:1, а на час переведення навантаження - з мережею необмеженої потужності. При сталому тепловому стані паралельно працюють дизель-генераторів ступінь неузгодженості активних і реактивних навантажень не повинна перевищувати 10% тривалої (номінальної) потужності більш потужного з паралельно працюючих дизель-генераторів в діапазоні навантажень від 20% до 100%. Амплітуда обмінних коливань активної потужності при паралельній роботі не повинна перевищувати 10 -15% в залежності от класу застосування. Дизель-генератори повинні допускати в прогрітому стані 10% - перевантаження по струму при коефіцієнті потужності  $\cos \varphi = 0,8$  протягом 1 години.

Тому до суднових дизель-генераторів (ДГ) повинні застосовуватися додаткові вимоги класифікаційних товариств [3]. Частина ISO 8528/5 встановлює перелік і визначення термінів і критеріїв конструкції, які формуються при об'єднанні в один дизель-електричний агрегат системи дизеля і електрогенератора змінного струму. До основних характеристик ДГ можна віднести наступні: характеристики пускові, паралельної роботи, напруги, частотні [4]. При цьому особлива увага приділяється основним швидкісним параметрами двигуна, параметрам уставки швидкості регулятора і перевищення швидкості, які вказані в [4]. Також, міжнародний стандарт ISO 8528 / 2 обумовлює параметри регулятора в сталому швидкісному режимі і параметри перевищення швидкості [4].

Частотні характеристики в сталому режимі залежать в основному від параметрів системи управління частотою обертання приводного двигуна і демпфірування генератора. Динамічні ж частотні характеристики, що безпосередньо впливають на якість електроенергії (реагування на зміну навантаження) визначаються спільною роботою всіх компонентів суднової електро-енергетичної системи (потужності приводного двигуна, характеристик навантаження, інерційних мас) і індивідуальними особливостями конструкції всіх впливають компонентів [4]. До таких особливостей також можна віднести стан комутаційної і пускорегулювальної апаратури суднового електроприводу.

Характеристики частоти і напруги ДГ при раптовій зміні навантаження залежать від наступних факторів: системи турбонаддуву двигуна, конструкції і моменту інерції ротора турбокомпресора; дії регулятора частоти обертання; конструкції генератора, наявності демпферного клітини; характеристик системи збудження генератора; роботи автоматичного регулятора напруги; наявності автоматичних пристроїв, що забезпечують при великих навантаженнях тимчасове по заданому закону відключення системи; інерції обертання всього дизель-електричного агрегату [3-7]. Таким чином, характеристики ДГ змінного струму по частоті і напрузі при змінах навантаження визначаються максимальною включається або відключається навантаженням, яка залежить від приєднаного силового обладнання. Оскільки неможливо оцінити роздільне і спільне вплив настільки багатьох факторів, не слід забувати рекомендовані величини навантаження, критерії до яких значення частоти повертається протягом заданого періоду регулювання після збільшення і зменшення навантаження.

Крім частотних характеристик і характеристик залежностей напруги дизель генератора слід також мати на увазі чинники, що впливають на його характеристики потужності і компонентів ДГ [3-11]. Серед інших чинників, що відносяться до потужності, особливо істотні фактори: застосування; споживання потужності приєднаної навантаженням; коефіцієнт потужності навантаження; пускові характеристики всіх запускаються електродвигунів; мінливість приєднаного навантаження; пульсуючі навантаження; вплив



нелінійних навантажень.

Таким чином, розглядаючи всі перераховані вище фактори, що впливають на статичні і динамічні частотні характеристики суднових дизель-генераторів і вимоги до них, можливо зробити основних висновок про важливість проведення подальших досліджень в частині впливу стану пуско-регулюючої апаратури і своєчасності її обслуговування, особливо для потужних електроприводів; про доцільність вдосконалення систем управління частотою обертання і автоматичних регуляторів напруги з метою забезпечення мінімальних динамічних відхилень напруги і частоти в перехідних процесах при раптових змінах навантаження суднової електростанції з огляду на підвищених вимог до якості напруги живлення для розвинених інтегрованих систем управління й електронно-обчислювальної техніки; про можливу доцільність розробки централізованої системи управління судновими електроприводами.

### Література

1. Толстов А.А. Устройство и эксплуатация судовых синхронных генераторов / А.А. Толстов. - Одесса : Изд-во ОНМА, 2006. - 150 с.
2. Мелинский Г.А. Устойчивость энергосистем / Г.А. Мелинский, Г.В. Меркурьев. - Кн. 1. [Электронный ресурс]. - Доступный с <http://www.cpk-energo.ru/metod/ul/mml.pdf>
3. Куколев А.А. Классификационные требования, предъявляемые к судовым дизель-генераторам / Вестник государственного морского университета им. адмирала Ф.Ф. Ушакова, № 2(19), 2017, с.24-27.
4. Конке Г.А., Ляшко В.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта: учебное пособие, - М.: Машиностроение, 2005,- 512 с.
5. Акулов Ю.И., Коробков А.Ф. Судовая электроника и электроавтоматика. М.: Транспорт, 1988,- 272 с.
6. Роджеро Н.И. Справочник судового электромеханика и электрика,-М.: Транспорт, 1986 - 319 с.
7. Васин, В.М. Электрический привод: учебное пособие для техникумов - М.: Высшая школа, 1984.-231 с.
8. Павлович С.Н. Ремонт и обслуживание электрооборудования,- Минск: «Вышэйшая школа», 2009,- 248 с.
9. Сергиенко, Л.И. Электро- энергетические системы морских судов,- М.: Транспорт, 1991.- 260 с.
10. Баранов, А.П. Автоматическое управление судовыми электро-энергетическими установками,- М.: Транспорт, 1981,- 254 с.
11. Хайдуков, О.П., Дмитриев А.Н, Запорожцев Г.Н. - Эксплуатация электро- энергетических систем морских судов,- М.: Транспорт, 1988.-223 с.

Доценко С.М. к. т. н., доцент, Первомайська філія Національного університету кораблебудування  
 Солодка А.Ю. магістрант, Первомайська філія Національного університету кораблебудування

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СОЄВОЇ ОЛІЇ ПРИ РОБОТІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА В СОСТАВІ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ.

В умовах нестабільності ціноутворення на палива нафтового походження, використання альтернативних джерел енергії є життєво необхідним. На сьогоднішній день має переваги виробництво електроенергії та тепла з використанням когенераційних установок.

Електричний ККД таких установок на любых режимах навантаження має високий показник і досягає 36%, а загальний ККД (електричний + тепловий) - до 90%. В результаті забезпечується максимальний економічний ефект використання палива.

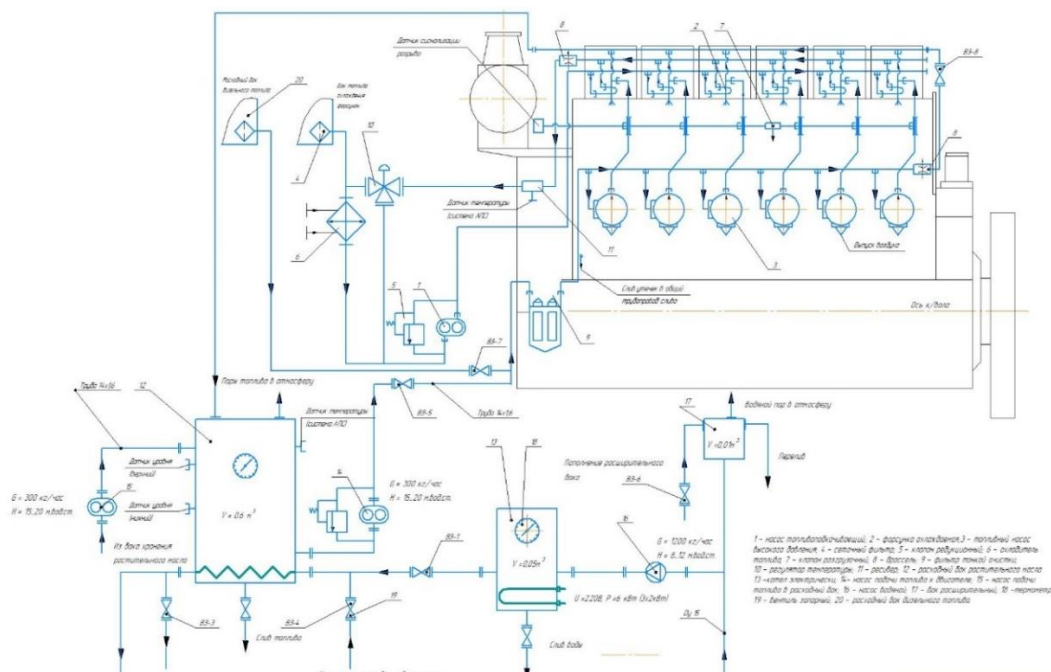


Рис.1 Схема когенераційної установки ДГА-900

Важливим моментом при роботі когенераційної установки є вибір моторного палива. Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що на сьогодні уже широко відомо про можливість заміни дизельного палива таким альтернативним біологічним паливом, як ріпакова олія, соєва олія, соняшникова олія та інші.

Основним недоліком біологічного палива є його вища, на 10-20%, ціна в порівнянні з дизельним паливом. Але тут потрібно перейняти досвід Німеччини яка дотує біологічне паливо, тому ціна біологічного палива дешевше ніж дизельного.

Таким чином біопаливо може використовуватися як самостійно так і в суміші з дизельним паливом.

Але біопаливо має ряд переваг:

- забезпечує значне зниження шкідливих викидів в атмосферу;
- має високу температуру займання (більше 100° С), що робить його використання безпечним;
- розпадається в нормальних умовах;
- його джерело – відновлювальні ресурси.

Для дизельних двигунів одним з таких палив може бути соєва олія. Відмінність фізико-хімічних властивостей рослинних олій і палив на їх основі від властивостей стандартних дизельних палив надає впливу на протікання робочого процесу дизельних двигунів. В першу чергу це відноситься до процесів паливоподачі та сумішоутворення. Ці процеси в значній мірі визначаються такими фізичними властивостями палива, як густина, в'язкість, поверхневий натяг палива що використовується.

Одною з важливих характеристик палива є густина, так як по неї можливо робити висновки про фракційний та хімічний состав палива. Густина дизельного палива згідно ДСТУ 4840:2007 складає 820-845кг/м<sup>3</sup>, а густина соєвої олії складає 916-922кг/м<sup>3</sup>. При цьому при температурі 20<sup>0</sup>С густина соєвої олії складає 920кг/м<sup>3</sup>, а при температурі 80<sup>0</sup>С - 879кг/м<sup>3</sup>.

Другою з важливих характеристик палива є кінематична в'язкість. Кінематична в'язкість дизельного палива, при температурі 40<sup>0</sup>С, згідно ДСТУ 4840:2007 складає 2,00 – 4,50 м<sup>2</sup>/с. Кінематична в'язкість соєвої олії, при температурі 20<sup>0</sup>С складає 59 – 72 м<sup>2</sup>/с.

В даному випадку текучість дизельного палива краще, воно легше фільтрується через очисні фільтра. С другої сторони більш в'язка соєва олія має кращі властивості мащення, в результаті збільшується термін служби самого двигуна і паливного насоса високого тиску в середньому на 60%.

Також при використанні соєвої олії погіршується сумішоутворення, розпилювання та згоряння палива. Пускові якості двигуна також погіршуються.

Випробування проводились на дизелі 6 ЧН 26/34 в складі серійного дизель-генератора ДГА-900 потужністю 900 кВт. В процесі випробувань було виявлено, що при температурі 75 – 80<sup>0</sup>С в'язкість соєвої олії складала 4 – 5 м<sup>2</sup>/с.

При запуску двигун працював на дизельному паливі, потім відбувався перехід на соєву олію. Для нормальної роботи паливної системи, при роботі на соєвої олії, температура палива перед ПНВТ сягала близько 75°С.

Паливо, підігрівалось в паливному баку, при цьому падіння температури при проходженні палива від бака до паливного насоса високого тиску складала біля 2 - 4°С.

За результатами проведення випробувань ДГА-900 на соєвої олії його електричний ККД склав 37,5%, тепловий ККД - 52%, а загальний ККД когенераційної установки - 89,5%.

Особливістю рослинної олії є наявність в її складі достатньо великої кількості кисню (8...12 %). Це викликає незначне пониження теплоти згоряння рослинного палива.

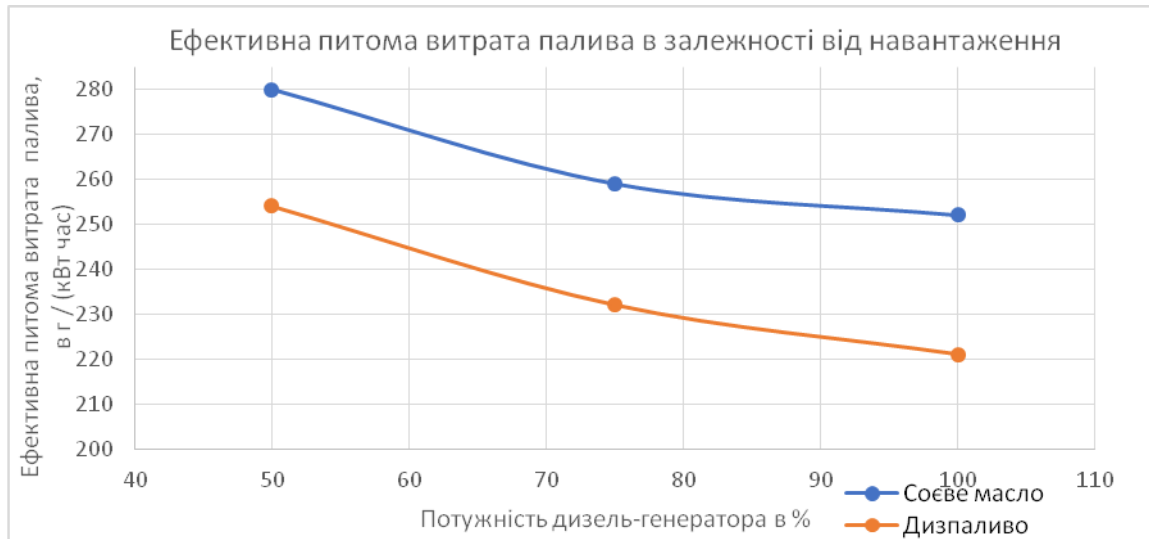


Рис.2 Ефективна питома витрата дизельного палива та соєвої олії в залежності від навантаження

В результаті випробувань питома витрата соєвої олії збільшилася в середньому на 14-15% в порівнянні з питомою витратою дизельного палива. Це в першу чергу пояснюється тим, що теплота згоряння соєвої олії  $Q_H = 37300$  кДж/кг, більш низька (на 14%), ніж у дизельного палива  $Q_H = 42500$  кДж /кг.

**Висновок:** Проведенні випробування дизель - генератора ДГА-900 при роботі на соєвої олії показали, що після доопрацювання конструкції дизеля 6 ЧН 26/34 та його систем, він зможе успішно використовуватися в когенераційних установках.

До змін в конструкції двигуна можливо віднести наступні:

- необхідність підігріву соєвої олії в паливному баку для зменшення його в'язкості;
- зменшення кута випередження вприскування палива;
- збільшення діаметру трубопроводів для покращення пуску непрогрітого двигуна.

### Література

1. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 328 с.
2. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Копач А.А. К вопросу использования рапсового масла в качестве моторного топлива // Труды ТГАТА. – Мелитополь, 1998. – Т. 3; Вип. 2.–с. 60-64.
3. С. Доценко «Конвертація дизельних двигунів сільськогосподарської техніки для роботи на метиловому ефірі ріпакової олії». КНТУ, 2007. Вип. № 37. – С.219–223.

Зайченко Стефан Владимирович, д.т.н., доцент, КПИ им. Игоря Сикорского Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», [zstefv@gmail.com](mailto:zstefv@gmail.com), 067-165-3748

Айса Халем, магистр КПИ им. Игоря Сикорского Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», [safj40@gmail.com](mailto:safj40@gmail.com)

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА ПУТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ**

Большинством случаев обеспечения надежного энергообеспечения в случаях аварий внешней электросети остаются автономные источники энергии на базе двигателей внутреннего сгорания. Объемы производства электрической энергии в 2017 году автономными станциями составляют в пределах 6,5млнКВт \* ч, в общем объеме производства составляет около 5% [1]. Главным признаком автономных источников энергии является род топлива, используемого для образования тепловой энергии с химической бензин, дизельное топливо, газ. Однако в целом конструкция и принцип самого преобразователя химической энергии в механическую остается похожей по основным признакам: двух- или четырех тактный цикл, кривошипно-шатунный, поршень, цилиндр и тому подобное. Второй по своей значительностью для автономных источников энергии на базе двигателя внутреннего сгорания является принцип преобразования механической энергии в электрическую. Разделяют два основных вида автономных источников электрической энергии без инверторов с инверторами. Генераторов с инверторами позволяют в зависимости от нагрузки сети регулировать частоту вращения двигателя внутреннего сгорания, таким образом уменьшать расход топлива и повысить общий коэффициент полезного действия системы в целом. Так использования данной схемы позволяет сохранить больше половины общего количества горючего [2-4]. Генераторов с инверторами позволяют в зависимости от нагрузки сети регулировать частоту вращения двигателя внутреннего сгорания, таким образом уменьшать расход топлива и повысить общий коэффициент полезного действия системы в целом. Так использования данной схемы позволяет сохранить больше половины общего количества горючего [2-4]. Генераторов с инверторами позволяют в зависимости от нагрузки сети регулировать частоту вращения двигателя внутреннего сгорания, таким образом уменьшать расход топлива и повысить общий коэффициент полезного действия системы в целом. Так использования данной схемы позволяет сохранить больше половины общего количества горючего [2-4].

Однако следует отметить, что оптимальная работа двигателя внутреннего сгорания возможна при определенной частоте вращения двигателя [4]. Это видно из диаграмм КПД двигателя внутреннего сгорания, имеют куполообразную форму с максимумом в точке 2500-3500 об / мин в зависимости от конструкции. Уменьшение частоты вращения двигателя

приводит к ухудшению наполнения топливо-воздушной смесью и выпуска отработавших газов двигателя, сопровождающееся впуском выхлопных газов во впускной коллектор и выброса части горючей смеси в выхлопную трубу. Энергетические потери при возникновении данных эффектов могут достигать до 20%, что существенно снижает эффект использования инвертора при генерации электрической энергии.

Среди широкого ассортимента автономных генераторов, авторами было уделено внимание генерирующим установкам на базе одноцилиндрового бензинового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания с объемом двигателя  $200\text{см}^3$ . Выбор объекта исследования было определено из проведенного анализа существующего спроса генераторов и собственной практикой, которой обусловлен относительно низкой стоимостью генерирующей установки, по сравнению с дизельными генераторами и минимально необходимой мощности для работы мощных бытовых приборов, которая в среднем составляет 2,2кВт. Следует отметить, что наиболее распространенным автономным источником электрической энергии остаются синхронные генераторы без инвертора особенностью работы которых является постоянная частота вращения коленчатого вала двигателя без возможности регулировки мощности.

Учитывая вышесказанное, для повышения энергоэффективности автономного источника питания инвертором на базе двигателя внутреннего сгорания путем регулирования механизма газораспределения актуальной научной задачей.

#### **Цель и задачи исследования**

Целью данного исследования является определение алгоритма работы и параметров системы управления автономного источника электрической энергии с двигателем внутреннего сгорания энергии путем регулирования газораспределения двигателя внутреннего сгорания с целью повышения общего коэффициента полезного действия.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие задачи:

- Разработка схемы управления автономным источником питания на базе двигателя внутреннего сгорания и инвертора.
- Исследование изменения параметров энергоэффективности системы двигатель-генератор-инвертор от уровня нагрузки.
- Создание рекомендаций по регулированию параметров и способов реализации управления двигателем внутреннего сгорания при минимальной мощности автономного источника питания.

#### **Материал и результаты исследования**

При анализе конструкции автономных источников энергии на базе двигателя внутреннего сгорания следует отметить основные составляющие элементы: двигатель, генератор, инвертор (рис. 1).

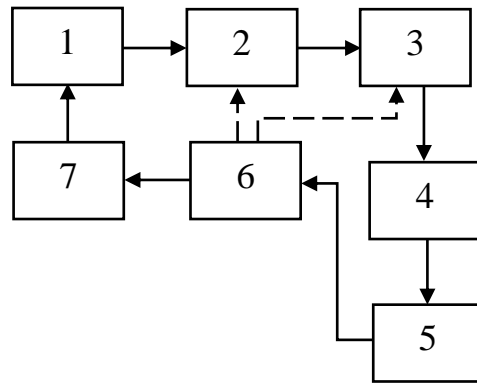


Рисунок 1 - Схема управления автономным источником питания на базе двигателя внутреннего сгорания и инвертора  
1 - двигатель внутреннего сгорания; 2 - генератор; 3 - инвертор;

Для контроля уровня мощности, потребляемой энергоприемателем используется ваттметр - 4, который через аналого-цифровой преобразователь - 5 соединен с микроконтроллером - 6. Микроконтроллер в зависимости от уровня мощности приемника решения на контроль определенных параметров двигателя внутреннего сгорания путем генерирования драйвером - 7. для более тонкого управления параметрами элементов автономного генератора возможно использовать каналы которые соединят микроконтроллер с генератором и инвертором.

При определении оптимальных управляющих воздействий на составляющие элементы системы рассмотрим необходимо установить особенности их работы при различной нагрузке отдельно.

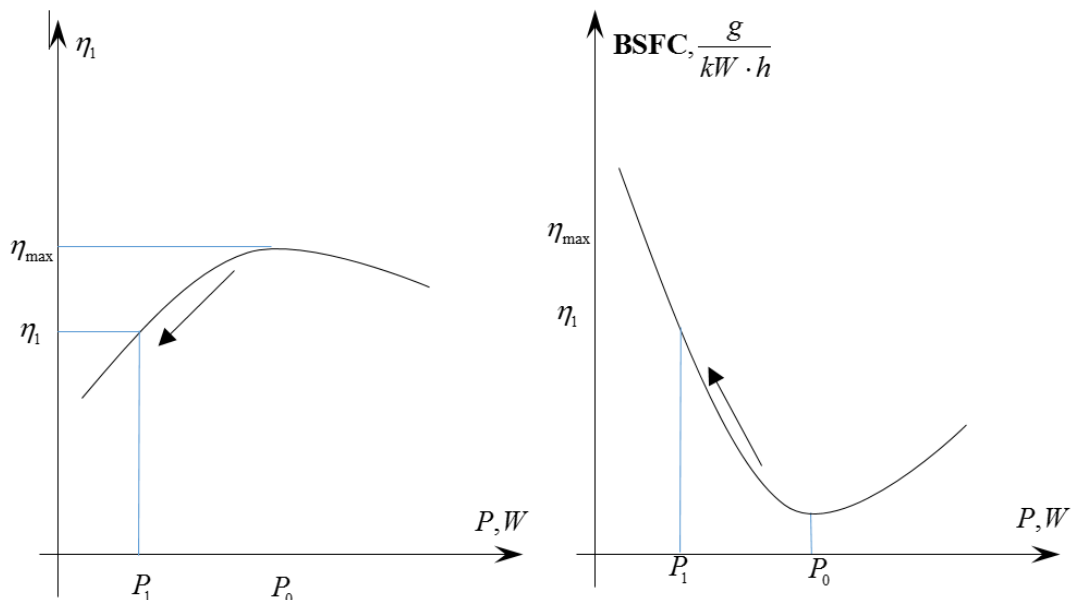


Рисунок 2 - Графики изменения КПД и BSFS

В системе исследуемого двигателя внутреннего сгорания является наименее энергоэффективным элементом. Коэффициент полезного действия четырехтактных двигателей внутреннего сгорания при оптимальной частоте

вращения и нагрузке составляет около 45% (50%) дизельных двигателей и 39% для бензиновых. При этом (рис. 2) анализируя графики [5] изменения коэффициента полезного действия от мощности для ДВС необходимо отметить о существенном (до 30%) падение с резким ростом удельных расходов топлива (до 500%) [6, 7].

Причиной данного явления является целый ряд негативных явлений, сопровождающих процесс уменьшения частоты вращения двигателя. К основному следует отнести ухудшение газонаполнения цилиндра, уменьшение турбулизации с выбросом части заряда из цилиндра в входную систему в период запаздывания закрытия впускного клапана после НМТ. Предупреждение данного явления возможно путем регулирования времени и высоты открытия клапанов, а именно сужение циклов с поздним открытием и ранним закрытием клапанов без перекрытия [8].

### Литература

- AV Kirilenko / Institute of Electrodynamics of NAS of Ukraine. - K.: Institute of Electrodynamics of the NAS of Ukraine, 2014. -- 408 p.
2. Galiullin RR On the issue of regulating the rotational speed of the crankshaft of a diesel autonomous power plant of low power // Vestnik BGAU. - 2012. -- S. 37-40.
  3. Bashirov RM Fundamentals of the theory and calculation of automotive engines. Ufa: BGAU, 2008. 304 p.
  4. Galiullin RR, Gaysin EM Regulation of diesel engines by skipping fuel supplies // Mechanization and Electrification of Agriculture, 2005. No. 11. P. 30-31.
  5. Kozlov AN, Khudyakova GI, Svishchev DA Efficiency of the internal combustion engine using synthesis gas // Energy and Resource Saving. Power supply. Unconventional and renewable energy sources. - Yekaterinburg, 2016. - 2016. - S. 548-552.
  6. Khvatov OS, Daryenkov AB, Samoyavchev IS Fuel efficiency of a single power plant of an autonomous facility based on an internal combustion engine of variable rotational speed // Operation of sea transport. - 2013. - No. 1. -- S. 71.
  7. Alekseenko VA, Yurov BB, Ostapenko VV Load characteristic of the carburetor engine // Collection of scientific papers Sworld. - 2014. - T. 2. - No. 2. - S. 29-31.
  8. Akhromeshin AV Modern gas exchange control systems for internal combustion engines (review) // Bulletin of Tula State University. Technical science. - 2008. - No. 3. S. 151-158.



Захарчук Віктор Іванович, д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет

Захарчук Олег Вікторович, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ БІОГАЗУ В ЯКОСТІ МОТОРНОГО ПАЛИВА**

Україна є суттєво залежною від імпорту нафти. Має місце постійний ріст цін на традиційні енергоносії. Тому ще на початку 90-х років минулого століття значна частина вантажних автомобілів і автобусів з бензиновими двигунами були переведені на природний газ. Разом з тим все більшою проблемою для нашої держави є утилізація побутових та сільськогосподарських відходів. Велика кількість біогазу та звалищного газу викидається в атмосферу і забруднює навколишнє середовище. Інтерес до біогазу як альтернативного палива виник завдяки можливості його отримання в місцевих умовах. В даний час в Європі діють більше 500 станцій отримання біогазу з звалищного газу. Також постійно зростає кількість сільськогосподарських біогазових установок. В цілому в ЕС їх зараз більше 4000. Але тільки деякі з них виробляють біогаз для подальшого використання в якості автомобільного палива. Практично на всіх станціях отримуваний біогаз використовується для продукування тепла або електроенергії. І все ж потенціал використання біогазу в якості моторного палива величезний. В густонаселених регіонах екологічний ефект від його використання може бути значним. Свідченням цього є те, що світовим лідером з виробництва біогазу є Китай. Там ще в 2006 році діяло 17 млн. біогазових установок з річним виробництвом 6,5 млрд. куб. м газу, що дозволило замінити 10 млн. т умовного палива і забезпечити 50 млн. чоловік. В даний час ставиться завдання досягти до 2022 року рівня 25 млрд. м<sup>3</sup> [1].

В нашій країні біогаз в якості моторного палива не використовується. Об'єктом дослідження був переобладнаний з дизеля Д-243 газовий двигун з іскровим запалюванням. Встановлено, що при використанні газу, який імітує склад біогазу, потужність двигуна зменшується, а витрата палива зростає. Тобто енергетичні показники двигуна під час роботи на біогазі є незадовільними. Це є наслідком вмісту в біогазі значної кількості інертних домішок, перш за все вуглекислого газу. Розрахунками з використанням математичної моделі газового двигуна встановлено, що застосуванням очищення біогазу від домішок можна його склад наблизити до складу природного газу. Відповідно буде мати місце збільшення нижчої теплоти згоряння газу та покращення енергетичних показників двигуна: ефективна потужність двигуна  $N_e$  збільшується на 21,2 %, ефективний крутний момент  $M_e$  збільшується на 21,1 %, а питома ефективна витрата газу  $g_e$  зменшується на 29,4 %.

### **Література**

1. Друзьянова В.П. Биогазовая технология за рубежом / В.П. Друзьянова, В.В. Горбунова, Р.С. Кузьмина // СтройМного, 2017. № 1(6). С. 1-8.

Колеснікова Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», [tnk1403@ukr.net](mailto:tnk1403@ukr.net)  
Маслак Вадим Олександрович, студент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

## АЛЬТЕРНАТИВНИЙ БЕСШАТУННИЙ ДВИГАТЕЛЬ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Достижения уровня развития автомобильных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) позволяют по-новому поставить вопрос о применении двигателей нетрадиционных конструкций для дальнейшего снижения расхода топлива, уменьшения выбросов токсичных компонентов с отработавшими газами, а также улучшения показателей по вибрации и шуму. Такие нетрадиционные двигатели, как с переменной степенью сжатия, изменяемым рабочим объемом цилиндров, переменными фазами газораспределения создают перспективы повышения индикаторного КПД на частичных нагрузках, снижения механических потерь и тем самым в будущем смогут заменить ДВС с традиционным кривошипно-шатунным механизмом (КШМ).

В этих условиях возникает привлекательная возможность применения в поршневом двигателе нетрадиционного бесшатунного кривошипно-кулисного механизма (ККМ). Двигатели этой категории имеют синусоидальный закон движения поршня, в них присутствуют только силы инерции первого порядка, которые могут быть легко уравновешены с помощью противовесов.

Два опытных образца бесшатунных двигателей с ККМ объемом  $1000 \text{ см}^3$  были изготовлены в США. Для производства этих ДВС было использовано до 90% стандартного технологического оборудования.

Большие работы по созданию бесшатунных двигателей с ККМ проводятся немецкой фирмой Ficht. В 1988 г. фирмой разработан двухтактный дизель с керамическими деталями: поршнем, кольцами и гильзой цилиндра. На протяжении 12 лет фирма Ficht разработала и начала производство двухцилиндрового дизеля мощностью 15 кВт. В этом же году фирмой разработан трехцилиндровый двигатель с ККМ объемом  $1400 \text{ см}^3$  для легкового автомобиля. Как считает фирма, возможность внедрения такого двигателя в серийное производство в основном определяется стоимостью его изготовления.

Известны также разработки отдельных авторов. Так, австралийский изобретатель Collins в 1988 г. разработал трехцилиндровый двигатель объемом  $1400 \text{ см}^3$ , который развивает мощность 65 кВт при  $5000 \text{ мин}^{-1}$ . Масса составляет 60 кг. Англичанин Вак David разработал двухтактный двухцилиндровый оппозитный двигатель с ККМ, который отличается компактностью конструкции и высокой степенью очистки цилиндров от отработавших газов.

В Донецком национальном техническом университете совместно с Приднепровской государственной академией строительства и архитектуры (Украина), начиная с 80-х годов прошлого столетия, ведутся под руководством д.т.н., проф. Мищенко Н.И. научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию бесшатунного двигателя с ККМ.

В данной работе представлены некоторые результаты работ по данному бесшатунному двигателю с ККМ.

*Особенности термодинамического цикла бесшатунного двигателя.* В бесшатунном двигателе скорость изменения объема в конце такта сжатия существенно меньше, чем в обычном двигателе с КШМ. Поэтому теплоотвод в стенки увеличивается, значение показателя политропы сжатия уменьшается, приближая процесс сжатия к изотермическому. При этом уменьшается работа сжатия. Поскольку в бесшатунном двигателе с ККМ время нахождения поршня вблизи ВМТ больше, чем в ДВС с КШМ, то при одинаковом времени процесса сгорания доля потерянного хода на такте расширения в бесшатунном двигателе будет меньше. При этом, как показывают расчеты, в бесшатунном двигателе по сравнению с классическим обеспечивается на 2...4% лучшая топливная экономичность.

Следует также отметить, что в бесшатунном двигателе повышается эффективность сгорания вследствие увеличения продолжительности воздействия на рабочую смесь высоких давлений и температур в конце сжатия из-за большего времени пребывания поршня вблизи ВМТ.

Механические потери. На основе экспериментальных исследований разработана модель механических потерь двигателя с различной кинематикой и переменной степенью сжатия, которая учитывает комплексную связь составляющих механических потерь с параметрами рабочего процесса и конструкцией двигателя. Составляющие механических потерь включают: потери на трение поршня, поршневых колец, коленчатых валов и ползунов; потери на привод синхронизирующих шестерен и вспомогательных механизмов; потери на газообмен.

Сравнительная оценка механических потерь позволила установить, что в бесшатунном двигателе по сравнению с классическим:

- общие механические потери меньше на 20...35%;
- потери на трение поршня без колец меньше в среднем в 9 раз и не зависят от нагрузки двигателя и зазора между поршнем и цилиндром. Эти потери слабо зависят от частоты вращения коленчатого вала;
- потери на трение в группе ККМ больше, чем в КШМ на 30...40%;
- потери на газообмен меньше на 6...12% при оптимальных фазах газораспределения.

Двигатель с переменной степенью сжатия. На протяжении последних десяти лет при участии автора разработан бесшатунный двигатель с переменной степенью. Бесшатунный двигатель разработан на базе серийно выпускаемого двигателя Opel с рабочим объемом 1500 м<sup>3</sup> и номинальной степенью сжатия 9. Двигатель четырехтактный, четырехцилиндровый с электронным впрыском топлива.

В данной работе получена сравнительная оценка влияния степени сжатия на показатели бесшатунного и классического двигателей. Расчеты были проведены на совмещенных математических моделях рабочего цикла и механических потерь для нагрузочных и скоростных характеристик двигателей при оптимальных значениях величины степени сжатия на частичных режимах.

Полученные данные показывают, что при регулировании степени сжатия на частичных режимах топливная экономичность бесшатунного двигателя по сравнению с классическим в среднем лучше на 5...10%.

Двигатель с модульным отключением цилиндров. Термин «модульное» отключение цилиндров обуславливается тем, что автомобильный двигатель в этом случае разделяется на несколько независимых частей (секций, модулей), которые вступают в работу по мере повышения нагрузки. Каждый модуль подразумевает возможность остановки поршня (поршней) при сохранении рабочего процесса в других модулях (цилиндрах). Полное отсутствие в отключенных цилиндрах потерь на трение между поршнем и цилиндром, а также потерь на газообмен (за счет остановки поршня), определяют существенное преимущество модульного способа отключения цилиндров по сравнению с другими системами отключения цилиндров (отключение топливоподдачи, остановка клапанов и др.).

Следует отметить, что несмотря на очевидное преимущество модульного способа отключения цилиндров, на сегодня не найдена конструкция такого двигателя, способная для серийного производства. Практически все исследователи отмечают, что при отключении цилиндров путем остановки поршня расход топлива снижается на 27...36%, однако использование модульных двигателей обязательно приводит к ухудшению массо-габаритных показателей и увеличению стоимости силовых установок, а также нарушению уравновешенности двигателя.

Одним из возможных конструктивных вариантов двигателя, который позволяет без существенных усложнений применять модульную конструкцию, является бесшатунный двигатель с ККМ.

В настоящее время разработан и выполнен в металле экспериментальный образец бесшатунного двигателя с модульным отключением цилиндров. Механизм отключения цилиндров имеет электро-гидравлический привод. Время срабатывания механизма составляет 0,05...0,15с. Механизм обеспечивает отключение цилиндров с любым алгоритмом остановки поршней.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований четырехцилиндрового двигателя показывают, что, например, при частоте вращения  $2800 \text{ мин}^{-1}$  и двух работающих цилиндрах экономия топлива составляет 29,61%. Установлено, что независимо от количества работающих цилиндров экономия топлива возрастает с увеличением частоты вращения коленчатых валов.

Проведенные исследования свидетельствуют о целесообразности применения модульного отключения цилиндров в бесшатунном двигателе с ККМ. Такой вывод не вызывает сомнений, если учитывать намного более простую по сравнению с известными двигателями реализацию модульного принципа отключения цилиндров в двигателе с ККМ.

Корпач Анатолій Олександрович, к.т.н., професор, Національний транспортний університет, akorpach@ukr.net

Лобашов Дмитро Іванович, студент, Національний транспортний університет

## **БІОГАЗ - АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО ДЛЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Природне паливо не безмежне, сучасне енергозабезпечення може опинитися під ударом. Вирішення цієї проблеми - альтернативні джерела енергії, які представляють собою комплекс засобів видобутку енергії з відновлюваних або практично невичерпних ресурсів. Кожен день фахівці по всьому світі займаються пошуком нових видів палива для заміни традиційних джерел. У наш час одна з найголовніших проблем світу - вичерпання запасів нафти та газопродуктів. Аналіз свідчить про те, що запаси нафти й газу у світі щорічно зменшуються, їх залишилось наближено на 53 роки. Тому, виникає потреба пошуку альтернативних джерел енергії, зокрема для двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Є можливість використовувати відновлювальні природні, екологічно чисті енергетичні джерела - сонячну енергію, силу вітру, води, а також нетрадиційні джерела енергії. До таких відновлювальних джерел можна віднести біогаз. Людство навчилося використовувати біогаз у своїх цілях ще з давніх давен[1].

Біопаливо - це паливо з тваринної або рослинної сировини. Біогаз утворюється в результаті природного процесу мікробного розкладання органічної маси. Біогаз отримується з поновлюваних ресурсів (речовин) - як гнійна рідота і стійловий гній, або енергетичні - культури (кукурудза, жито, цукровий буряк тощо). Суттєвою перевагою виробництва біогазу є використання поновлюваних джерел енергії. Широкий і постійно доступний спектр органічних речовин уможливорює постійне і безперервне виробництво біогазу і сприяє економії викопних енергоносіїв – нафти та природного газу. У біогазових установках застосовуються, перш за все, екскременти тварин і відтворювана сировина, однак і біогенні відходи харчової промисловості та побутові відходи набувають все більшого значення у виробництві біогазу. Так, застосовується первинна сировина, яка раніше не використовувалася і тільки додатково забруднювала навколишнє середовище. Такі органічні речовини використовуються або окремо, або в поєднанні (ко-субстрати) з іншими органічними речовинами. Таким чином, можна створювати програми для конкретного місця розташування, що дозволяють раціональне виробництво і використання біогазу. Крім того, багато фермерських господарств та науково-дослідних установ вирощують і випробовують нові сорти рослин для виробництва біогазу. Через можливість використання різноманітних субстратів в одній бродильній установці виробництво біогазу є дуже гнучким. У той же час, широкий спектр первинної сировини забезпечує збереження біорозмаїття в сільськогосподарському секторі. Після видобутку біогазу він проходить декілька ступенів очистки, завдяки знанням, котрі людство має на сьогоднішній день. Продуктом, що представляє основний інтерес переробки є метан ( $CH_4$ ),

який після процедури дегідратації і збагачення представляє собою чистий метан (CH<sub>4</sub>), не відмінний за властивостями і калорійністю від метану. Оскільки, після очищення отримується біометан, то можливе використання його не тільки в господарських потребах, але і в двигунах внутрішнього згоряння - стаціонарних та автотракторного типу, зокрема автомобілів, завдяки метановому ГБО, яким вони переобладнуються. В ідеальному випадку можна досягти його кліматично нейтрального або навіть позитивного використання. Крім того, біогаз і біометан, що застосовуються у виробництві електроенергії, замінюють собою викопні енергоносії, такі як вугілля, природний газ і нафта, використання яких спричиняє велику кількість парникових викидів. Залишки від процесу бродіння з біогазових установок використовуються в якості добрив у сільському господарстві. Залишки від бродіння є повноцінним добривом, яке за своєю дією схоже на мінеральні добрива. В хімічному плані вони є набагато менш агресивними, ніж сирий гній, вміст азоту в них є вищим, а запах менш інтенсивним. Залишки від бродіння містять значну кількість легкодоступного для рослин азоту, крім того – фосфор, калій, сірку та мікроелементи. Поживний склад залишків бродіння можуть сильно коливатися, в залежності від субстратів, які використовуються[2].

Мінеральні добрива отримуються на гірничих підприємствах в енергоємному процесі. Так, виробництво однієї тонни азотного добрива відповідає енергетичній цінності близько двох тонн нафти. За рахунок використання залишків бродіння у якості заміника добрив відбувається заощадження парникових викидів до 16,24 кг CO<sub>2</sub> екв./тСМ порівняно з мінеральними добривами. Спостерігається зменшення парникових викидів завдяки використанню залишків бродіння у порівнянні зі звичайними органічними і мінеральними добривами. Таким чином, парникові викиди зменшуються, наближено, на 67%. У порівнянні з гноєм, за рахунок застосування залишків бродіння, відбувається значне скорочення парникових викидів. Залишки бродіння, у порівнянні з гноєм, є менш глейкими і тому можуть набагато швидше проникати в ґрунт. Це зменшує вивільнення викидів азоту і закису азоту. Найбільша економія досягається в процесі ферментації гною великої рогатої худоби. Квота на викиди від виробництва добрив складає для установки потужністю 500 кВтел (стан техніки, закрите сховище для залишків бродіння) 30 г/кВтел. Викиди зменшуються з 100 г/кВтел до 67,8 г/кВтел. Для порівняння: викиди від німецької суміші енергій у 2018 році склали в середньому 750 г/кВтел. На викиди від однієї біогазової установки позитивний вплив має належна фахова практика у вирощуванні відтворюваної сировини, у виборі культур для вирощування, внесення добрив і зберігання залишків бродіння[3].

В розвинених країнах ЄС біогаз вже понад десять років видобувається та використовується в господарських потребах. Після очистки та збагачення біометан добавляють в газотранспортну систему до стисненого природного газу для подальшого використання.

Розвиток біогазових технологій в Україні дозволить замінити від 2,6 до 8 млрд м<sup>3</sup>/рік природного газу та в перспективі зробити значний внесок у

забезпечення енергетичної незалежності держави, сформує альтернативний газопаливний ресурс. Україна має близько 7,9 млн. га перелогових земель. Це становить, наближено, 13 % від загальної площі території країни. Ці перелогові землі могли б використовуватися для вирощування енергетичних культур. Загальний, теоретично можливий, потенціал для виробництва біометану складає близько 26,5 млрд. Нм<sup>3</sup>/р. Досліджуваний потенціал складається з потенціалів для виробництва біометану з гною, а також потенціалу перелогових земель для вирощування енергетичних культур (кукурудзи, трави, зернових, цукрового буряка тощо), деревинної біомаси, соломи та побутових відходів (полігонного сміття, стічних вод). Як альтернативне паливо, біогаз – більш екологічний вид палива, ніж нафта. Біогаз є кліматично нейтральним, оскільки біомаса, яка використовується протягом усього вегетаційного періоду, забирає з атмосфери вуглекислий газ, який потім знову вивільняється при спалюванні біогазу або біометану. Досліджуваний потенціал складається з потенціалів для виробництва біометану з гною, а також потенціалу перелогових земель для вирощування енергетичних культур (кукурудзи, трави, зернових, цукрового буряка тощо), деревинної біомаси, соломи та побутових відходів (полігонного сміття, стічних вод). Виробництво біогазу дозволяє скоротити кількість викидів метану в атмосферу, що є великою перевагою перед паливами, які отримуються з нафти[4]. Це дає підстави подальшого вивчення питання про широке використання біогазу в ДВЗ з іскровим запалюванням.

## Література

1. <https://moyaosvita.com.ua/finansu/nafta-i-gaz-oae/>.
2. <https://alternative-energy.com.ua/uk/author/oksana/page/15/>.
3. <https://moyaosvita.com.ua/finansu/nafta-i-gaz-oae/>.
4. Дослідження «Biogas und Landwirtschaft» / «Біогаз і сільське господарство», Рада з питань біогазу, 2017.

Корогодський Володимир Анатолійович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [korohodskiy@ukr.net](mailto:korohodskiy@ukr.net)

Квартальнов Данило Олегович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [kvartik0606@gmail.com](mailto:kvartik0606@gmail.com)

Ємцов Владислав Едуардович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [slavik.emtcov@gmail.com](mailto:slavik.emtcov@gmail.com)

## РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КОЕФІЦІЄНТА ВИТРАТИ ПРОДУВНОГО І ВИПУСКНОГО КАНАЛІВ ДВОТАКТНОГО ДВИГУНА

Значний вплив на перебіг процесів газообміну має коефіцієнт витрати органів газорозподілу. На кількість робочого тіла, що потрапляє до циліндра

двотактного двигуна і робочого тіла, що витікає з циліндра в процесах газообміну впливають конструктивні особливості газоповітряного тракту. Аеродинамічний опір в каналах знижує кількість газу, що протікає через нього. Досконалість газоповітряного тракту в значній мірі впливає на перебіг процесів газообміну і впливає на показники двигуна в цілому.

До параметрів, які характеризують аеродинамічну досконалість каналу, відноситься коефіцієнт витрати  $\mu$ , який являє собою відношення дійсної кількості повітря  $G_d$  до теоретичної витрати повітря  $G_T$  [1]:

$$\mu = \frac{G_d}{G_T}.$$

Дійсна витрата повітря  $G_d$  визначається через газоповітряний канал і вікно циліндра двотактного двигуна витратоміром газу, а теоретична витрата повітря – по відомим величинам густини і температури повітря перед органами газорозподілу, площі прохідного перетину і перепаду тиску на вікні.

Значення коефіцієнту витрати  $\mu$  визначаються методом статичної продувки впускних і випускних вікон в двотактному двигуні. За значеннями  $\mu$  можна оцінити і порівняти аеродинамічну ефективність газоповітряних трактів. При цьому коефіцієнт витрати використовується також як параметр при математичному моделюванні процесів впуску та випуску при визначенні ефективного перетину органів газорозподілу.

З цією метою були проведені експериментальні дослідження по визначенню значень коефіцієнту витрати  $\mu$  в продувному і випускному каналах циліндра двотактного двигуна 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням та кривошипно-камерною продувкою в залежності від відносної площі ( $f_x / f_o$ ) відкриття впускного і випускного вікна за представленою схемою (рис. 1) [1].

Для випускного каналу в робочому циліндрі проведені дослідження з визначенням значень  $\mu$  при прямій та зворотній продувці з циліндра у випускний канал та з випускного каналу в циліндр (рис. 2).

Також на рис. 2 наведені експериментально отримані залежності зміни усередненого коефіцієнта витрати  $\mu'$ , який визначався в продувному каналі при прямій продувці, по ходу течії робочого тіла з кривошипної камери в робочий циліндр, і при зворотній продувці з циліндра в продувний канали. Зворотній виток робочого тіла з циліндра в продувний канал пояснюється тим, що на початку відкриття продувного вікна тиск в циліндрі вище, ніж в каналі, тому відбувається частковий закид продуктів згоряння в продувний канал.



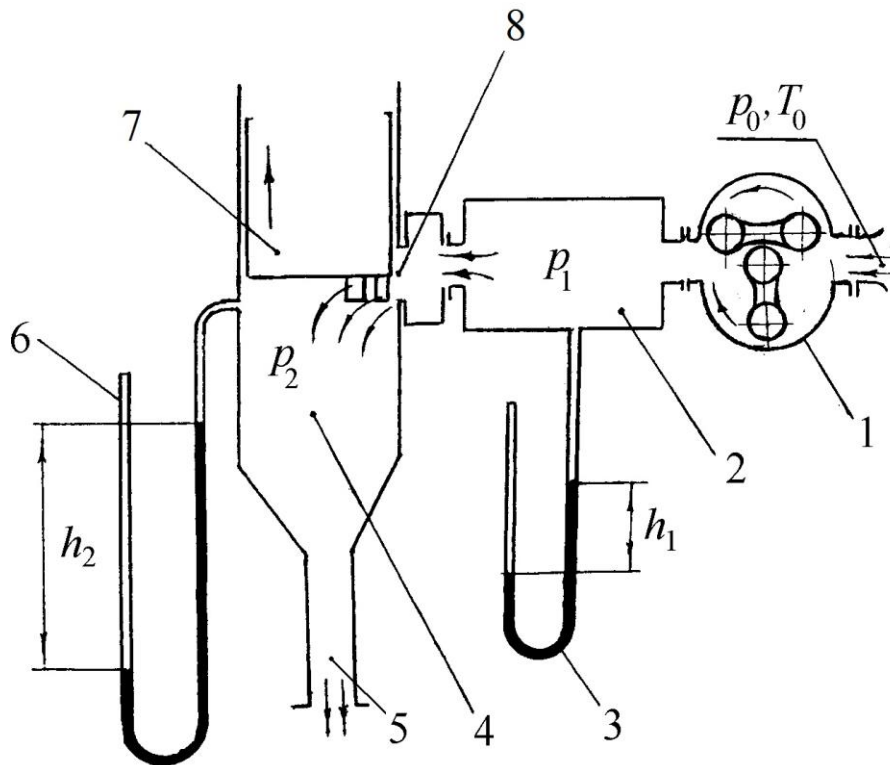


Рисунок 1 – Схема установки для визначення значень коефіцієнта витрати продувного і випускного каналів у циліндрі двотактного двигуна з іскровим запалюванням та кривошипно-камерною продувкою:

1 – витратомір; 2 – ресивер; 3, 6 – рідинні манометри; 4 – циліндр двигуна; 5 – підведення повітря до вакуум-насоса; 7 – поршень; 8 – продувні або випускні вікна

За отриманими значеннями  $\mu$  визначені емпіричні залежності зміни усередненого коефіцієнта витрати продувного каналу при прямій продувці  $\mu'_{\text{впуск прям прод}} = 0,536 \cdot (f_x / f_0)^2 - 0,6642 \cdot (f_x / f_0) + 0,8375$  зі ступенем апроксимації  $R^2 = 0,708$  й при зворотній продувці  $\mu'_{\text{впуск зворот прод}} = 0,3198 \cdot (f_x / f_0)^2 - 0,3874 \cdot (f_x / f_0) + 0,7449$  ( $R^2 = 0,497$ ).

Відповідно, визначені емпіричні залежності зміни значень усередненого коефіцієнта витрати випускного каналу у циліндрі при прямій продувці  $\mu'_{\text{вип прям прод}} = 1,7246 \cdot (f_x / f_0)^4 - 4,5838 \cdot (f_x / f_0)^3 + 4,4132 \cdot (f_x / f_0)^2 - 1,6789 \cdot (f_x / f_0) + 0,8663$  ( $R^2 = 0,882$ ) й при зворотній продувці  $\mu'_{\text{вип зворот прод}} = 0,8395 \cdot (f_x / f_0)^2 - 0,3784 \cdot (f_x / f_0) + 0,683$  ( $R^2 = 0,433$ ).

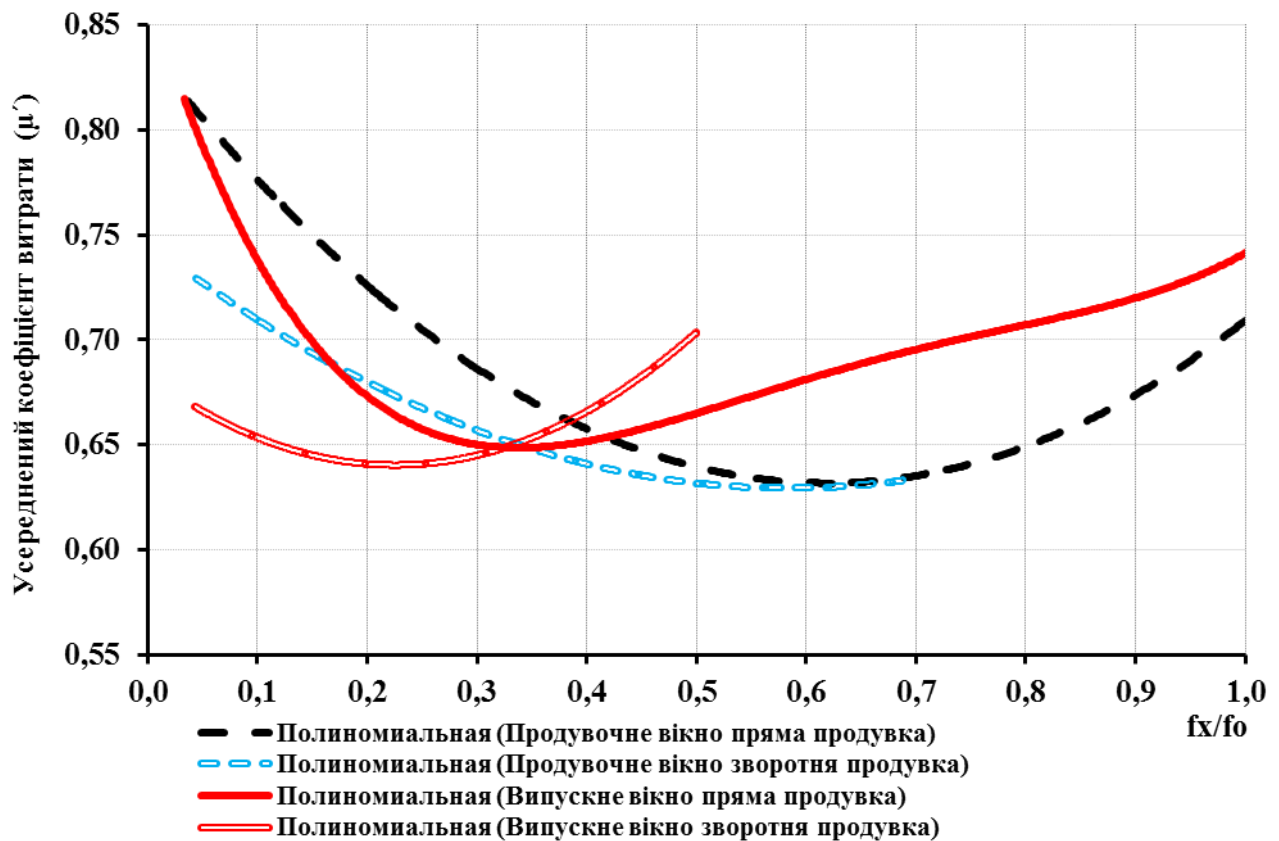


Рисунок 2 – Експериментальні значення усередненого коефіцієнта витрати ( $\mu'$ ) продувочного і випускного каналів в циліндрі двотактного двигуна 1Д 8,2/8,7 в залежності від відносної площі ( $f_x/f_o$ ) відкриття впускного і випускного вікон при прямій і зворотній продувці

Отримані емпіричні залежності коефіцієнта витрати  $\mu'$  продувочного та випускного каналу можуть бути використані при моделюванні процесів газообміну двигуна 1Д 8,2/8,7 для наближення опису процесів течії робочого тіла, що протікають в газоповітряних каналах, до реальних умов, а також дозволяють більш достовірно визначити рівень показників газообміну двотактного ДВЗ.

### Література

1. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П. Марченка. – Харків: НТУ “ХП”, 2008. – 488 с.

Кырнац В.И. к.т.н., Маулевич В.О., Холденко В.И., Варбанец Р.А. д.т.н. Одесский национальный морской университет

### АНАЛИЗ РАБОТЫ СИСТЕМЫ VIT MAN MC В СРЕДЕ AVL BOOST

**Аннотация.** Во время ходовых испытаний на судне были получены экспериментальные данные, благодаря которым построена достоверная

математическая модель судового двигателя. Произведен расчет параметров рабочего процесса с построением индикаторных диаграмм. Проанализирована работа системы VIT в среде AVL Boost.

**Ключевые слова:** Данные ходовых испытаний, математическая модель двигателя, расчет параметров рабочего процесса, малооборотных дизели

С помощью модели математической модели судового двигателя 6S70MC-C были получены необходимые данные для построения индикаторных диаграмм рабочего процесса на 5 режимах работы двигателя (рис.1). Моделирование проводилось с помощью платформы AVL Boost.

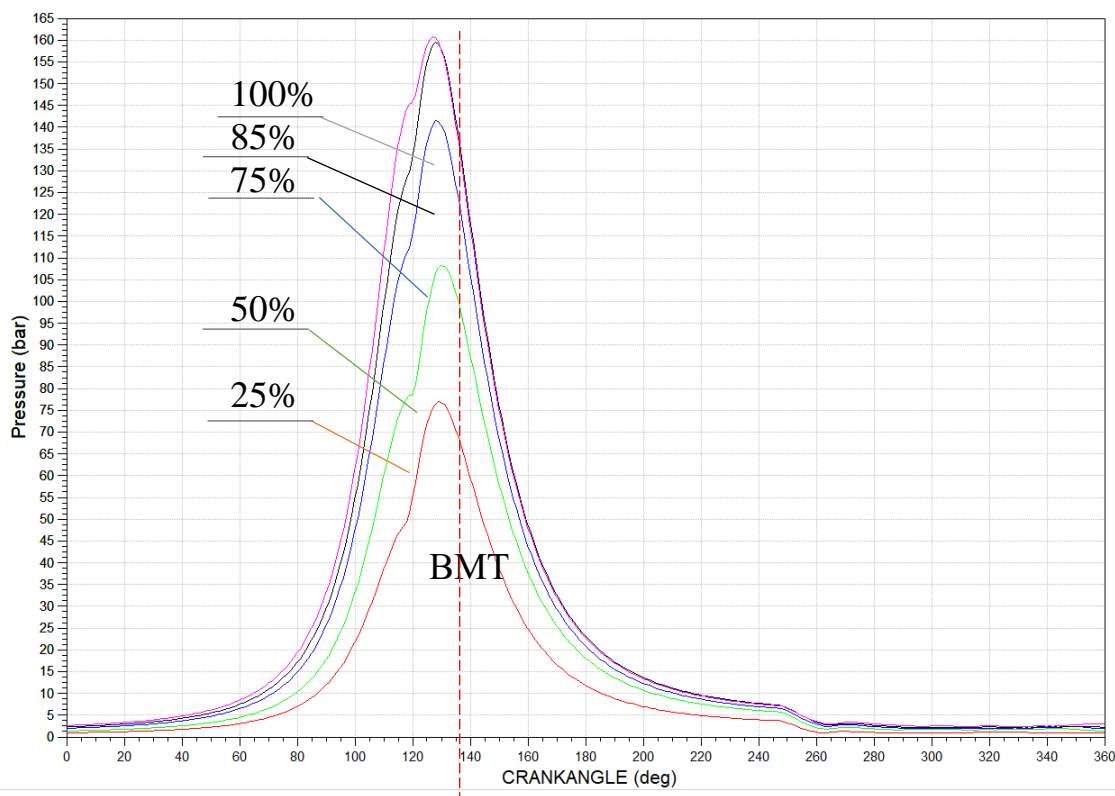


Рис. 1 – Индикаторные диаграммы рабочего процесса двигателя на режимах работы 25, 50, 75, 85 и 100% от номинальной нагрузки (модель AVL Boost)

Исходные данные для моделирования были получены во время ходовых испытаний на режимах работы 25, 50, 75, 85 и 100% от номинальной нагрузки. Были учтены особенности работы топливной аппаратуры и механизма газораспределения для данного типа двигателя.

Судовой малооборотный двигатель HYUNDAI-MAN B&W типа 6S70MC-C развивает 17500 кВт эффективной мощности при частоте вращения 91 об/мин. Диаметр цилиндра – 700 мм, ход поршня – 2800 мм, порядок работы цилиндров 1-5-3-4-2-6. Двигатель оснащен турбоагрегатом HYUNDAI-MITSUBISHI типа MET83MA, который обеспечивает давление 2.92 бара при частоте вращения 9875 об/мин на 100% режиме работы двигателя.

Двигатель 6S70MC-C оборудован системой VIT (variable injection timing), которая позволяет изменять момент впрыска топлива в цилиндр и длительность впрыска топлива.

Моделирование рабочего процесса двигателя 6S70MC-C выполнялось с помощью платформы AVL Boost (рис. 2). В модели задаются конструктивные

параметры данного двигателя, такие как диаметр цилиндра, ход поршня, длина шатуна. Также немаловажным фактором является то, что можно задать для впускного и выпускного коллектора объем, давление, температуру и тип среды в нем. Для охладителя наддувочного воздуха указывается температуры на входе и выходе двух сред: наддувочный воздух и охлаждающая жидкость.

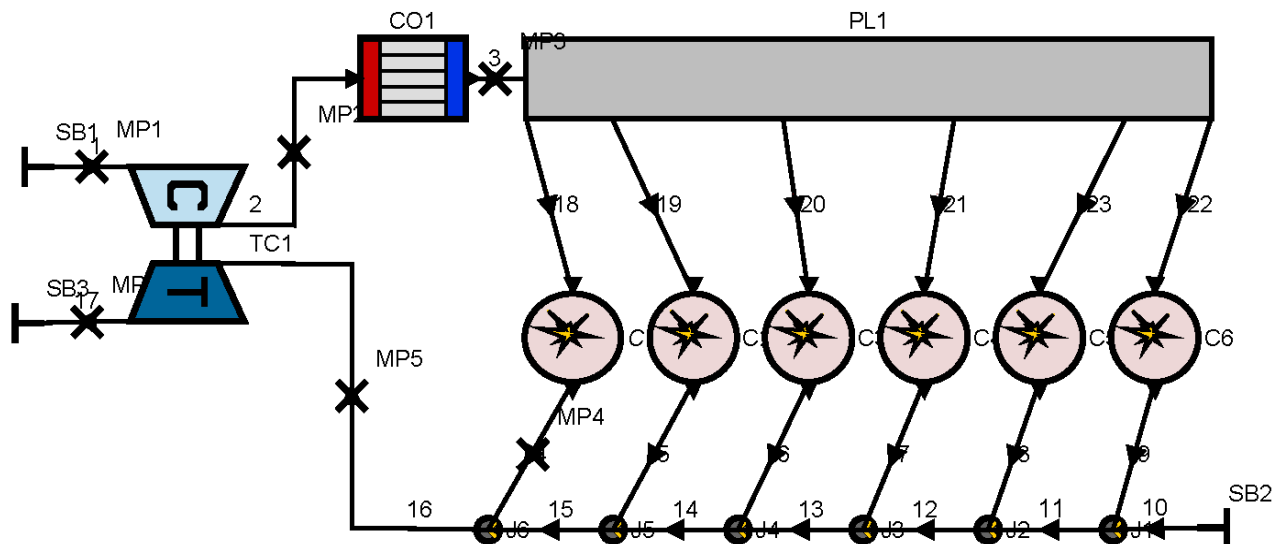


Рис. 2 – Схема модели двигателя 6S70MC-C

Достоверные данные ходовых испытаний и моделирование при помощи платформы AVL Boost позволили получить качественную картину рабочего процесса на всех режимах работы двигателя. Исходные данные, полученные во время ходовых испытаний, приведены в таблице 1. Данные получены на режимах работы 25, 50, 75, 85 и 100% от номинальной нагрузки.

Таблица 1 – Данные ходовых испытаний

Техническая спецификация	1	2	3	4	5
Нагрузка, %	25	50	75	85	100
Частота вращения, об/мин	57,3	72,2	82,7	87,9	91
Эффективная мощность, кВт	4375	8750	13125	15750	17500
Индикаторная мощность, кВт	5006	9554	14062	16737	18535
Механический КПД, %	87,39	91,58	93,34	94,10	94,42
Максимальное давление сгорания, $P_z$ , бар	75	110	140,5	159,8	159,8
Давление сжатия, $P_c$ , бар	50,3	80	110	130,3	145,5
Среднее индикаторное давление, $P_i$ , бар	8,10	12,28	15,78	17,68	18,90
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	188,42	181,41	176,41	176,25	177,79
Температура выпускных газов, °C	268	297	306	322	345
Температура воздуха перед цилиндрами, °C	30	31	34	38	40
Давление воздуха перед цилиндрами, бар	0,45	1,30	2,08	2,51	2,92

Система VIT непосредственно влияет на характер рабочего процесса двигателя. Для реализации регулировки используются две рейки рисунок 3, верхняя приводится в действие механизмом VIT и управляет перемещением втулки плунжера, нижняя управляет разворотом самого плунжера. Во время ходовых испытаний записаны данные индексов реек на каждом режиме работы двигателя.

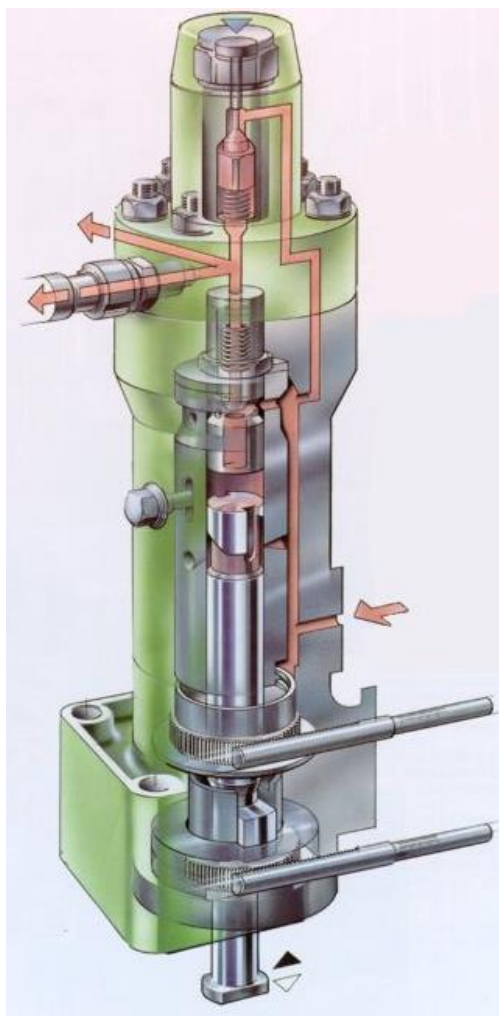


Рис. 3 – Топливный насос MAN MC

Для расчета рабочего процесса двигателя 6S70MC-C была использована модель тепловыделения VIBE, что позволило выполнить более точный расчет на всех режимах работы двигателя. Для каждого режима работы задавалась цикловая подача  $q_{ц}$ , длительность сгорания и угол начала сгорания топлива. На рисунке 4 представлены зависимости  $P_z$ ,  $P_c$ , VIT rail, Fuel rail,  $N_e$ ,  $g_e$  от нагрузки двигателя.

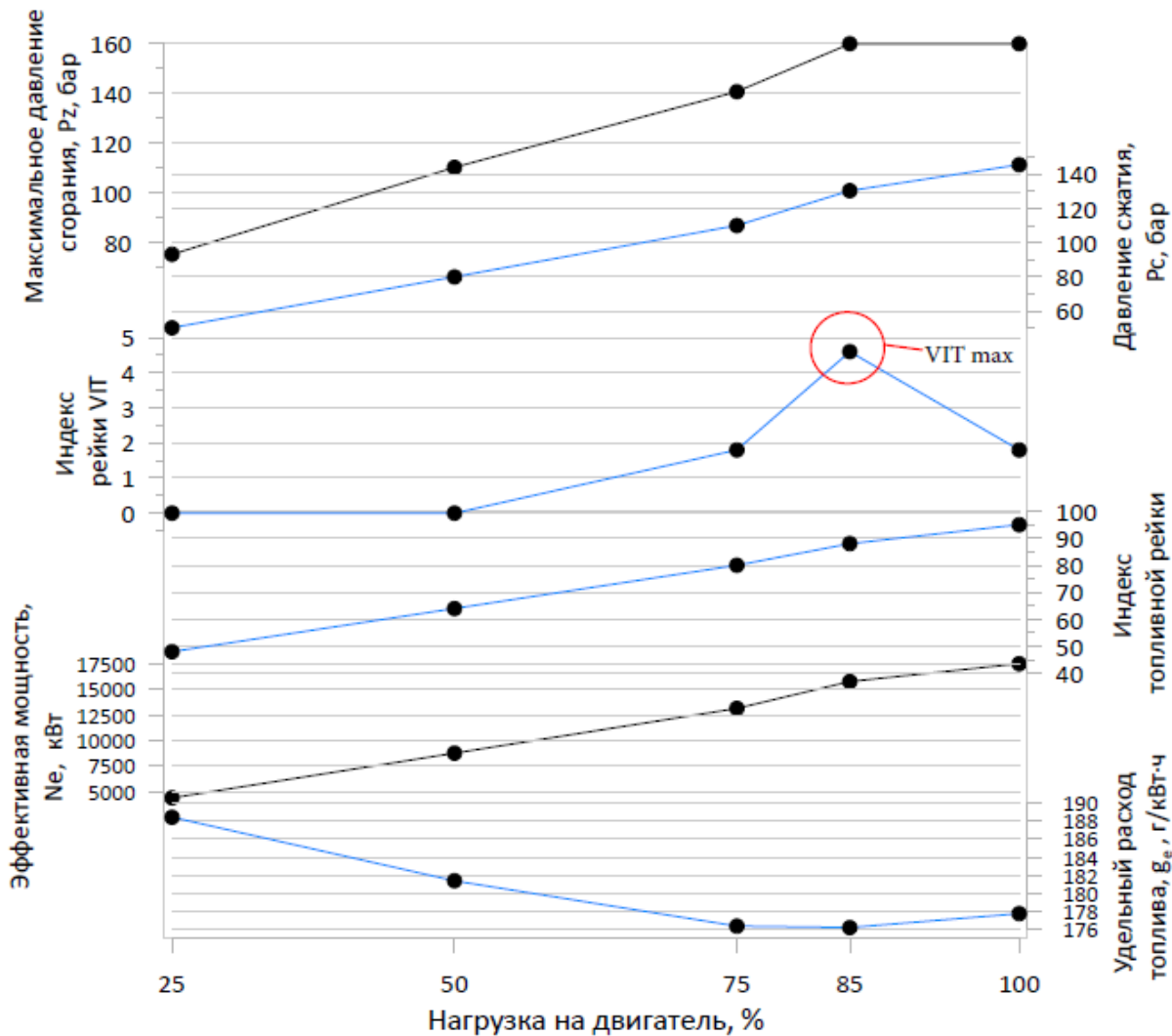


Рис. 4 – Зависимость параметров рабочего процесса от нагрузки на двигатель 6S70MC-C (модель AVL Boost)

Mischuk Dmytro Oleksandrovych, Ph.D., associate professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, [mischuk.do@knuba.edu.ua](mailto:mischuk.do@knuba.edu.ua)

Boychenko Andriy Volodymyrovych, student, Kyiv National University of Construction and Architecture

Balaka Maxim Mykolayovych, teaching assistant, Kyiv National University of Construction and Architecture, [balaka.mm@knuba.edu.ua](mailto:balaka.mm@knuba.edu.ua)

## MOTOR FUEL BY HYDROGENATION TECHNOLOGY

Most of the motor fuel is produced at refineries, but its alternative production is beginning to develop more and more. Many countries are conducting research to create a new technology for the production of motor fuel, gas and raw materials for the chemical industry. The basis of this technology is coal, oil shale and oil sands, the reserves of which far exceed the oil reserves. Motor fuel, the raw materials for the

production of which are solid combustible minerals (brown and hard coal, sapropel) and natural gas (methane), are now produced on a limited scale. Further expansion of synthetic fuel production is constrained by its high cost, which significantly exceeds the cost of natural oil fuel.

Hydrogenation is a universal method of processing solid combustible minerals into liquid products and gas. Hydrogenation technology in comparison with other processing methods is low-operational and low-waste. It can be carried out on high-power installations. Hydrogenation is a combination of thermal destruction reactions with hydrogenation (hydrogen addition) [1].

The thermal efficiency of coal hydrogenation is significantly higher than other processing methods. It reaches 56 % in comparison with 40...45 % at gasification of coal and synthesis from gas on GTL technology (Gas to Liquid).

By varying the pressure, temperature, duration and type of catalyst, different types of motor fuel (gasoline or diesel fuel), raw materials for the chemical industry (phenols and aromatic hydrocarbons) can be obtained from the same coal.

Oil products volume in the hydrogenation of solid combustible minerals is for:

- brown coal from 55 to 80 % of the mass.;
- hard coal from 70 (young coal) to 85 % of the mass. (anthracite);
- sapropel (balkhashin) up to 90...95 % of the mass.

In the 1930s and 1940s, destructive hydrogenation of coal became industrially widespread in some countries that did not have their own oil reserves. In Germany, 15 hydrogenation plants have been built to process 6 million tons of coal per year. During the processing of coal at these plants, the volume of motor fuel reached 55, gaseous hydrocarbons 30 %, water up to 10 %, and the unreacted residue was about 5 % of the organic mass of coal. The multi-stage scheme made it possible to process almost any hydrocarbon feedstock. However, the large number of levels of processing significantly complicated and increased the cost of the process [1].

In recent years, Germany, England, Russia and other countries have been conducting intensive research to improve coal hydrogenation technology in order to reduce hydrogen pressure and intensify the process. For example, the experimental production of ST-5 for coal processing 5 tons/day was built [2]. The processing process is carried out in two stages:

- first, coal or other solid combustible minerals are expanded with heavy oils to form a paste, and then subjected to hydrogenation at a pressure of 25...70 MPa in the presence of an iron-molybdenum catalyst at a temperature of 400 °C;
- the resulting petroleum product is distilled, and fractions with a boiling point above 325 °C are again subjected to hydrogenation.

Depending on the conditions of the process, the products of processing can be only gasoline or gasoline and diesel fuel. The octane number by the motor method of synthetic gasolines is 69,5, which should be increased. Production of 1 ton of synthetic fuel requires 3...6 tons of coal, so motor fuel is 1,5...2,0 times more expensive than petroleum gasoline and is not yet widely used.

Recently, there is a growing interest in the process of «thermal dissolution» of coal. Dissolution is carried out in various organic substances at atmospheric or elevated pressure. The maximum solubility is characterized by a mixture of tetralin,



phenol and naphthalene in the ratio (1:1:1). The amount of substances that go into solution largely depends on the nature of solid combustible minerals, the properties of the solvent and the process parameters. The volume of the extract increases with increasing boiling point of the solvent and when working under pressure (in some cases, the process is carried out under hydrogen pressure). The optimum temperature is the critical boiling point of the solvent, which is for most solid combustible minerals in the range of 380...450 °C at a pressure of 2...15 MPa and a process duration of 20...60 minutes.

Synthetic motor fuels do not contain or contain a small amount of primary harmful substances. Emissions of toxic components in the exhaust gases of internal combustion engines are much lower compared to traditional petroleum fuels. This solves the environmental problems of using motor fuels [3].

### Literature

1. Saranchuk V. I., Oshovsky V. V., Vlasov G. O. Chemistry and physics of combustible minerals. Donetsk: Eastern Public House, 2003, 204 p. (in Ukrainian).
2. Emelyanov V. Ye., Krylov I. F. Alternative environmentally friendly fuels for cars: properties, varieties, application. Moscow: Astrel, AST, 2004, 128 p. (in Russian).
3. Boychenko A. V., Hodnevich N. N., Balaka M. N. Features of storage and use of motor fuels / Problems of functioning of transport systems: materials of Intern. scientific and technical conf., 5–7 December 2018. Tyumen: TIU, Transport Institute, 2019, vol. 1, pp. 252–256. (in Russian).

Нікітченко Ігор Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, igor.nikitchenko@gmail.com  
Тесленко Едуард Вікторович, інженер, Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Назаров Артем Олександрович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### ОСОБЛИВОСТІ ЗДІЙСНЕННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ В ДВИГУНАХ ІЗ ЗОВНІШНІМ ПІДВОДОМ ТЕПЛОТИ

Експлуатація на автомобільному транспорті пневматичного двигуна у якості основної силової установки, або як допоміжного у складі комбінованої енергоустановки, ускладнюється малим запасом енергії енергоносія – стисненого повітря і його від'ємними температурами при розширенні [1]. Для покращення техніко-економічних показників енергетичної установки можна застосовувати підігрів стисненого повітря, яке подається в циліндри.

Підігрів можна реалізувати як за допомогою нагрівачів (наприклад, [2,3]), так і реалізувавши конструкцію двигуна із зовнішнім підводом теплоти



(зовнішнього згоряння). Принципова схема енергетичної установки автомобіля на базі двигуна зовнішнього згоряння представлена на рис. 1.

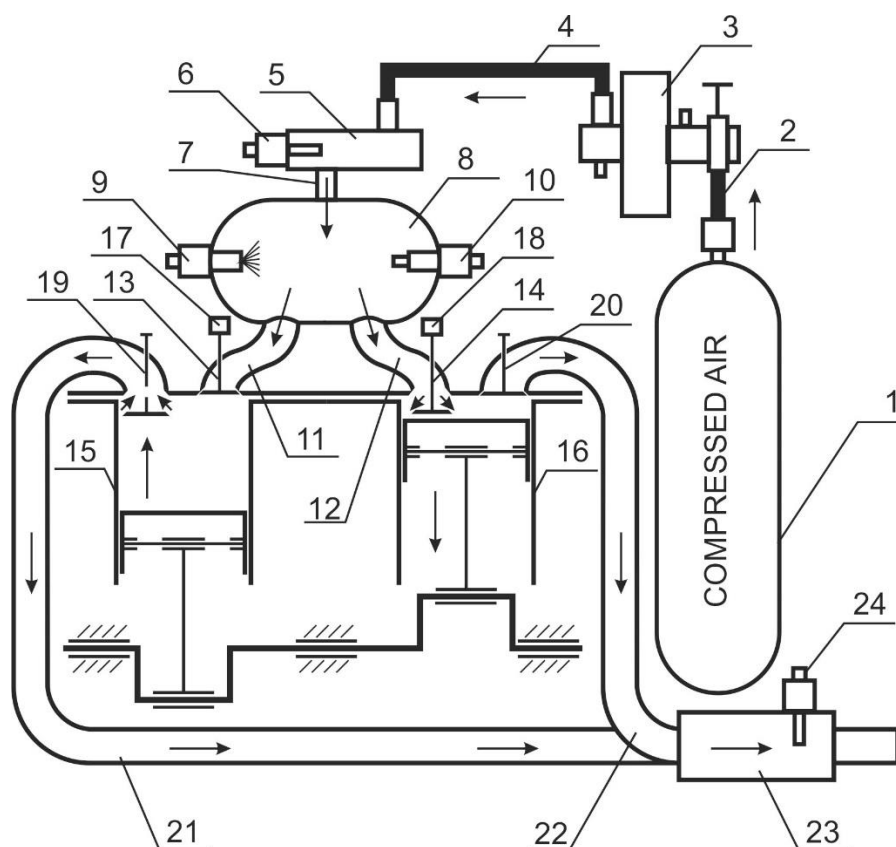


Рисунок 1 – Схема енергетичної установки

Повітря з балона 1 під тиском до 30-50 МПа і температурі навколишнього середовища по трубопроводу 2 надходить до редуктора 3, а потім по трубопроводу 4 - до буферної ємності 5, що забезпечена датчиком тиску 6. в ній редуктором 3 підтримується тиск 1-5 МПа. З буферної ємності 5 повітря по трубопроводу 7 надходить в камеру згоряння 8, оснащеною форсункою для подачі палива 9 і пристроєм для запалювання паливо-повітряної суміші 10. Камера згоряння 8 каналами 11 і 12 з'єднана з робочими циліндрами 15 і 16. Привід впускних клапанів 13 і 14 здійснюється за допомогою швидкодіючих електрогідравлічних пристроїв 17 і 18. Відпрацьовані гази з надпоршневої порожнини робочих циліндрів через випускні клапани 19 і 20 і випускні канали 21 і 22 відводяться в випускний колектор 23, а потім в навколишнє середовище. Температура продуктів згоряння на виході з випускного колектора контролюється датчиком температури 24.

Потужність двигуна в залежності від зовнішнього навантаження встановлюється шляхом зміни кількості палива, що подається в камеру згоряння 8 і тривалості відкриття впускних клапанів 13 і 14. Початок відкриття впускних клапанів становить 5-10 °ПКВ до ВМТ поршнів робочих циліндрів, а закриття - 5-40 °ПКВ за ВМТ; початок відкриття випускних клапанів - при положенні поршня у НМТ (0-50 °ПКВ до НМТ), а закриття - 140-160 °ПКВ після НМТ. Тривалість процесів сумішоутворення і згоряння в двигуні

зовнішнього згоряння збільшені в кілька разів у порівнянні з двигуном внутрішнього згоряння, а максимальна температура продуктів згоряння в камері згоряння знижена до 800-1300 К, що зумовлює високі екологічні характеристики двигуна, мінімальні втрати теплоти з відпрацьованими газами.

На режимах холостого ходу і часткових навантажень, які є визначальними для автомобільних двигунів, що працюють в міському циклі, температуру відпрацьованих газів підтримують не нижче температури навколишнього середовища шляхом зміни подачі палива в камеру згоряння і тривалості відкриття впускного клапана.

Існуюча розрахункова модель дозволяє визначити показники двигуна зовнішнього згоряння при створенні його шляхом конвертації ДВЗ. Кінцевою метою розрахунку є побудова індикаторної діаграми, що представляє собою зміну тиску робочого тіла в надпоршневій порожнині протягом циклу. Це дозволяє оцінити техніко-економічні показники двигуна зовнішнього згоряння і порівняти їх з показниками базового ДВЗ.

### Література

1. Дьяченко В.Г. Двигатель внешнего сгорания – проблемы, перспективы / В.Г. Дьяченко, А.И. Воронков, О.Ю. Линьков, И.Н. Никитченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 113-120.

2. Воронков О.І. Розробка та дослідження нагрівача стиснутого повітря, що надходить до пневмодвигуна / О.І. Воронков, І.М. Нікітченко // 76 науково-технічна й науково-методична конференція університету. – 2012. – С. 9.

3. Абрамчук Ф.І. Стенд для випробування і дослідження пневмодвигунів / Ф.І. Абрамчук, О.І. Воронков, А.І. Харченко, С.С. Жилін, І.М. Нікітченко, В.С. Червяк // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. науч.-техн. журнал. – 2011. – № 2. – С. 113–118.

Прохоренко Андрій Олексійович, д.т.н., проф. ХНАДУ

Грицюк Олександр Васильович, д.т.н., проф. ХНАДУ

Кузьменко Анатолій Петрович, к.т.н., доц. ХНАДУ

Авраменко Андрій Миколайович, к.т.н., ст. викл. ХНАДУ

Федоренко Кирило Русланович, магістрант ХНАДУ

Юрченко Ростислав Валерійович, магістрант ХНАДУ

## НАУКОВІ ПІДСТАВИ ІННОВАЦІЙ КОНСТРУКЦІЇ АВІАЦІЙНОГО ДИЗЕЛЯ ХАДИ-100А

З середини ХХ століття в якості силових установок літальних апаратів найбільш широкого поширення набули газотурбінні двигуни, що визначається їх високою питомою потужністю. Однак, велика вартість, як самих газотурбінних двигунів, так і палива для них, низька ефективність його використання при невисокій потужності, знову відновлює попит на використання поршневих дизельних двигунів для малої авіації [1].

Наразі широко поширеною практикою є конвертація автомобільних

двигунів для авіаційного застосування. Яскравим прикладом може служити продукція фірм «Continental Motors» (США) і «Austro Engine» (Австрія), які успішно випускають і встановлюють на легкомоторні літаки двигуни, створені на базі автомобільного дизеля Mercedes-Benz OM640 [2-4].

Базовою моделлю для двигуна, що створюється є автомобільний дизель 4ДТНА, генерального розробника ХКБД (м. Харків), створений у 2000 р. [5]. Замовником продукту є науково-виробниче підприємство ТОВ "Рамзай" (м. Київ), яке спеціалізується на розробках середніх безпілотних літальних апаратів.

Передбачуваними конструктивними відмінностями дизеля ХАДИ-100А від базового двигуна є:

- Підвищена на 30% номінальна потужність завдяки застосуванню конструктивних змін у системі газотурбінного наддуву та паливної апаратурі.
- Застосування електроприводного повітряного компресора для забезпечення максимальної потужності дизеля на злітному режимі та номінальної потужності дизеля при роботі на висоті до 5000 м.
- Підвищена надійність шатунних підшипників колінчастого валу за рахунок збільшення опорної ширини вкладишів.
- Зменшені маси колінчастого валу (на 3 кг) та маховика (до 8 кг).
- Полегшення маси всього двигуна загалом на 15 кг завдяки використанню алюмінієвого сплаву та полімерів при виготовленні кришки головки циліндрів, піддону блок-картера та деяких інших корпусних деталей.
- Застосування в системі змащення повітряного масляного радіатора замість водо-масляного теплообмінника.
- Інші дрібні конструктивні та дизайнерські відмінності у корпусних деталях, механізмах, системах і окремих агрегатах.

Заявлені параметри дизеля, що розробляється наведені у табл. 1. Звичайно, для досягнення цих параметрів та забезпечення необхідних конструктивних відмінностей потребується наукове обґрунтування деяких новацій. Зокрема, у даній доповіді розглядається аналіз та вирішення таких наукових питань:

- Вибір та обґрунтування схеми наддуву.
- Зменшення аеродинамічного опору газових каналів.
- Підвищення надійності роботи шатунних підшипників.

Таблиця 1 – Основні параметри дизеля ХАДИ-100А

Найменування параметру	Значення параметру
Номінальна потужність	88 кВт
Максимальна потужність (на злітному режимі)	103 кВт
Номінальна частота обертання	3600–3700 хв <sup>-1</sup>
Тиск наддуву (абсолютний)	0,27–0,28 МПа
Часова витрата палива (номінальна)	23–25 кг/год.
Циклова подача палива (номінальна)	68–72 мм <sup>3</sup> /цикл
Питома ефективна витрата палива (номінальна)	230–240 г/(кВт·год.)
Максимальний тиск згоряння	16 МПа

Запропонована схема наддуву із застосуванням вільного ТКР і послідовним приводним компресором представлена на рис. 1. Мається на увазі, що першим по потоку повітря встановлено приводний компресор, який, разом зі своїм проміжним охолоджувачем на виході, поставляє в компресор ТКР повітря з параметрами нормальних умов. Такі схеми зазвичай використовуються в разі потреби підвищення сумарної ступеня підвищення тиску, вимагають точного узгодження характеристик роботи лопаткових машин між собою, а також з видаткової характеристикою поршневого двигуна.

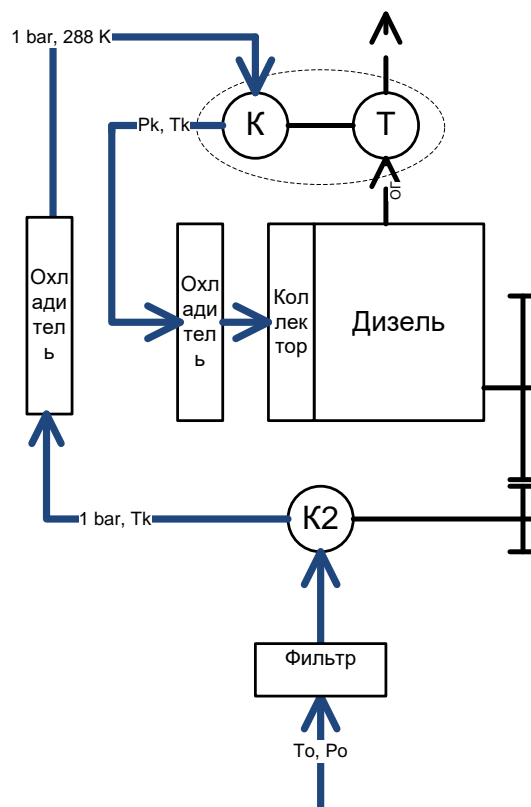


Рисунок 1 – Схема наддуву дизеля:  $K$  – компресор турбокомпресора,  $T$  – турбіна турбокомпресора,  $K2$  – автономний привідний компресор

В результаті розрахункового аналізу роботи цієї схеми встановлено, що для застосування на дизелі для забезпечення його висотності до 5000 м над рівнем моря потрібен автономний електричний привідний повітряний компресор з параметрами: потужність – 8,5 кВт, ступінь підвищення тиску – 2, витрата повітря, що забезпечується – 0,16 кг/с.

Результати розрахунку аеродинамічного опору газових каналів представлені на рис. 2. Крім того, в табл. 2. Наведені результати дослідження значення аеродинамічного спротиву впускного каналу від чистоти поверхні його стінок при продувці з надлишковим тиском 15 кПа.

Таблиця 2 – Аеродинамічний спротив впускного каналу

Чистота поверхні, Rz, мкм	Витрата повітря Q, кг/с	Аеродинамічний спротив, dp, Па
320	0,100621	1618
120	0,101661	1394
20	0,102816	1188

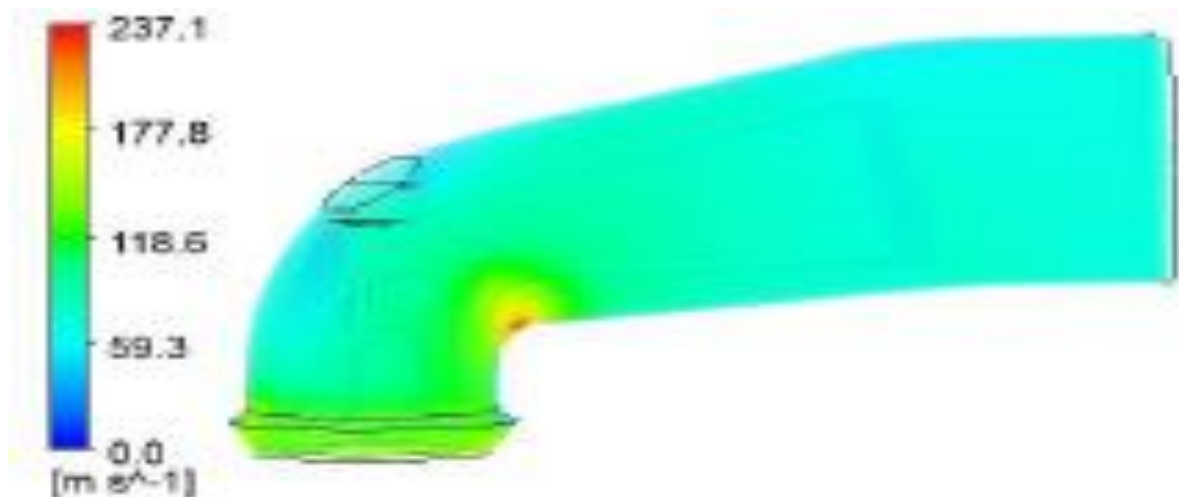


Рисунок 2 – Результати розрахунку аеродинамічного опору газових каналів

Як видно з таблиці, з підвищення чистоти обробки поверхні каналу можливо поліпшення його витратної характеристик на 3%.

Результати моделювання роботи шатунних підшипників у вигляді мінімального ( $h_{\min}$ ) та середнього ( $h_{\text{cp}}$ ) за робочий цикл значення шару рідини в його зазорі в залежності від марки використаного мастила наведені на рис. 3.

Виконане дослідження роботи шатунних підшипників дозволило:

- Визначити оптимальний діаметральний зазор у шатунних підшипниках.
- Визначити вплив марки мастила на надійність роботи підшипників.
- Підтвердити правильність вибору місця розташування масляного отвору.
- Визначити раціональне значення довжини опорної поверхні підшипника.

Таким чином, за результатами представленого дослідження можна зробити **висновки**:

1. Заявлено концепцію створення малолітражного авіаційного дизеля ХАДИ-100А потужністю 100 кВт.

2. Встановлено наукові шляхи вирішення технічних задач щодо:

- забезпечення номінальної потужності двигуна на злітному та висотних режимах;
- підвищення надійності роботи підшипників;
- покращення параметрів газообміну.

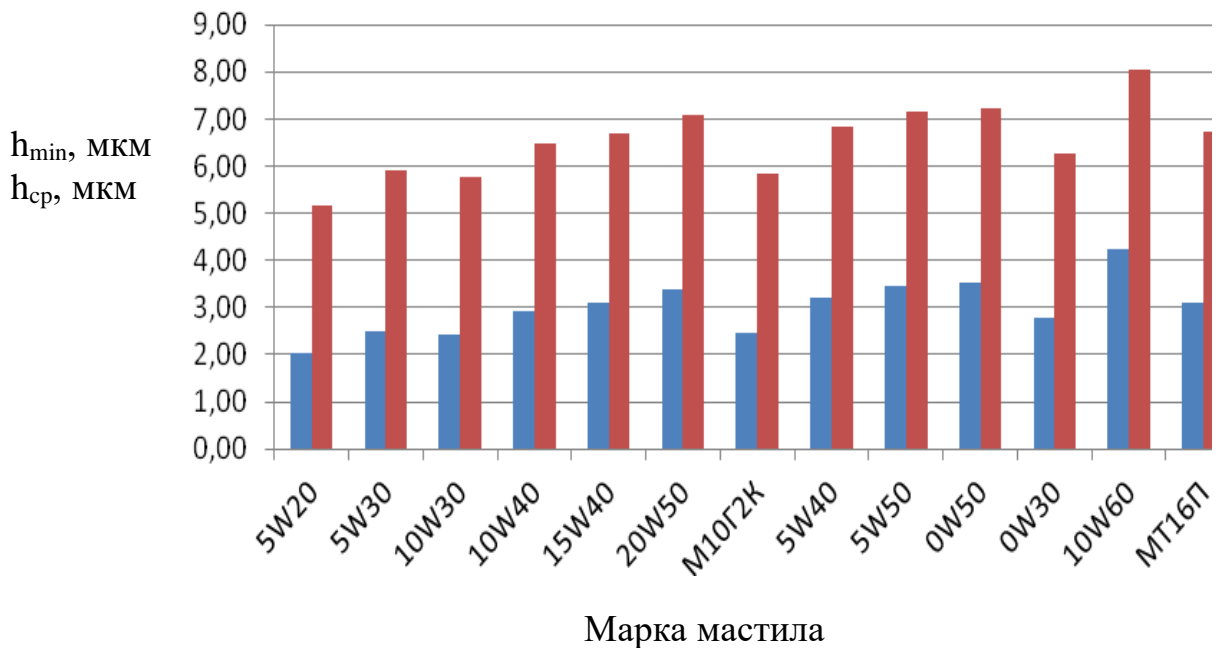


Рисунок 3 – Результати моделювання роботи шатунних підшипників

### Література

1. Логинов В. В. Анализ летно-технических характеристик и экономических показателей легкого регионального самолета с авиационным дизельным и газотурбинным двигателями / В. В. Логинов, Е. А. Украинец, И. Ф. Кравченко, А. В. Еланский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 10. – С. 35–48.
2. Continental CD-135 Jet-A Engine [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.continentalmotors.aero/diesel/engines/cd135.aspx> – 15.04.2020.
3. CD-135 – kerosene piston engine with 135 hp [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.continentaldiesel.com/typo3/index.php?id=101&L=1> – 15.08.2020.
4. AE300/AE330 Key Benefits [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://www.austroengine.at/uploads/pdf/mod\\_products9/AE330FactSheet.pdf](https://www.austroengine.at/uploads/pdf/mod_products9/AE330FactSheet.pdf) – 15.08.2020.
5. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100 - 175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)» : монографія / За ред. Ф. І. Абрамчука, О. В. Грицюка, І. А. Дмитрієва. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 164 с.

Сумцов Андрій Леонідович., к.т.н., доц. Український державний університет залізничного транспорту

Василенко Олег Вадимович к.т.н., Український державний університет залізничного транспорту

## **ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВІЗІЙНОГО ОБСТЕЖЕННЯ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІВ**

Важливим напрямком підвищення надійності роботи дизельних двигунів локомотивів є підтримання оптимальних температур теплоносіїв при різних умовах експлуатації. Для забезпечення цього на тепловозах встановлюють автоматичні системи регулювання температури. Однак важливим чинником забезпечення надійності функціонування системи охолодження є стан секцій радіаторів.

Під час експлуатації секції радіаторів піддаються впливу різних факторів навколишнього середовища (пил, бруд, надмірна вологість повітря) та негативних явищ впливу охолоджуючої рідини (корозія, утворення накипу, осідання твердих часток і т.п.). Ці фактори негативно впливають на тепловідведення. Особливо гостро це питання стоїть в літній період експлуатації, коли температура та запиленість навколишнього середовища досягають своїх максимальних значень.

Для забезпечення підтримання рівня тепловідведення необхідно застосування якісних та оперативних методів контролю стану секцій холодильників. В роботі було розроблено процедуру тепловізійного контролю стану секцій холодильників при проведенні ТО-2 та реостатних випробувань локомотивів.

При проведенні ТО-2 найбільшу увагу приділяють загальному стану секцій холодильника. Саме тому тепловізійне обстеження необхідно проводити на працюючому тепловозі або не пізніше ніж 10 – 15 хвилин після зупинки дизеля. Перевіряють стан секцій шляхом збереження термограми та із забезпеченням одночасного фотографування зони обстеження. Виявлені при цьому секції з недостатнім нагрівом відмічаються у звіті про обстеження. Якщо їх кількість не перевищує встановлених для даної серії норм тепловоз направляється в подальшу експлуатацію.

У випадку проведення тепловізійного контролю при реостатних випробуваннях, окрім кількості несправних секцій, необхідно визначення фактичної тепловіддачі від всієї системи. Тому отриманні при обстеженні термограми підлягають послідуєчій обробки з визначенням фактичної тепловіддачі.

Використання тепловізорів під час проведення технічного обслуговування та реостатних випробувань дозволяє підвищити надійність функціонування дизеля тепловоза та зменшити витрати паливо мастильних матеріалів на забезпечення стабільності підтримання робочих температур теплоносіїв.

Таланін Дмитро Сергійович, асп. НТУ «ХП»,  
Прохоренко Андрій Олексійович, д.т.н., проф. ХНАДУ

## СИНТЕЗ ТА ІМПЛЕМЕНТАЦІЯ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ПАЛИВОПОДАЧЕЮ ДИЗЕЛЯ

Наведена класифікація паливної апаратури дизелів з електронним керуванням, яка поділена на два класи: з механічним дозуванням подачі палива в циліндр і з електромагнітно-клапанним дозуванням. Обрана область дослідження – традиційна гідромеханічна паливна система високого тиску за умови поширення результатів дослідження на електромагнітно-клапанні системи.

Описано процес створення системи електронного керування дизелем, на підставі чого зроблено висновок, що цей процес вимагає знань в декількох не суміжних галузях науки та інженерії: електромеханіки, електроніки, програмування, гідродинаміки на базі теорій ДВЗ і САК тощо. Тобто, обґрунтовано необхідність застосування комплексного синергетичного підходу до вирішення поставленого завдання.

Показано, що повністю відсутні відомості про алгоритмізацію та програмування контролерів систем електронного керування. До того ж виявлено, що автори відомих досліджень в цій області не надають відомостей з питання забезпечення досягнення рівноважного режиму роботи двигуна в результаті недетермінованого керуючого впливу при всережимному регулюванні.

Розглянуто можливість застосування в алгоритмі роботи ЕБК математичної моделі конкретного двигуна, яка дозволить «передбачити» задану рівноважну частоту обертання колінчастого вала (*Predictive Model Control*) та представлена структурна схема такої системи керування дизелем. На підставі аналізу роботи такої системи робиться висновок, що імплементація даної концепції алгоритму керування потребує попереднього визначення або завдання характеристик двигуна і системи подачі палива у вигляді таблиць, які можна отримати тільки шляхом випробувань його завершеної конструкції.

Таким чином підтверджено обґрунтування актуальності науково-технічної задачі створення ефективної і надійної системи електронного керування подачею палива дизеля з точки зору розробки простого програмного алгоритму її роботи.

Розроблена альтернативна концепція синтезу простого алгоритму електронного керування дизелем, яка заснована на методі аналогії з роботою механічного всережимного регулятора. Наведена послідовність логічних міркувань при виведенні основного рівняння регулятора у вигляді простого математичного виразу. Доповнення цього рівняння необхідними обмежувачами: граничним регулятором, позитивним коректором, негативним коректором, регулятором холостого ходу, збагачувачем паливо-повітряної суміші на режимі пуску дозволило створити ядро алгоритму електронного всережимного регулятора. Важливою особливістю розробленого алгоритму є



незалежність його працездатності від зовнішніх факторів, як то – вид і якість палива, умови довкілля, технічний стан двигуна та ін. Крім того, підбір значень сталих коефіцієнтів в отриманому рівнянні дозволяє легко синтезувати регулятор для отримання будь-яких характеристик роботи двигуна – від астатичних до близьких до швидкісних.

Приділено увагу розробці алгоритму роботи підсистеми керування позиціонуванням виконавчого механізму на основі дискового електродвигуна постійного струму, керованого за сигналом ШІМ. Запропоновано оригінальну методику розрахунку інтегральної складової у алгоритмі ПІД-регулятора цієї системи на основі диференціального рівняння ізодрому.

Наведено опис математичної моделі динаміки САР, яка розробляється. Проведені за допомогою математичного моделювання розрахункові дослідження показали, що запропонована концепція алгоритму повністю працездатна – в будь-якому випадку система здатна здійснювати конвергентний перехідний процес з одного рівноважного режиму роботи в інший.

Створено та доведено до практичного використання систему електронного керування дизеля експериментального дослідницького стенду лабораторії кафедри ДВЗ в НТУ «ХП», що підтверджено відповідним Актом впровадження.

Розроблена компоновка конструкції та оснащення рядного гідромеханічного ПНВТ електричним сервоактуатором з електронним керуванням, який встановлено для проведення досліджень на безмоторний експериментальний стенд.

Описано виконання: зняття статичних регуляторних характеристики дослідницького одноциліндрового дизеля з електронним регулятором; реєстрації, аналізу та моделювання динамічних характеристик електронної САР цього дизеля; експериментального дослідження універсального електронного регулятора транспортного дизеля, який дозволяє поєднати в одному пристрої дворежимний та всережимний регулятор з метою використання потрібного типу регулювання в залежності від поточного призначення транспортного засобу.

Отримані та наведені в розділі результати повністю підтверджують попередні теоретичні та розрахункові дослідження, а також повну працездатність розроблених САР.

Наприкінці сформульовано та наведено можливі напрямки розвитку та перспективні наукові дослідження з впровадження електронних інформаційних систем дизелів.

## **Висновки**

Таким чином, в результаті виконання дослідження було розроблено та експериментально перевірено простий працездатний гнучкий алгоритм електронного регулятора частоти обертання дизеля, що дозволяє не тільки повторити характеристики механічного регулятора, але і створити будь-які необхідні регуляторні характеристики двигуна, включаючи можливість

універсалізації – об'єднання в одному пристрою двох, трьох і більше регуляторів різного призначення.

Отримані та наведені експериментальні результати повністю підтверджують попередні теоретичні та розрахункові дослідження, а також повну працездатність розробленої САР.

Доведено доцільність впровадження можливих напрямків розвитку та перспективних наукових досліджень електронних інформаційних систем дизелів, зокрема обґрунтовано можливість адаптації розробленого алгоритму для використання у паливній апаратурі з електромагнітно-клапанним керуванням, окреслена концепція створення «розумного» дослідницького випробувального стенду, описано схему послідовності синтезу системи керування на основі предиктивної моделі.

Третяк В.М., к.т.н., доцент, завідувач відділом мобільних енергетичних засобів та біоенергетики Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Національної академії аграрних наук України. ORCID iD 0000-0012-7641-7262. viktor\_tretyak@ukr.net

## **ПРОБЛЕМИ МОБІЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА УКРАЇНИ**

В Україні у різних галузях та різних формах власності використовується автотракторна техніка з двигунами потужністю понад 150 к.с. (вантажівки різної вантажності, тягачі, трактори загального та спеціального призначення, транспортні бази для спеціального обладнання). Для їх виробництва та забезпечення запасними частинами було задіяно заводи «Серп і Молот», Харківський завод тракторних двигунів, ВО «Південьдизельмаш», Чугуївський завод паливної апаратури, харківський завод «Поршень», Дергачівський завод турбокомпресорів та низку інших підприємств різного підпорядкування. Нажаль, всі ці підприємства не витримали конкуренції із закордонними поставками техніки (в тому числі і «secondhand»). В процесі експлуатації двигуни внутрішнього згорання зношуються та потребують своєчасної заміни. Заміна цих двигунів можлива на імпортні моделі з відповідними технічними характеристиками та перспективами постачання запасних частин необхідної якості та відповідної вартості.

Загальносвітова економічна криза, яку створили наслідки пандемії «Covid 19», показала роз'єднання певних економічних довірливих відносин між суб'єктами торгівлі, що негативно впливає на стабільну експлуатацію тягово-транспортних засобів в особливих економічних умовах. Таким чином, слід розглянути можливість імпортозаміщення моторно-трансмісійних установок автотракторної техніки.

Для сучасного економічного стану України створення нових виробничих потужностей з повним циклом виробництва транспортних поршневіх двигунів внутрішнього згорання загального призначення з урахуванням ринків збуту є недоцільним. У всесвітньо відомого підприємства «Мотор Січ» були спроби

організувати виготовлення дизельних двигунів автотракторного призначення. Але малий попит нового бренду перешкодив виходу на масове виробництво з конкурентною ціною.

В номенклатурі виробництва цього підприємства запропоновано цілі сімейства газотурбінних вальних двигунів (ГТВД) різної потужності та різного призначення з відбором потужності через вал та спеціальний редуктор. Привабливими особливостями газотурбінних двигунів є мала маса, висока питома потужність, швидкий пуск в різних температурних умовах, здатність економічно працювати на різних видах вуглеводневого палива високий моторесурс та простота обслуговування. Тому такі двигуни широко поширені в авіації (турбогвинтові літаки, гелікоптери), морському флоті (військових кораблях), компресорних станціях магістральних газопроводів, пересувних електростанціях та в інших галузях, де необхідно мати надійне джерело механічної енергії.

В свої часи були спроби використання таких двигунів на потужних тягово-транспортних засобах – тракторах К-700, К-701 та КраЗах. Результати експериментальних досліджень тракторів типу К-700 та автомобілів КраЗ підтвердили високу паливну економічність при русі в сталих режимах з оптимальними балансами потужності та великими перевитратами палива на перехідних режимах руху. Універсальна характеристика двигуна ЯМЗ-238, який встановлювався як на К-700, так і на КраЗ, суттєво відрізняється від характеристики ГТВД більш широким полем мінімальної питомої витрати пального.

Успішне використання ГТВД підтверджено не тільки світовим досвідом експлуатації турбогвинтових енергетичних установок на економічних транспортних літках (Ан-12, Ан-22, Ан-24, Ан-26, Ан-32, Ан-140, С-130 (США), AirbusCN-235), а і як енергетичні установки робочого обладнання для зенітних комплексів типу «Бук», С-300, С-400 та інших мобільних об'єктах.

Таким чином, ГТВД доцільно використовувати при режимах споживання довготривалої постійної потужності (транспортні літаки, морські кораблі, компресори, електропостачання радіолокаційної апаратури). Слід зауважити, що для надійної роботи дизельного двигуна при змінному навантаженні (трактори, автомобілі, генератори для електрозварювання) на нього встановлюють багаторежимні регулятори подачі палива. Такі регулятори мають дві основні зони регулювання – регуляторну та коректорну. Переважну частину робочого часу дизельні двигуни з метою підтримання незмінної частоти обертання працюють в режимі коректорного регулювання, що обумовлюється необхідністю мати запас потужності для запобігання зупинки двигуна при непередбачуваному збільшенні навантаження. Але робота в регуляторній зоні характеризується суттєвим підвищенням питомих витрат пального – в 2 ÷ 4 рази. Тому експлуатаційні витрати пального значно більші за паспортні дані мінімальних витрат пального дизельного двигуна.

Різкі кон'юнктурні коливання цін на вуглеводневі палива та підвищення вимог щодо екологічності автотракторної техніки примусили провідні світові

фірми вирішувати ці проблеми шляхом впровадження більш складних моторно-трансмісійних установок. Зокрема впровадженню гібридних силових агрегатів.

*Гібридною моторно-трансмісійною установкою* (ГМТУ) в мобільній енергетиці слід називати енергетичну частину тягово-транспортного засобу (ТТЗ) з кількома двигунами, які мають різні вихідні характеристики та об'єднані в комплексну єдину систему з перетворення енергії різних джерел в корисну роботу.

Переважає більшість ГМТУ в своєму складі має накопичувач енергії, який нівелює потужність, яка споживається ТТЗ і дозволяє первинному двигуну працювати в режимі постійної потужності. Гібридні моторно-трансмісійні установки поділяються на паралельні, послідовні та послідовно-паралельні. Паралельні ГМТУ передбачають спеціальні пристрої для керування потоками механічної потужності від різних двигунів (тепловий, електричний) та накопичувачів енергії до рушіїв та інших споживачів енергії. Переважно це подільники та змішувачі на основі зубчастих планетарних передач та безступеневих трансмісій (варіатори, гідростатичні машини, електричні машини та їх комбінації). В якості буферних накопичувачів енергії для технологічних процесів з повторенням максимальних навантажень протягом до десятків секунд можуть використовуватись іоністори або маховики.

Різниця режимів роботи автомобілів в умовах міст від виконання технологічних операцій в полі ТТЗ полягає в тому, що міський автомобільний транспорт досить велику кількість енергії втрачає при гальмуванні, а для технологічних операцій в польових умовах гальмування нехарактерне. Тобто, режим рекуперації енергії не передбачається.

Для технологічних процесів в режимі «start-stop» доцільно використовувати ємнісні накопичувачі енергії – електричні акумулятори різних типів.

При виборі проектних режимів руху ТТЗ доцільно мати статистичні дані з експлуатації. Наприклад середня робоча швидкість сільськогосподарського агрегату становить 10 км/год. Його транспортна швидкість 20 км/год. А середня швидкість руху спеціального рухомого складу в колоні – відповідно 35 км/год. Виходячи з цього на підставі спрощених розрахунків можна визначити середню потужність, яка споживається для визначення потужності ГТВД.

Відсутність масового виготовлення надійних електричних мотор-колес передбачає використання електричних двигунів у складі традиційного ведучого мосту з диференціальним розподіленням потужності по колесам. Таким чином, в залежності від схеми ходової системи, кількість привідних електричних двигунів буде дорівнювати кількості ведучих мостів, а їх потужність повинна залежати від маси ТТЗ (від маси залежить і сила тяги рушіїв) та необхідно швидкості знаходитись в межах 100 ÷ 150 кВт.

Основні комплектуючі для гібридних моторно-трансмісійних установок можуть виготовлятися українськими підприємствами за освоєними технологіями на існуючих засобах виробництва.

В Україні серійно виготовляються ват «Мотор січ»газотурбінні двигуни сімейства АІ-450 для легких літаків з тяговими гвинтами та гелікоптерів, основні технічні характеристики наведено в таблиці 1.

Таблиця 1.

Основні характеристики газотурбінного вального двигуна АІ-450

Потужність, к.с.	465
Питомі витрати пального, г/к.с.·год	260
Витрати повітря, кг/с	1,72
Габаритні розміри, мм	1085x536x515
Суха вага, кг	103
Призначений ресурс, год	12 000

Електричні машини для електровозів, тепловозів, трамваїв, тролейбусів можуть виготовлятися на виробничих потужностях харківського ДП завод «Електроважмаш», номенклатура деяких зразків його продукції наведена в таблиці 2.

Таблиця 2.

Тягові електродвигуни для тепловозів, електровозів, трамваїв, тролейбусів, вагонів метро, великовантажних автосамосвалів

ТИП	ПОТУЖНІСТЬ, кВт	НАПРУГА, В	ЧАСТОТА ОБЕРТАННЯ, 1/хв	МАСА, кг
АД 902У2	170	570	1240/3410	750
АД 902МУ2	170	530	1270/3600	750
АД 903У1	180	450	1480/3960	650

Для гібридних ТТЗ велика ємність акумуляторної батареї (накопичувача енергії) не потрібна. Тому можна використовувати дешеві свинцеві акумулятори в легких режимах експлуатації, які виготовляються дніпровською «Істою». Силові системи керування електричними потоками енергії також можуть виготовлятися на підприємствах України із застосуванням сучасних імпорتنих комплектуючих.

### Висновки

1. В Україні втрачено виробництво транспортних двигунів внутрішнього згорання загального призначення.
2. Використання імпорتنих моторно-трансмісійних установок призведе до:
  - погіршення економічної безпеки держави;
  - зменшення рентабельності власного виробництва та експлуатації тягово-транспортних засобів різного призначення;
  - втрати ремонтпридатності в умовах вітчизняних підприємств;
  - нестабільного забезпечення запасними частинами.

3. Промисловість України здатна забезпечити потреби споживачів сільського господарства та оборонно-промислового комплексу в сучасних моторно-трансмійних установках потужністю 200 - 400 кВт.

### Література

1. Третьяк В.М, Особливості вибору складових елементів тягово-транспортних засобів із гібридними моторно-трансмійними установками. Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодержавний збірник / ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2018. Вип. №8 (107). С – 175-183.
2. Агеев Л.Е. и др. Сверхмощные тракторы сельскохозяйственного назначения / Л.Е. Агеев, В.С. Шкрабак, В.Ю. Моргулис-Якушев, – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отд-ние, 1986.– 415 С.
3. Газовая турбина на железнодорожном транспорте. Бартош Е. Т. Изд-во «Транспорт», 1972, стр. 1—144.
4. В.П. Степаненко. Определение параметров накопителей энергии комбинированных силовых установок. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2016. № 8. С. 166–174.
5. Bagotsky V. S. Electrochemical power sources : batteries, fuel cells, and supercapacitors / V. S. Bagotsky, A. M. Skundin, Y. M. Volkovich, -Pennington: ECS, -2005. – 400p.
6. Бажинов О.В., Двандненко В.Я. Автомобільні гібридні силові установки. – Х.: ФОП Бровін О.В., 2016. 186 с.
7. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві//Навч. Посібник/В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. -2006. – 337 с., іл.
8. Третьяк В.М., Болдовский В.Н., Потапов Н.Н., Давиденко Е.Ю. Метод определения воздействия ходовых систем тягово-транспортных средств на почву. Вестник ХПИ / Сборник научных трудов.-2007.-Вып. 12 С. 24-30.
9. Кацыгин В.В., Горин Г.С., Зенькович А.А., Кидалинская Г.В., Неверов А.И., Орда А.Н. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства.– Мн.: Наука и техника. 1982– 272 с., ил.
11. Третьяк В.М. Зчленені тяглово-транспортні засоби /Харьков 2002г Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. Тракторная энергетика в растениеводстве. Выпуск 5.
13. Кошарный Н.Ф. Техноэксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1981. 208 с.
14. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – М.: Машиностроение, 1981. – 279 с., ил.
15. Николаенко А.В., Бахмутов С.В., Кулаков Н.А. Инновационные разработки МГТУ «МАМИ» в области гибридного автотранспорта. – Минск,

Сборник трудов международной научно-технической конференции "Инновации в машиностроении", 2008. <http://www.park5.ru/articles/1/554>

16. Волонцевич Д.О. Тяговый баланс перспективного колесного бронетранспортера с электромеханической трансмиссией / Д.О. Волонцевич, Е.А. Веретенников, Я.М. Мормило, та ін. // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 42 (948). – С. 17–22.

Авершин Андрій Геннадійович, к.т.н., асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [avershin.andrey@gmail.com](mailto:avershin.andrey@gmail.com)

## **ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОШИРЕННЯ ЗАБРУДНЕНЬ В МІСЬКОМУ СЕРЕДОВИЩІ**

### **Вступ**

Забруднення повітря у міському середовищі становить велику проблему для мешканців великих міст. На сьогодні автотранспорт є одним з основних джерел забруднення атмосферного повітря. Над великими мегаполісами повітря містить в 10 разів більше аерозолів і в 25 разів більше газів. До 70% шкідливих викидів дає автомобільний транспорт. Також небезпека викидів від автомобільного транспорту полягає в тому що джерело розповсюдження розташовані безпосередньо на рівні людини. Велика концентрація автотранспорту у безпосередній близькості від житлових будинків, освітніх закладів, лікарень та ін. є основною проблемою поширення забруднень від автотранспорту.

До числа основних складових забруднювачів атмосфери від автотранспорту відносяться свинець, оксид вуглецю, оксид азоту. Найбільшу небезпеку становлять оксиди азоту. Вони в 10 разів більш небезпечні ніж чадний газ.

Аналіз та прогнозування розповсюдження шкідливих викидів в міському середовищі є нагальною потребою великих міст. Чисельні методи допомагають вирішити ці питання.

### **Огляд**

Аналіз літератури вказує на значне поширення чисельних методів в області зовнішньої аеродинаміки. На сам перед це пов'язано зі значним ростом обчислювальних потужностей сучасних комп'ютерних систем.

Так в літературі [1] йдеться про порівняння чисельного моделювання та натурних вимірювань аеродинамічних характеристик в вулицях міста. Увага приділяється до завдання граничних умов та вірному визначенню шорсткості поверхні землі.

В [2] описується застосування чисельних методів до попереднього планування забудови міського середовища з урахуванням оцінки вітрового навантаження на будівлі та поля швидкостей на вулицях.

Наступна робота [3] присвячена моделюванню мікроклімату в місті з урахуванням урбаністського теплового острова. В роботі наведено вплив нагріву від сонячної радіації на аеродинаміку в міському середовищі.

В роботі [4] оцінюється вплив міських дерев на дисперсію оксиду вуглецю (CO), що виділяється дорожнім рухом, внаслідок зміни характеристик вітрового потоку. Результати показують, що якість повітря у містах може бути оптимізована на основі планування зелених насаджень на основі обчислень.

Загалом огляд показує широкі можливості застосування чисельного моделювання зовнішньої аеродинаміки щодо моделювання поширення забруднень в міському середовищі.

### **Постановка задачі**

В даній роботі поставлена задача по моделюванню розповсюдження забруднень в центральній частині м. Харків. Моделювання проводилося у тривимірній постановці з урахуванням рельєфу. У роботі на основі рівнянь НавьєСтокса, рівнянь переносу домішки, усереднених по Рейнольдсу [5] і моделей турбулентності в наближенні нестисливого середовища.

Для моделювання турбулентних ефектів використана двопараметрична диференціальна модель турбулентності  $k-\varepsilon$  з пристінними функціями.

Розроблена чисельна модель реального ділянки м. Харків і досліджується поширення в приземному шарі атмосфери сліду лінійного джерела домішок, внаслідок стаціонарного виділення оксиду вуглецю (CO) уздовж осьової лінії двосмугової автомобільної дороги.

Межі центральної частини міста були обрані, ґрунтуючись на вимогах географічних і геофізичних обмежень. А саме, Південь і Захід центральної частини обмежені заплавою річок Харків і Лопань. Північ обмежена складкою місцевості з географічною назвою Саржин Яр. Схід обмежений аеродромом, найбільшим парком міста, що переходить в лісопарк. Центральна частина розміщена в прямокутному паралелепіпеді з розмірами. Перепад висот місцевості на даній ділянці склав близько 100 метрів, найвищі будівлі мають висоту близько 100м.

### **Побудова області за допомогою ГІС**

На першому етапі підготовки тривимірної моделі місцевості з урахуванням рельєфу та споруд були використані данні з відкритих джерел (*open street map*) та (*google earth*). З ресурсу (*google earth*) були використані данні щодо тривимірної моделі місцевості, а ресурсу (*open street map*) були використані данні по розміщенню споруд на місцевості.

Прив'язка споруд до місцевості та експорт даних до подальшої обробки здійснювався за допомогою додатку QGIS рис.1.



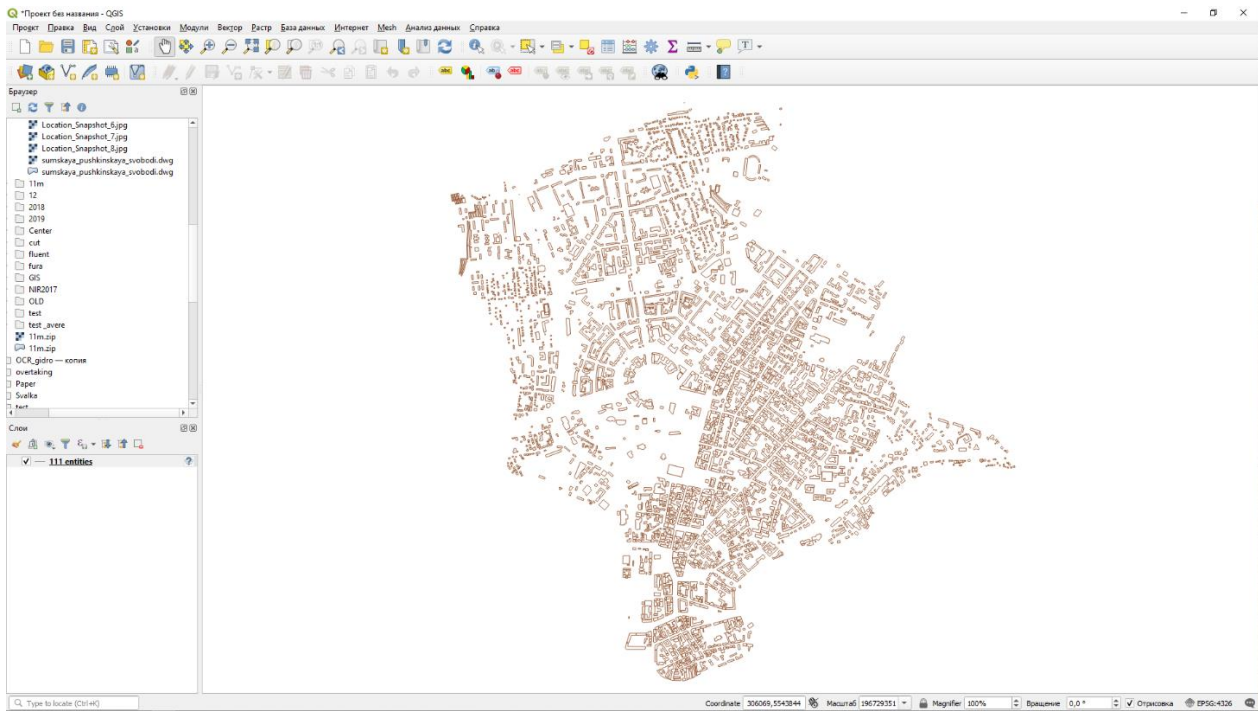


Рисунок 1 Модель центральної частини м Харків у додатку QGIS

На базі отриманої тривимірної моделі (рис 2) було створено сіткову модель із розмірами області  $b \times b \times 0.3$  км, та об'ємом сітки у 12 млн. комірок. Мінімальний розмір комірки становив 1 м.



Рисунок 2 Поверхнева 3D модель будівель центральної частини м. Харкова

Дослідження проведено з використанням програмного комплексу *MTFS*<sup>®</sup> [5], в якому базовий неявний алгоритм забезпечений розщепленням за методом змінних напрямків і *TVD* схемою 2/3-го порядку точності. Розрахунки виконані методом встановлення перебігу від загальмованого стану до розвиненого сталому в середньому течію.

Перебіг поза розрахункової області передбачалося повністю турбулентним, що визначалося вхідними граничними умовами.

Вхідний профіль швидкості вітру використовувався з урахуванням погранслоя. Уздовж осьової лінії автодороги передбачався лінійний джерело з виділенням постійної витрати домішки в часі і вздовж дороги на висоті близько 0.5 метра з температурою, що дорівнює температурі набігаючого потоку. На основі аналізу транспортного потоку задавався постійну витрату  $CO$  близько  $5e-6$   $кг/сек$  на погонний метр осьової лінії (рис. 3). Середня швидкість  $CO$  в момент виділення прийнята рівною  $0$ .



Рисунок 3 Розташування джерел розповсюдження  $CO$  вздовж транспортних шляхів з найбільшим трафіком



Рисунок 4 Картина вітрового обдуву центра Харкова. Вітер південно-західний  $1.5m/c$



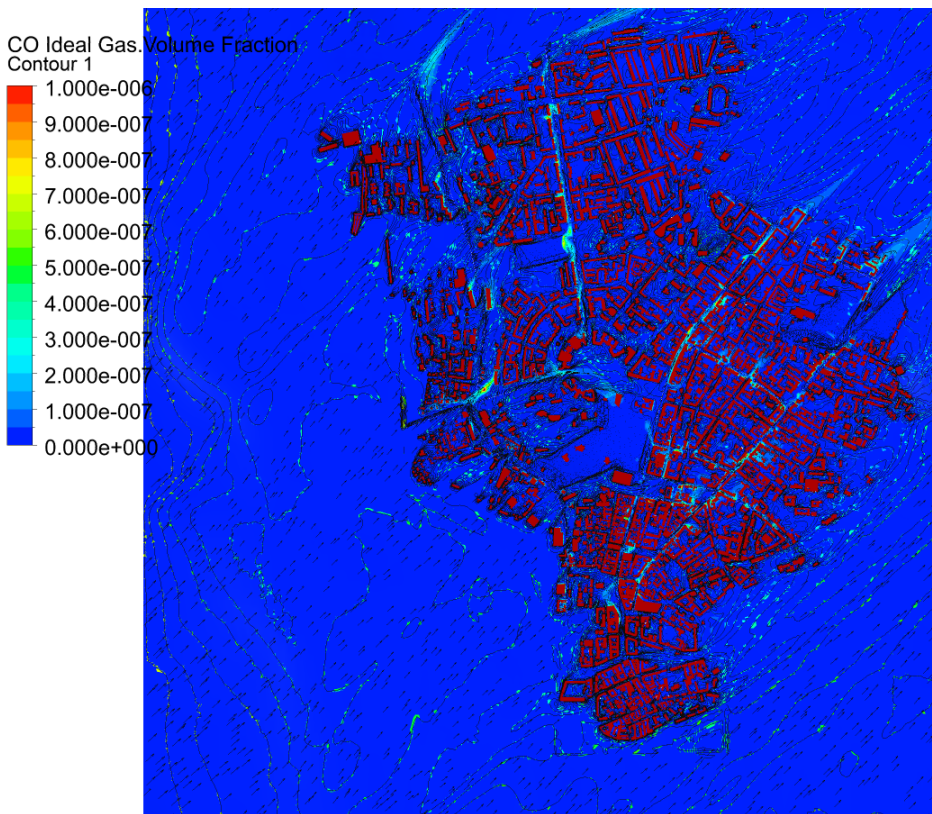


Рисунок 5 Картина концентрацій CO у центрі Харкова. Вітер південно-західний 1.5м/с

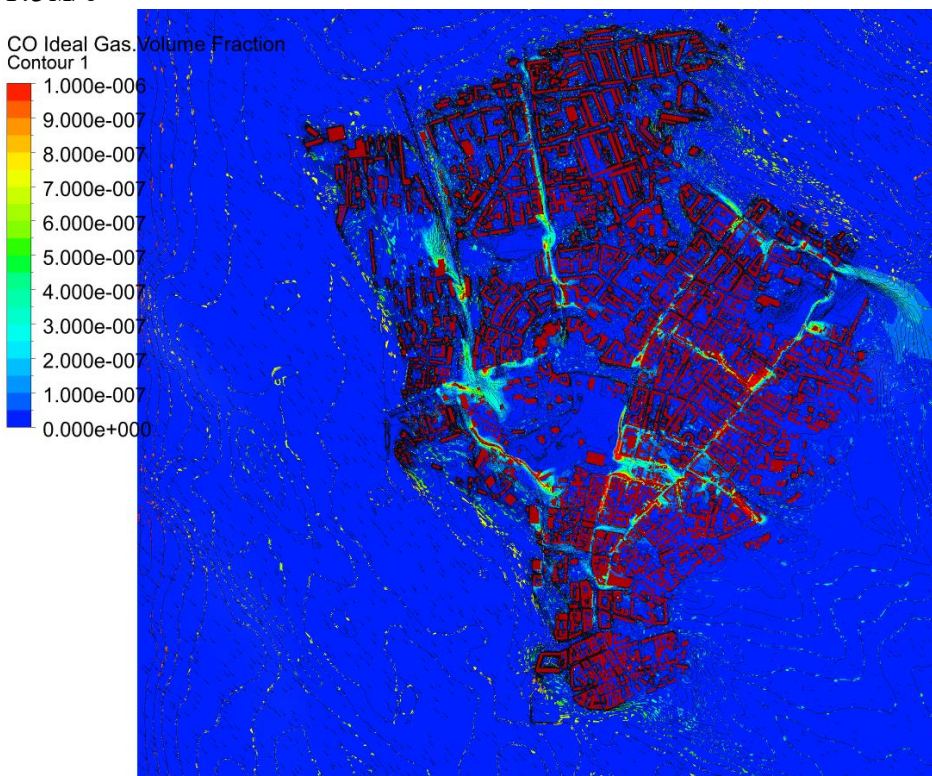


Рисунок 6 Картина концентрацій CO у центрі Харкова. Вітер північно-західний 1.5м/с

### Результат

Аналіз розповсюдження концентрацій CO вказує на те що забруднення розповсюджуються по вітру, вздовж вулиць (рис 4-6). Визначені місця з найбільшою концентрацією CO.

## **Висновок**

В роботі створено тривимірну модель центральної частини міста на прикладі Харкова.

Проведено дослідження з зовнішньої аеродинаміки міських районів.

Чисельне моделювання поширення забруднень в міському середовищі дозволяє краще розуміти механізми розповсюдження забруднень.

В подальшому створену тривимірну модель центральної частини міста можна використовувати для аналізу та прийняття рішень які стосуються екологічних питань.

## **Література**

1. Liu, Sumei & Wuxuan, Pan & Zhang, Hao & Cheng, Xionglei & Long, Zhengwei & Chen, Qingyan. (2017). CFD simulations of wind distribution in an urban community with a full-scale geometrical model. Building and Environment. 117. 10.1016/j.buildenv.2017.02.021.
2. Zhang, Weijie & Qi, Jing & Li, Xin. (2009). CFD Simulation for Urban Environment Planning. 1 - 4. 10.1109/ICMSS.2009.5301625.
3. Toparlar, Y. & Blocken, B. & Vos, P. & Heijst, GJF & Janssen, WD & Hooff, Twan & Montazeri, Hamid & Timmermans, HJP. (2014). CFD simulation and validation of urban microclimate: A case study for Bergpolder Zuid, Rotterdam. Building and Environment. 83. 10.1016/j.buildenv.2014.08.004.
4. Amorim, Jorge & Rodrigues, Vera & Tavares, Richard & Valente, Joana & Borrego, Carlos. (2013). CFD modelling of the aerodynamic effect of tree on urban air pollution dispersion. The Science of the total environment. 461-462C. 541-551. 10.1016/j.scitotenv.2013.05.031.
5. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Научно-прикладный программный комплекс MTFS<sup>®</sup> для расчета тривимірних в'язких турбулентних течій рідин і газів в областях довільної форми. Сертифікат держ. реєстр. авт. прав, УГААСП, № 5921, 07.16.2002

Балакина Екатерина Викторовна, д.т.н., профессор, Волгоградский государственный технический университет

Сарбаев Дмитрий Сергеевич, аспирант, Волгоградский государственный технический университет, sards93@gmail.com

## **КАЧЕСТВЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО ТРЕНИЯ В ПЯТНЕ КОНТАКТА КОЛЕСА С ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ**

В пятне контакта шины с твердой опорной поверхностью есть комбинированное трение, которое оказывают существенное влияние на устойчивость движения колесной машины [1-5]. Комбинированное трение включает в себя зону трения покоя и зону трения скольжения. Расположение этих зон в передней или задней частях пятна контакта эластичного колеса

относительно направления вектора поступательной скорости его оси определяет различные явления в пятне контакта. При отсутствии бокового скольжения колеса, зона трения скольжения воспринимает продольную нагрузку и реализует часть продольной реакции опорной поверхности, а зона трения покоя воспринимает продольную и боковую нагрузки и реализует как часть продольной, так и всю боковую реакцию опорной поверхности. Это определяет параметры колебаний и увод управляемых колес.

Авторами в ВолгГТУ на созданной экспериментальной установке был проведен ряд экспериментов для качественного определения комбинированного трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорой. Измерения проводились в разных сечениях колеса для повышения детальности анализа и оценки влияния неоднородности материала шины и неравномерности износа протектора.

**Продольное нагружение эластичного колеса, установленного вертикально.** К колесу, закрепленному вертикально, приложена нормальная нагрузка (800 Н и 950 Н) в соответствии с разрешенной и максимально допустимой паспортной нагрузкой. После нормального нагружения к шине прикладывалась поперечная нагрузка. Изменения в протекторе фиксировались на видео. На основании анализа видеоматериала были сделаны выводы о зонах трения в пятне контакта при боковом скольжении неподвижной шины. В целом, участки с трением покоя смещены в сторону, противоположную направлению приложения силы к твердой опоре (боковой реакции опорной поверхности).

**Продольное нагружение эластичного колеса, установленного горизонтально.** В данном эксперименте имитировался тормозной режим колеса. Само колесо оставалось неподвижным, момент задавался подвижной опорной поверхностью. Нагрузка проходила ступенчато, с фиксацией результатов. В процессе нагрузки в пятне контакта случалось проскальзывание, которое можно было заметить по колебаниям стрелки динамометра. Нагружение производилось до наступления полного проскальзывания колеса. Эксперимент показывает, что у колеса, движущегося в тормозном режиме, зона трения покоя в целом смещается в заднюю часть пятна контакта относительно направления вектора поступательной скорости колеса.

**Крутильное нагружение эластичного колеса, установленного горизонтально.** В данном эксперименте имитировался режим ведущего колеса. Опорная поверхность была неподвижна, прикладывался крутящий момент. Нагружение проходило ступенчато, с фиксацией результатов. В процессе нагрузки в пятне контакта случалось проскальзывание, которое можно было заметить по колебаниям стрелки динамометра. Нагружение производилось до полного проскальзывания колеса. Эксперимент показывает, что у колеса, движущегося в ведущем режиме, зона трения покоя в целом смещается в переднюю часть пятна контакта относительно направления вектора поступательной скорости колеса.

После обработки полученного в ходе экспериментов материала были сделаны некоторые общие выводы:

1. В пятне контакта эластичного колеса с твердой опорой, нагруженного моментом, зона с трением покоя смещается в сторону действующего момента (тормозного или крутящего);
2. В пятне контакта эластичного колеса с твердой опорой, нагруженного боковой силой колеса (приложена к центру колеса), зона с трением покоя смещается в сторону, противоположную вектору боковой силы.

«Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-08-00011».

### Литература

1. Балакина, Е.В. Qualitative Research of Combined Friction in Contact of Elastic Wheel with Solid Surface [Электронный ресурс] / Е.В. Балакина, Д.С. Сарбаев // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2018) (Moscow, Russia, 15-18 May, 2018) / ed. by A. A. Radionov [et al.] ; Moscow Polytechnic University [et al.]. – Cham (Switzerland) : Springer, 2019. – P. 773-779. – URL : <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-95630-5>. – (Book ser.: Lecture Notes in Mechanical Engineering : LNME).
2. Туренко, А.Н. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме / А.Н. Туренко, С.И. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев // Автомобильный транспорт. – 2010. – №27 – С.7-12.
3. Ivanov V. 2010 Analysis of Tire Contact Parameters Using Visual Processing *Advances in Tribology* pp 1–11 doi:10.1155/2010/491723
4. Khaleghian S, Emami A, & Taheri S 2017 A technical survey on tire-road friction estimation. *Friction*, 5(2), pp 123-146
5. Pacejka H.V. *Tire and Vehicle Dynamics*. – Published by Elsevier Ltd, USA, 2012.

Балакина Екатерина Викторовна, д.т.н., профессор, Волгоградский государственный технический университет

Задворнов Виктор Николаевич, к.т.н., доцент Дмитровского филиала ГУ «Дубна»

Коньшин Александр Александрович, магистр, Волгоградский государственный технический университет, Alex.tiger.vd.1999@gmail.com

Юсупкина Ангелина Сергеевна, магистр, Волгоградский государственный технический университет

### РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА РАДИАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ШИН СВЕРХНИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Множество исследований связано с изучением радиальных жесткостей автомобильных шин [1-7]. Это не случайно, так как знания о них необходимы

для расчета параметров устойчивости движения, управляемости и виброзащищенности транспортных средств. Коэффициент радиальной жесткости шины определяет ее деформацию по соответствующей координате при вертикальном нагружении. Численные значения коэффициента радиальной жесткости требуются, например, для расчета длины пятна контакта колеса с дорогой, угла увода и параметров колебаний управляемых колес.

Упругому взаимодействию шин с твердым дорожным покрытием уделяется много внимания, однако такое взаимодействие в условиях бездорожья является предметом, который еще не был достаточно изучен. Тем не менее, большому количеству техники необходимо передвигаться за пределами асфальтированных дорог, например, военной или сельскохозяйственной технике, исследовательскому транспорту, лесовозам, трелевочным машинам, транспортным средствам нефтегазодобывающих компаний, технике, работающей в горных районах.

Целью данного исследования было выявление расчетно - экспериментальных универсальных зависимостей для радиальной жесткости пневматических катков.

Для достижения цели была разработана методика обработки полученных экспериментальных данных. За основу были взяты результаты экспериментальных исследований нормальной деформации 8 пневматических катков в зависимости от нагрузки на них при различных давлениях внутри. На основании их аппроксимации и дифференцирования для каждого пневмокатка были получены уравнения коэффициентов радиальной жесткости при каждом давлении. Эти уравнения имели одинаковый вид при разных давлениях. Далее производилась аппроксимация зависимостей постоянных коэффициентов уравнений от давления. После алгебраических преобразований для каждого катка получена результирующая зависимость для определения коэффициента радиальной жесткости при заданном давлении внутри шины и её деформации.

С помощью полученных зависимостей можно определить также необходимое давление внутри пневматика, от которого зависят характеристики пятна контакта с грунтом или другой поверхностью. Этот параметр особенно важен для данного типа шин, т.к. слишком большое давление на грунт может повлечь затруднение движения техники или уплотнение почвы, которое является важным фактором в сельском хозяйстве.

## Литература

1. Афанасьев, Б. А. Проектирование полноприводных колесных машин. В 2 т. Т. 2 / Б. А. Афанасьев [и др.] ; под ред. А. А. Полунгяна. – Москва : Издательство МГТУ им Н. Э. Баумана, 2000. – 632 с.
2. Воронин, В. В. Влияние особенностей конструкции шин 425/85R21 на показатели опорной проходимости полноприводного автомобиля КамАЗ35350 / В. В. Воронин, А. В. Острцов, Е. А. Сальцын // Материалы междунар. науч.-техн. конф. ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России:



приоритеты развития и подготовка кадров», посв. 145-летию МГТУ «МАМИ». – Москва : МГТУ «МАМИ», 2010. - С. 82 - 85.

3. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Москва :Стандартинформ, 1973. – 23 с.

4. Исследование коэффициентов жёсткости шин. Коэффициент радиальной жёсткости / Е. В. Балакина, В. Н. Задворнов, М. С. Березовский, В. Р. Блажинский, А. А. Коньшин, А. С. Юсупкина // Автомобильная промышленность. - 2020. - № 8. - С. 7-10

5. Казаченко, Г. В. Колесные движители горных машин : метод. пособие / Г. В. Казаченко, Г. А. Басалай, Э. А. Кремчеев. – Минск : БНТУ, 2012. – 37 с.

6. Kučera, M. Link between static radial tire stiffness and the size of its contact surface and contact pressure / M. Kučera, M. Helexa, J. Čedík // Agronomy Research. – 2016. – № 14. – pp. 1361-1371.

7. Kulikowski, K. Determination of directional stiffnesses of vehicles' tires under a static load operation. Eksploatacja i Niezawodnosc / K. Kulikowski, D. Szpica // Maintenance and Reliability. – 2014. – № 16 (1). – pp. 66-72.

Балакина Екатерина Викторовна, д.т.н., профессор, Волгоградский государственный технический университет

Задворнов Виктор Николаевич, к.т.н., доцент Дмитровского филиала ГУ «Дубна»

Березовский Максим Сергеевич, магистр, Волгоградский государственный технический университет, [bmaks98@mail.ru](mailto:bmaks98@mail.ru)

Блажинский Владислав Русланович, магистр, Волгоградский государственный технический университет, [yblazhinskiy@mail.ru](mailto:yblazhinskiy@mail.ru)

## **РАЗРАБОТКА И РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСЧЕТНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ РАДИАЛЬНОЙ И БОКОВОЙ ЖЕСТКОСТЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН**

В процессе математического моделирования свойств активной безопасности автомобиля коэффициенты радиальной и боковой жесткостей шины [1, 2] необходимы для расчета длины пятна контакта шины с дорогой с целью определения углов бокового увода колес и всего автомобиля. Экспериментальное определение коэффициента радиальной и боковой жесткостей любой шины является трудным, длительным и дорогостоящим процессом. Для упрощения данного процесса необходимо иметь теоретические расчетные зависимости. Такие зависимости получены некоторыми авторами, например, В.Л. Бидерманом, Е.В. Балакиной, З.А. Годжаевым, В.И. Кнорозом и др. Однако полученные зависимости являются узкоспециализированными и позволяют рассчитывать радиальную жесткость только некоторых шин. Поэтому поиск универсальных зависимостей для расчета коэффициентов жесткости шин является актуальным.



Цель данной работы – построение универсальных расчетно-экспериментальных зависимостей для определения коэффициентов радиальной и боковой жесткостей шин.

Научная новизна работы состоит в получении новых универсальных расчетно-экспериментальных зависимостей для определения величин коэффициентов радиальной и боковых жесткостей разных шин.

В результате проведенного исследования были обработаны свыше сотни шин различных марок, типов и размеров. Для наглядности проводимых исследований экспериментальные данные  $P_z = f(P_z)$  и  $P_y = f(P_z)$  были представлены графически. Эти экспериментальные данные были аппроксимированы с получением математических выражений  $P_z = f(P_z)$  и  $P_y = f(P_z)$  в виде разных функций для разных видов шин. Дальнейшее дифференцирование этих выражений позволило получить множество зависимостей вида  $C_{tz} = f(P_z)$  и  $C_{ty} = f(P_z)$ , описываемых разными функциями для разных видов шин: легковых радиальных, легковых диагональных, грузовых радиальных, грузовых диагональных, всех легковых, всех грузовых и всех шин вообще. Виды зависимостей выбирались из условий обеспечения наименьших погрешностей аппроксимации. Они показаны в таблицах 1 и 2.

Таблица 1 – Полученные универсальные зависимости для расчета коэффициентов боковой жесткости шины

№	Вид полученной зависимости $C_{ty} = f(P_z)$	Значение постоянных коэффициентов			Средняя относительная погрешность, %
		a	b	c	
1	$C_{ty} = a \cdot P_z^b$	1,12	0,73	–	4,50
2	$C_{ty} = \frac{1}{(a + b \cdot P_z^c)}$	0,08755	-0,0595	0,0448	10,2

Таблица 2 – Результаты аппроксимации результатов исследований радиальной жесткости.

Тип шин	Зависимость	Средняя относительная погрешность%
Легковые радиальные шины	$C_{tz} \left( \frac{H}{мм} \right) = 1,6221 \cdot P_z^{0,54438} (H)$	7
Легковые диагональные шины	$C_{tz} \left( \frac{H}{мм} \right) = 0,3311 \cdot P_z^{0,7531} (H)$	14,2

Грузовые радиальные шины	$C_{tz} \left( \frac{H}{мм} \right) = 0,3240 \cdot P_z^{0,7731} (H)$	6,4
Грузовые диагональные шины	$C_{tz} \left( \frac{H}{мм} \right) = 52,06 \cdot P_z (кН) - 0,84 \cdot P_z^2 (кН)$	4,9
Все шины	$C_{tz} \left( \frac{H}{мм} \right) = 0,1244 \cdot P_z^{0,8616} (H)$	12,1

### Литература

8. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Москва :Стандартинформ, 1973. – 23 с.

9. Исследование коэффициентов жёсткости шин. Коэффициент радиальной жёсткости / Е. В. Балакина, В. Н. Задворнов, М. С. Березовский, В. Р. Блажинский, А. А. Коньшин, А. С. Юсупкина // Автомобильная промышленность. - 2020. - № 8. - С. 7-10.

Balaka Maxim Mykolayovych, teaching assistant, Kyiv National University of Construction and Architecture, balaka.mm@knuba.edu.ua

Hodnevich Mykola Mykolayovych, student, Kyiv National University of Construction and Architecture

Mischuk Dmytro Oleksandrovych, Ph.D., associate professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, mischuk.do@knuba.edu.ua

### IMPACT OF TIRE TREAD ON THE WHEELED MOVER TRACTION

Traction performance of the wheeled mover when interacting with the soil is due to forces of soil shear resistance on the tread surface (soil-hooks). Determination of soil shear deformations in the apriority task of the shape of the longitudinal contact line for the tire with the soil [1, 2] introduces a significant error in the calculations of the traction component. First of all, this applies to the wheeled mover with large tires in sizes from 21.00-33 to 27.00-33 for modern earthmoving machines.

Taking into account the impact of tread parameters on traction performance of the wheeled mover in the leading operation mode is performed according to the calculation scheme (Fig. 1).

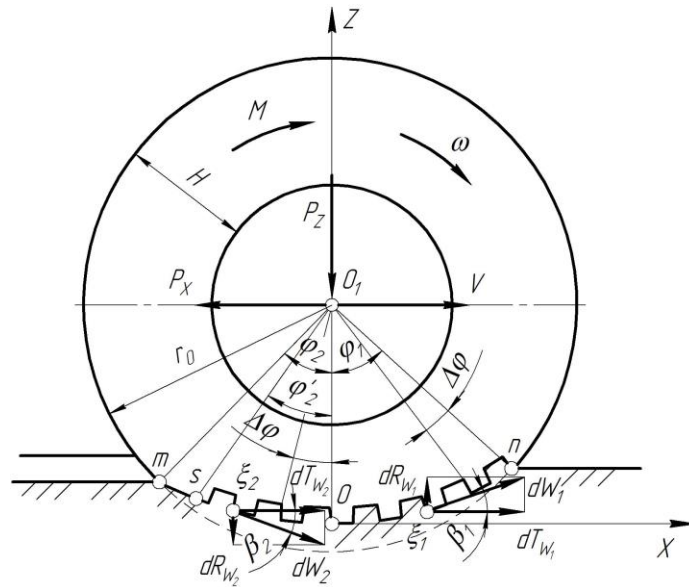


Figure 1 – The interaction scheme of the driving wheel with the soil, taking into account the reactions on the soil-hooks

For simplicity, we assume that the first soil-hook for the front ( $nO$ ) and back ( $Om$ ) contact areas is at its beginning, at points  $n$  and  $O$  (see Fig. 1). Then the persistent reaction that falls on the soil-hook, determine the formulas:

$$W_{SHi} = \int_{\varphi_1 - i\Delta\varphi}^{\varphi_1 - (i-1)\Delta\varphi} \tau_{1i} \rho_1 (B - b) d\varphi; \quad (1)$$

$$W_{SHi} = \int_{\varphi'_2 - (1-i)\Delta\varphi}^{\varphi'_2 - i\Delta\varphi} \tau_{2i} \rho_2 (B - b) d\varphi, \quad (2)$$

where  $\varphi_1, \varphi'_2$  – contact angles of the front and back areas;  $\Delta\varphi = 2\pi / z_{SH}$  – central angle of the soil-hook;  $z_{SH}$  – soil-hooks number of the tire tread;  $\tau_{1i}, \tau_{2i}$  – tangential shear stresses of the soil;  $\rho_1, \rho_2$  – radii that determine the shape of the longitudinal contact line;  $B, b$  – tread width and inactive area of the soil-hook (Fig. 2).

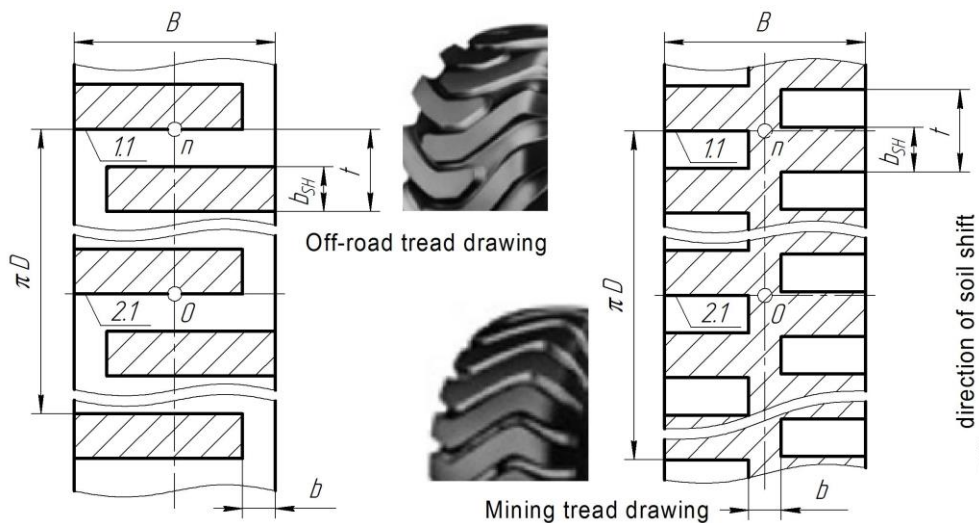


Figure 2 – Tread large tires: shaded area – soil-hooks surface; remote positions 1.1, 2.1 – projections of the first soil-hook surface on the contact areas

The shift path  $S_\xi$  is determined for the following reasons:

$$\Delta V_\xi = \frac{dS_\xi}{dt} = \frac{dS_\xi}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dS_\xi}{d\varphi} \cdot \omega \Rightarrow dS_\xi = \Delta V_\xi d\varphi / \omega. \quad (3)$$

In accordance with the dependence (10) [3]  $\Delta V_\xi = V_{1\xi} - V_{4\xi}$  for the  $i$ -th soil-hook, taking into account (3) for the front and back of the contact we will have:

$$S_{1i} = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi_1 - i\Delta\varphi}^{\varphi_1 - (i-1)\Delta\varphi} (V_{11\xi} - V_{41\xi}) d\varphi; \quad (4)$$

$$S_{2i} = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi_2' - (i-1)\Delta\varphi}^{\varphi_2' - i\Delta\varphi} (V_{12\xi} - V_{42\xi}) d\varphi. \quad (5)$$

The number of tire soil-hooks in contact with the soil:

$$z_{SH1} = \frac{L_{nO}}{t}; \quad z_{SH2} = \frac{L_{Os}}{t},$$

where  $L_{nO}$ ,  $L_{Os}$  – the length of contact of the tire with the ground

$$L_{nO} = \int_0^{\varphi_1} \rho_1 d\varphi; \quad L_{Os} = \int_0^{\varphi_2'} \rho_2 d\varphi.$$

The obtained values  $z_{SH1}$ ,  $z_{SH2}$  are rounded to the nearest whole number in the smaller direction and denoted  $z'_{SH1}$ ,  $z'_{SH2}$ .

The components of the soil-hooks total reactions  $R_w$  and  $T_w$  (see Fig. 1) are determined by the formulas:

$$R_w = \sum_{i=1}^{z'_{SH1}} W_{SHi} \sin \beta_{1i} - \sum_{i=1}^{z'_{SH2}} W_{SHi} \sin \beta_{2i}; \quad (6)$$

$$T_w = \sum_{i=1}^{z'_{SH1}} W_{SHi} \cos \beta_{1i} + \sum_{i=1}^{z'_{SH2}} W_{SHi} \cos \beta_{2i}, \quad (7)$$

For those taken in Pic. 2 tread schemes determine the relationship between the saturation coefficient of the tread drawing –  $k_s$  and the corresponding linear dimensions of the tread drawing –  $t$ ,  $b_{SH}$ ,  $b$ ,  $B$ .

Dependence between step and number of soil-hooks  $t = \pi D / z_{SH}$ .

Area of soil-hooks protrusions for the off-road and mining tread drawings:

$$F_{OR} = (B - b)b_{SH}z_{SH}; \quad F_M = [(B - b)b_{SH} + tb]z_{SH}.$$

The ratio between the width  $b_{SH}$  and step  $t$  of the soil-hook:

$$\lambda = \frac{b_{SH}}{t} \Rightarrow b_{SH} = t\lambda = \frac{\pi D \lambda}{z_{SH}}.$$

Dependence of the tread saturation coefficient  $k_s = F / F_{total}$  ( $F_{total}$  – total tread area) for different types of tread drawing:

$$k_{S.OR} = \frac{(B - b)\lambda}{B}; \quad k_{S.M} = \frac{(B - b)\lambda + b}{B}.$$

It should be noted that the nature of the change in theoretical dependences is fully consistent with the experimental data obtained [1, 2, 4]. The proposed

mathematical model allows to identify the impact of tire tread parameters on the wheeled mover traction of earthmoving machines.

### Literature

1. Ulyanov N. A. Wheeled movers for construction and road machines. Moscow: Mechanical Engineering, 1982, 279 p. (in Russian).

2. Nikulin P. I. The theory of curvilinear motion of wheeled mover. Voronezh: Voronezh State University Publishing House, 1992, 212 p. (in Russian).

3. Pelevin L. Ye., Arzhayev G. O., Balaka M. M. Kinematics of wheel rolling with a pneumatic tire on a deformable bearing surface / Mining, construction, road and reclamation machines, 2007, vol. 70, pp. 10–15. (in Ukrainian).

4. Nikulin P. I., Vasilenko A. V., Kuprin N. P. Study of tires durability for scrapers DZ-115A and DZ-107 at the facilities of JSC “Saratovmelioration”. Rubber and gum, 2002, no. 8, pp. 28–30. (in Russian).

Біловол О.В., к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### ВЛАСТИВОСТІ ФІЗИЧНОГО ПРОСТОРУ

Успіхи науки привели до того, що філософські категорії стали набувати фізичних рис. Зазвичай матерію розглядають як об'єктивну реальність. Так Джон Локк вважав, що матерія є протяжною щільною субстанцією. Уявлення Джона Локка про матерію по суті еквівалентне уявленню про суцільне середовище, головну модель, яка використовується в фізиці. Дійсно, протяжність субстанції вказує на те, що вона існує в певному просторі, а її щільність передбачає існування певних, може навіть невидимих, елементарних часток, з яких вона складається. Система зв'язків між елементарними частками, а також між фізичними тілами є іншою формою матерії – полем.

Уявлення про фізичний простір також еволюціонувало. Здебільшого в історичній перспективі фізичний простір розглядали як пустоту. У такому розумінні він не може мати ніяких властивостей. Але пустоту можна вважати місцем, яке займають тіла або яке розділяє їх і заповнене полями, або щось уявне за відсутності матерії у вигляді тіл і полів. У першому випадку, пустоту можна наділити структурою і метрикою, тобто здійснити геометризацию простору. Наприклад, ввести прямокутну систему координат на основі моделі проникного твердого тіла і інтервал між точками простору на основі уявлення про переміщення матеріальної точки з однієї точки простору в іншу як векторі. Як відомо, складання векторів підкоряється правилу паралелограма, а величина переміщення визначається за теоремою Піфагора. Координатними перетвореннями, які залишають інваріантним інтервал, є паралельні переноси,

просторові повороти і перетворення Галілея, які відповідають переходу до системи відліку, що рухається відносно умовно нерухомої з сталою швидкістю (взагалі то, необмеженою). Все сказане наводить на думку, що інтервал є динамічною характеристикою системи, а не геометричною характеристикою простору як прийнято вважати. Відповідно, метричні властивості і розмірність простору є відбиттям особливостей фізичної системи, що розглядається.

Якщо відсутня матерія у вигляді тіл і полів, пустоту не можна наділити структурою і метрикою. Разом з Махом будемо вважати, що зникнення матерії приводить до зникнення простору і часу. Можна показати, що зникнення матерії є фізично коректним і реалістичним мисленим експериментом. Така ситуація виникає у випадку, коли розв'язок рівнянь релятивістської механіки обмежений у просторі і часі.

Почнемо з класичної механіки. Положення системи  $n$  матеріальних точок в певний момент часу зручно представити у  $3n$ -вимірному просторі конфігурацій. У цьому випадку радіус-вектор буде складатися з координат всіх точок системи розташованих у певному порядку. Інтервал між нескінченно близькими послідовними положеннями системи матеріальних точок можна також визначити у вигляді квадратичної форми

$$dl^2 = drMdr,$$

де  $dr$  - стовпчик (ліворуч) або рядок (праворуч) з  $3n$  диференціалів координат точок системи, а  $M$  - діагональна матриця розміром  $3n \times 3n$ , складена з блоків  $m_k I$ , де  $m_k$  - ваговий коефіцієнт  $k$ -тої матеріальної точки (ознака її матеріальності).

Слід зауважити, що введений таким чином інтервал хоча і має динамічну природу, але може розглядатися з геометричної точки зору як природна метрика простору конфігурацій, яка відображає властивості механічної системи, що розглядається.

При вивченні руху механічної системи в залежності від умов задачі можна вибрати замість координат точок інші. Будь які  $s$  величин  $q_1, q_2, \dots, q_s$ , що повністю визначають положення системи у кожен момент часу, називають *узагальненими координатами*. Якщо розглядати узагальнені координати як декартові, то кожному положенню системи буде відповідати певна точка  $s$ -вимірного простору конфігурацій.

Перехід до узагальнених координат у випадку, коли на систему накладені голономні в'язі, відбувається за допомогою співвідношення

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}(\mathbf{q}, t).$$

Інтервал у  $s$ -вимірному просторі конфігурацій буде мати вигляд

$$dl^2 = d\mathbf{r} \mathbf{M} d\mathbf{r} = d\mathbf{q} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} d\mathbf{q} = d\mathbf{q} \mathbf{G} d\mathbf{q},$$

де матриця розміром  $s$  на  $s$

$$\mathbf{G} = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}}.$$

Матрицю  $\mathbf{G}$  можна розглядати як метричний тензор в просторі конфігурацій механічної системи, тобто ми можемо вважати простір конфігурацій викривленим. Якщо ж рух системи розглядається у плоскому просторі, то  $\mathbf{G}$  відіграє роль тензорного потенціалу сил, що діють в системі. Згідно принципу відносності Ейнштейна величина швидкості поширення взаємодії, як один з законів природи, однакова у всіх інерціальних системах відліку, тобто являє собою універсальну сталу. Цією швидкістю є швидкість поширення світла у пустоті  $c$ .

Швидкість світла дозволяє розглядати рух точки у чотиривимірному просторі, де четверта координата  $x_0$  дорівнює  $ct$ . Інтервал між послідовними положеннями точки у чотиривимірному просторі (подіями) природно вибрати у вигляді

$$dl^2 = dx_0^2 - dx_1^2 - dx_2^2 - dx_3^2 = d\mathbf{x} \mathbf{I} d\mathbf{x},$$

де  $d\mathbf{x}$  - стовпчик, складений з диференціалів координат точки, якщо стоїть праворуч у добутку, або рядок, якщо стоїть ліворуч, матриця

$$\mathbf{I} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix}.$$

Дійсно, зважаючи на те, що квадрат інтервалу повинен бути додатною величиною, а точка в різні моменти часу може займати в одне й те саме положення у тривимірному просторі, перед  $dx_0^2$  повинен стояти знак плюс. З іншого боку, точка не може займати одночасно різні положення у тривимірному просторі, відповідно перед іншими координатами повинен стояти знак мінус.

Інтервал між нескінченно близькими послідовними положеннями системи матеріальних точок можна також визначити у вигляді квадратичної форми



$$dl^2 = dxMdx,$$

де  $dx$  - стовпчик (ліворуч) або рядок (праворуч) з  $4n$  диференціалів координат точок системи, а  $\mathbf{M}$  - діагональна матриця розміром  $4n \times 4n$ , складена з блоків  $m_k \mathbf{I}$ , де  $m_k$  - маса  $k$ -тої матеріальної точки у власній системі координат (маса спокою).

Розглянемо рух системи матеріальних точок у просторі-часі як рух суцільного середовища. Розіб'ємо середовище на нескінченно малі об'єми, яким будуть відповідати точки з координатами, що утворюють вектор  $\mathbf{q}$ . Між положеннями часток середовища і матеріальними точками, з яких вони складаються, існує певний неаналітичний зв'язок

$$\mathbf{x} = \mathbf{x}(\mathbf{q}).$$

Інтервал між найближчими послідовними положеннями частки середовища у тривимірному просторі буде мати вигляд

$$dl^2 = dqGdq,$$

де симетрична матриця

$$\mathbf{G} = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}}.$$

Таким чином, простір-час можна наділити метрикою, яка відповідає переміщенню частки матерії, і одержати викривлений простір. Матриця  $\mathbf{G}$  в цьому випадку буде відігравати роль метричного тензора. Якщо розглядати рух матерії у плоскому просторі-часі (просторі Мінковського), то  $\mathbf{G}$  відіграє роль тензорного потенціалу гравітаційних сил. Ми знову підтвердили тезис про те, що природна метрика пов'язана з динамікою фізичної системи, а не є чисто геометричним поняттям, яке відображає властивості простору-часу.

### Висновки

На основі аналізу поняття простору і матерії показано, що структура і метрика простору є похідною від особливостей фізичної системи, рух якої вивчається. В класичній механіці на основі моделі уявного прониклого твердого тіла на простір накладається прямокутна система координат, за якою визначається положення матеріальної точки. Метрика вводиться через інтервал між послідовними положеннями точки, що відображає рух механічної системи у просторі конфігурацій. Використання вагових коефіцієнтів (мас матеріальних точок) робить інтервал динамічною характеристикою системи. Введення

узагальнених координат дозволяє розглядати простір як викривлений. Відповідно, метричний тензор є характеристикою голономних в'язей, накладених на механічну систему.

В релятивістській механіці обмеження швидкості поширення взаємодії дозволяє скористатися аналогією з класичною механікою і перейти у чотиривимірний простір-час. За цією ж аналогією вводиться інтервал між послідовними положеннями елементарної частки так, щоб унеможливити її рух із швидкістю більшою за швидкість світла. Перехід до частки матерії робить інтервал динамічною характеристикою, а його структура дозволяє розглядати простір-час як викривлений. Відповідно, метричний тензор є характеристикою неаналітичних в'язей між елементами частки матерії. Якщо не вважати простір викривленим, метричний тензор стає тензорним потенціалом гравітаційних сил.

Вітюк Іван Васильович, старший викладач, державний університет «Житомирська політехніка», [vnvik74@gmail.com](mailto:vnvik74@gmail.com)

## **КОМП'ЮТЕРНА МЕТОДИКА ОЦІНКИ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ НА ПЛАВНОСТЬ ХОДУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ**

При створенні комп'ютерної методики оцінки впливу конструктивних особливостей системи підресорювання на параметри плавності ходу легкового автомобіля, зазвичай враховується набір вимог, які умовно можна розділити на кілька груп. До першої групи входять вимоги, що пред'являються до комп'ютерної моделі автомобіля загалом, і до її елементів, зокрема. Другу групу утворюють вимоги для перевірки адекватності створеної моделі: вибору критерію або критеріїв оцінки, визначення типів дорожніх випробувань і форми подачі вихідних даних.

Найбільшого поширення набули розрахунки для трьох характерних випадків руху: через відокремлені (поодинокі) нерівності, по нерівностям, що безперервно чергуються (бруківка) і по дорогах з випадковим мікропрофілем. Подання дорожньої поверхні функціями синуса, косинуса та імпульсно-лінійними функціями цілком можна застосувати для наближеної оцінки плавності ходу автомобіля спрощеними математичними моделями. Однак коливання автомобіля, що виникають під впливом типового збурення, істотно відрізняються від коливань на реальному мікропрофілі, в зв'язку з чим, для досягнення точності моделювання, математичне збурення необхідно представляти випадковою функцією.

З іншого боку, функція, що описує зовнішній вплив, істотно залежить від моделі шини, що використовується. Відповідно, характер реальної взаємодії шини з дорожньою поверхнею в разі подання шини пружним елементом, коли вплив передається через деяку точку контакту з дорожньою поверхнею вертикальним зміщенням, повинен відрізнятися, оскільки реальна шина не заповнює всі западини в зоні контакту. До того ж довжина відбитка безперервно змінюється при коченні колеса внаслідок коливання автомобіля та

деформації шини. У зв'язку з цим пропонується враховувати цю здатність шини в описі мікропрофілю дорожньої поверхні, щоб не ускладнювати коливальну систему. Найкращі результати можуть бути отримані при використанні експериментально визначених параметрів дорожньої поверхні. Сучасні програмні пакети, як раз і дозволяють задавати вплив у вигляді тривимірної моделі дорожньої поверхні. Як базова програма була вибрана програма SolidWorks з додатком MOTION, який призначений для моделювання динамічних систем в середовищі SolidWorks[1].

Далі можна сформулювати вимоги до моделі автомобіля в цілому, вимоги щодо наповнення її вихідними даними і вимоги, щодо проведення розрахункового експерименту.

Мета і призначення розробки моделі.

Комп'ютерна модель автомобіля повинна забезпечувати можливість адекватного визначення параметрів плавності ходу на всіх типах доріг у всьому діапазоні швидкості руху автомобіля шляхом модельних випробувань:

- руху по дорозі зі стандартним мікропрофілем;
- проїзду одиничної нерівності.

Для проведення оптимізації модель повинна забезпечувати можливість зміни параметрів (вихідних даних), що впливають на плавність ходу автомобіля,

Комп'ютерна модель повинна дозволяти визначати наступні параметри:

- вертикальні, бічні і поздовжні прискорення, швидкості і переміщення;
- хід підвіски, пружних і напрямних елементів;
- деформацію шин;
- сили в зоні контакту колеса з дорогою і в підвісці автомобіля;
- поздовжні і поперечні кутові переміщення кузова.

Також додатково комп'ютерна модель автомобіля в середовищі SolidWorks повинна відображати властивості автомобіля, що визначають його плавність ходу і дозволяти моделювати випробування, що проводяться для визначення характеристик плавності ходу.

Вихідними даними для побудови моделі є конструкторська документація і результати випробувань. Для ідентифікації окремих елементів моделі проводяться лабораторне дослідження.

Моделювався рух автомобіля з різними швидкостями по дорогах з асфальтобетонним покриттям та бруковим покриттям двох типів. Величина віброприскорень вимірювалась в точках автомобіля, визначених: точки на кузові під сидінням водія та заднього правого пасажера, точки на сидінні водія і заднього правого пасажера. При моделюванні руху по дорозі типу I розглядався діапазон швидкостей від 20 до 100 км/год з кроком 20 км/год. При моделюванні руху по дорозі типу II - 20, 30, 40 і 60 км/год.

Мікропрофіль дорожньої поверхні, як для асфальтобетонного, так і для покриття з бруківки, був згенерований таким чином, щоб максимально відповідати реальному профілю дороги.

Висновки: розроблено віртуальну модель автомобіля в середовищі SolidWorks для проведення комп'ютерних досліджень параметрів плавності

ходу легкового автомобіля. Запропонована модель дозволяє швидко змінювати такі параметри автомобіля: тип та параметри підвіски, деформацію шин та кутові переміщення кузова автомобіля. Побудована модель легко адаптується під різні умови досліджень.

### Література

1. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks / А.А. Алямовский – М.: ДМК Прес, 2004. - 432 с.

Колодницька Руслана Віталіївна, к.т.н., доцент, Державний університет Житомирська політехніка, [ruslanakolod2017@gmail.com](mailto:ruslanakolod2017@gmail.com)  
Олександр Петрович Кравченко, д.т.н., професор, Державний університет «Житомирська політехніка»

## МОДЕЛЮВАННЯ ЗАТРИМКИ ЗАЙМАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА В ДВЗ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

**Вступ.** Дизельне біопаливо (біодизель) використовується у двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) автомобільного транспорту, як правило, у суміші з дизельним паливом. На даний момент автомобілі, що працюють на дизельному паливі мають обмеження у використанні в зв'язку з підвищеними викидами оксидів азоту (NOx) та сажі, що дає дизельне паливо, а також з проблемами глобального потепління, пов'язаними з викидами вуглекислого газу, що спричиняють всі викопні палива. Біодизельне паливо має подібні характеристики до дизельного палива, але в'язкість цього палива більша, ніж дизельного палива, що приводить до гірших характеристик розпилювання палива [1]. Цетанове число біодизельного палива, як правило, більше, ніж дизельного і залежить молекулярної структури біопалива. Прогнозування цетанового числа біопалива в залежності від його складу показано в [2].

Період затримки займання (затримка займання) – це час від початку надходження палива в камеру згоряння (моменту підняття голки розпилювача) до початку видимого згоряння, що відповідає моменту різкого підвищення тиску в камері згоряння. Затримка займання вимірюється як сума фізичної і хімічної затримки. Фізична затримка – це час, який потрібний, щоб краплі впровадились в оточуючий газ, зруйнувались і випарувались. Як правило, біодизельне паливо має меншу затримку займання, ніж дизельне паливо, оскільки ця характеристика має кореляцію з цетановим числом палива. Оскільки, згоряння палива досить складний процес, для спрощення розрахунків реальне паливо замінюють одним компонентом або сумішшю декількох компонентів. Найпростіший компонент – метиловий деканоат (метиладеканоат  $C_{11}H_{22}O_2$ ), кислота якого має десять атомів вуглецю ( $C_{10}:0M$ ).

**Основна частина.** В роботі запропоновано моделювання затримки займання дизельного біопалива з використанням двох рівнянь. Для низьких та середніх температур затримка займання підраховується наступним чином:

$$ID = A_{act} \cdot (50)^{1.5} \cdot p^{0.8} \cdot \exp\left(\frac{T_{act}}{T}\right), \quad (1)$$

де  $A_{act}$  – активаційний коефіцієнт (мс);  $CN$  - цетанове число палива;  $p$  - тиск в циліндрі (атм);  $T_{act}$  – акитваційна температура, К;  $T$  – температура, К.

Для високих температур, як правило, затримка займання не залежить від виду палива, тому цетанове число не входить в рівняння для моделювання:

$$ID = A_{act} \frac{1[atm]}{p^{0.8}} \exp\left(\frac{T_{act}}{T}\right). \quad (2)$$

На рисунку 1 показано моделювання затримки займання для компоненту (C10:0M) за тиску 20 атм з часом, використовуючи рівняння (1-2) у порівнянні з експериментальними даними [3].

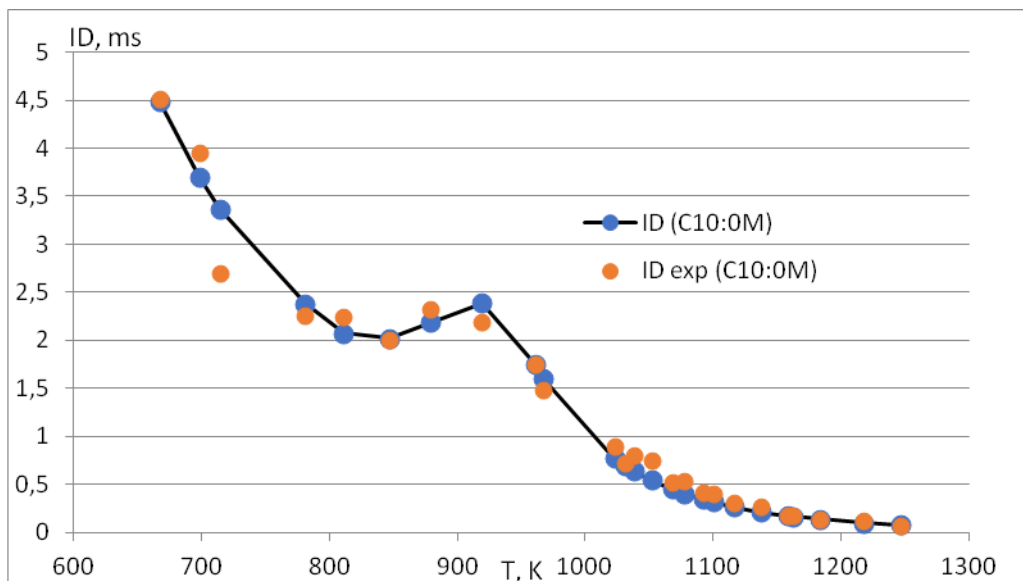


Рисунок 1 – Затримка займання (мс) метилового ефіру (C10:0M)

Для моделювання затримки займання використовувались наступні коефіцієнти: для низьких температур ( $A_{act} = 1.20$  мс,  $T_{act} = 2900$ К), середніх температур ( $A_{act} = 350$  мс та  $T_{act} = -1800$ К) та для високих температур ( $A_{act} = 2.57E-05$  мс та  $T_{act} = 1300$  К). Цетанове число для компоненту (C10:0 M) становить 51.0 [4]. В роботі [5] описані властивості відновлювальних та синтетичних дизельних палив. Такі палива мають меншу густину і достатньо високе цетанове число, у порівнянні з дизельним паливом. Затримка займання суміші таких палив з біопаливом може бути темою наступних досліджень.

## Література

1. Колодницька Р.В. Розпилювання дизельного палива та біопалива у двигунах внутрішнього згоряння: монографія. / Р.В. Колодницька. – Житомир: ЖДТУ, 2017. – 210 с.
2. Колодницька Р.В. Процеси випаровування та згоряння дизельного біопалива у двигунах внутрішнього згоряння : монографія. / Р.В. Колодницька. – Житомир : ЖДТУ, 2018. – 192 с.
- 3 Wang W. Comparative Study of the Autoignition of Methyl Decanoates, Unsaturated Biodiesel Fuel Surrogates. / Wang W., Gowdagiri S. Oehlschlaeger M. A. // Energy Fuels. – 2013, – No. 27: 9. – P. 5527-5532.
4. Giakoumis E. G. Comparative Assessment of Biodiesel Cetane Number Predictive Correlations Based on Fatty Acid Composition. / Giakoumis E. G. and Sarakatsanis C. K. A. // Energies – 2019, № 12. – P. – 422; doi:10.3390/en12030422.
5. Колодницька Р.В. Відновлювальне дизельне паливо та синтетичне паливо як альтернатива для дизельного палива. /Колодницька Р.В., Кравченко О. П // Вісник ЖДТУ.– 2019. – № 1 (83). Технічні науки. С. 3– 11.

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Давиденко Валерій Едуардович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ПЕСПЕРКТИВИ ПАРИЗЬКОЇ УГОДИ ЩОДО ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДІВ ДІОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ ДЛЯ СВІТОВОЇ СПІЛЬНОТИ ТА УКРАЇНИ**

У 2015 році в Парижі на конференції учасників Рамкової конвенції ООН було прийнято угоду щодо зменшення викидів діоксиду вуглецю на період з 2020 по 2050 роки. Зазначена Паризька кліматична угода підписана 177 країнами (серед яких є Україна) та вона остаточно набрала чинності у листопаді 2016 року. Проте по цей час Паризьку угоду повністю ратифікувала незначна частка країн світу. Серед цих країн є Україна, що у 2018 році прийняла Стратегію низьковуглецевого розвитку до 2050 року. Ключовим рішенням Паризької кліматичної угоди є уповільнення приросту глобального потепління на рівні 2°C та створення умов для його остаточного припинення. Це можливо завдяки зменшенню викидів діоксиду вуглецю, для чого плануються заходи з світового переходу енергетики з палива з надр на відновлювані та альтернативні джерела енергії.

На світовий клімат найбільшою мірою впливає діяльність щодо забруднення чотирьох сторін: Китай, США, ЄС, Індія. Загальний обсяг їх викидів діоксиду вуглецю складає 60 % від загального світового обсягу. За країнами та регіонами, що є лідерами з забруднення обсяг викидів діоксиду вуглецю складає наступні співвідношення від світового обсягу: Китай – 28 %, США – 15 %, ЄС – 10 %, Індія – 7 %, Росія – 5 %, Японія – 4 %. Обсяг викидів

діоксиду вуглецю України складає менше одного проценту від світового обсягу (рис. 1).

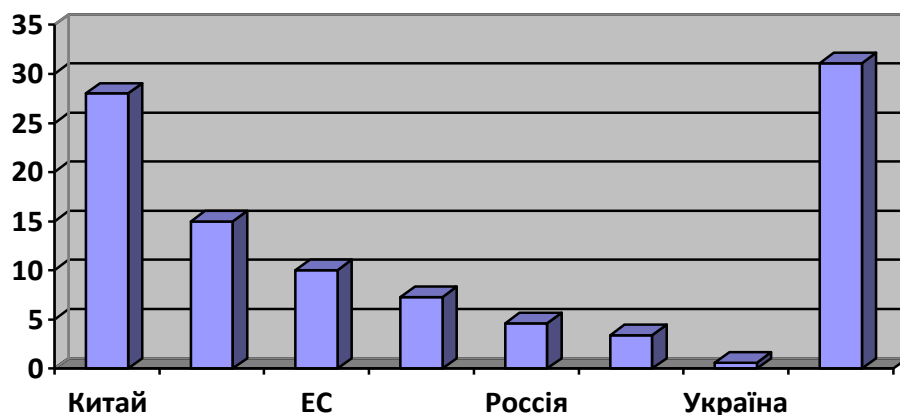


Рисунок 1 - Світові лідери з викидів діоксиду вуглецю та Україна

У грудні 2018 року у місті Катовіце на півдні Польщі 24-ї Конференції сторін Рамкової конвенції ООН про зміну клімату прийнято доповнення до Паризької кліматичної угоди – так званий “Катовіцький пакт”. Було запропоновано перші результати щодо заходів з Паризької кліматичної угоди звітувати у 2023 році. У документі сторони погодилися зі звітом світової спільноти щодо поточного стану забруднення та негативного глобального потепління, а також прийшли до висновку щодо недостатніх дій на планеті з протидії глобальному потеплінню. Було обчислено, що на заходи щодо недопущення зростання глобальної середньої температури на планеті та перехід на відновлювальну та альтернативну енергетику, світова спільнота повинна щороку витратити понад 100 млрд. доларів. Заперечення щодо “Катовіцького пакту” мали Бразилія, Індія та Туреччина, проте вони під тиском суспільності погодилися його не блокувати. Слід зазначити, що Польща та США не ратифікували Паризьку кліматичну угоду. Остаточним результатом “Катовіцького пакту” є перший варіант «Книги правил» з імплементації Паризької кліматичної угоди та зобов'язання майже 200 країн робити внески для досягнення цілей (національно визначені внески). Кожні п'ять років сторони та країни мають звітувати про зроблені внески у Секретаріат Рамкової конвенції ООН про зміну клімату та визначати нові цілі на наступний етап. Проте перше звітування країн призначено раніше п'ятирічного строку - вже на 2023 рік.

Щодо ролі та думки української екологічної спільноти слід зазначити, що поширюється інформація щодо поступової відмови народного господарства від біооплива, а також необхідності скорочення відобуття енергії з вугілля, газу та нафти. Повинно шукати інші шляхи забезпечення енергетичних потреб суспільства та України, зокрема робити інвестиції у розвиток енергетики та нові технології. Серед цих технологій з точки зору екології потрібно робити



увагу на відновлювану енергетику за світовим рівнем, зокрема здешевлення сонячних та вітрових технологій, підвищення екологічних та соціальних стандартів, а також міжнародний консенсус щодо необхідності остаточного переходу пріоритетів на відновлювану енергетику. Ці заходи дозволять скоротити викиди парникових газів та поліпшити світовий клімат. Загальний висновок країн світу полягає у тому, що заміщення традиційних джерел енергії з надр на відновлювані та альтернативні джерела є можливим в рамках кожної країни. Потрібно обрати шлях скорочення та заміщення споживання енергії з надр, підвищення рівнів енергоефективності за всіма сферами життєдіяльності населення, розвивати відновлювану та альтернативну енергетику. Певні кроки та досягнення вже є в Україні. За останній п'ятирічний період удосконалено законодавчу базу у сфері відновлюваної енергетики, розподілу та вдосконаленню енергетичного ринку країни за західними зразками. Крім цього залучено близько 1 млрд. євро в «зелені» проекти на Україні. Майже 0,5 млрд. євро вкладено у введення 1,7 ГВт нових потужностей, що використовують альтернативні джерела енергії. Більше 300 млн євро спрямовано на встановлення майже 300 МВт потужностей з об'єктів відновлюваної електроенергетики, насамперед сонячних електростанцій. Для них було виділено ділянки лісогосподарств на заході України та сільськогосподарські землі чорноземів на півдні України. Все це згідно до думки голови Держенергоефективності Савчука С. свідчить про справжнє дійове удосконалене законодавство, плідну роботу Уряду, Парламенту, усіх учасників енергетичного ринку та народного господарства України. Все це зроблено задля глобального революційного енергетичного переходу України на альтернативну та відновлювальну енергетику, що за думкою єврокомісарів є основою майбутнього економічного зростання, зокрема вважається, що відновлювана енергетика приносить додаткові інвестиції в українську економіку.

Все вищезазначене відкриває нові горизонти розвитку енергетики України. Так, відповідно до Національного плану дій з відновлюваної енергетики було заплановано до 2020 року забезпечення 11% енергетичних потреб України за рахунок енергії з відновлюваних та альтернативних джерел. А кожні наступні 15 років планується підвищення частки енергії з відновлюваних та альтернативних джерел на 15 % до третини від загального обсягу або більше. Все це цілком можливо за рахунок зменшення промисловості та населення України. Так, за 1990-і роки Україна втратила третину від своєї промисловості та людських ресурсів (рис. 2). До 2050 року відповідно до Національного плану дій з відновлюваної енергетики на Україні планується зменшення енергетичних потужностей промисловості ще на 25 % та скорочення енергоспоживання населенням ще на 40 % від показників 2012 року (рис. 3).

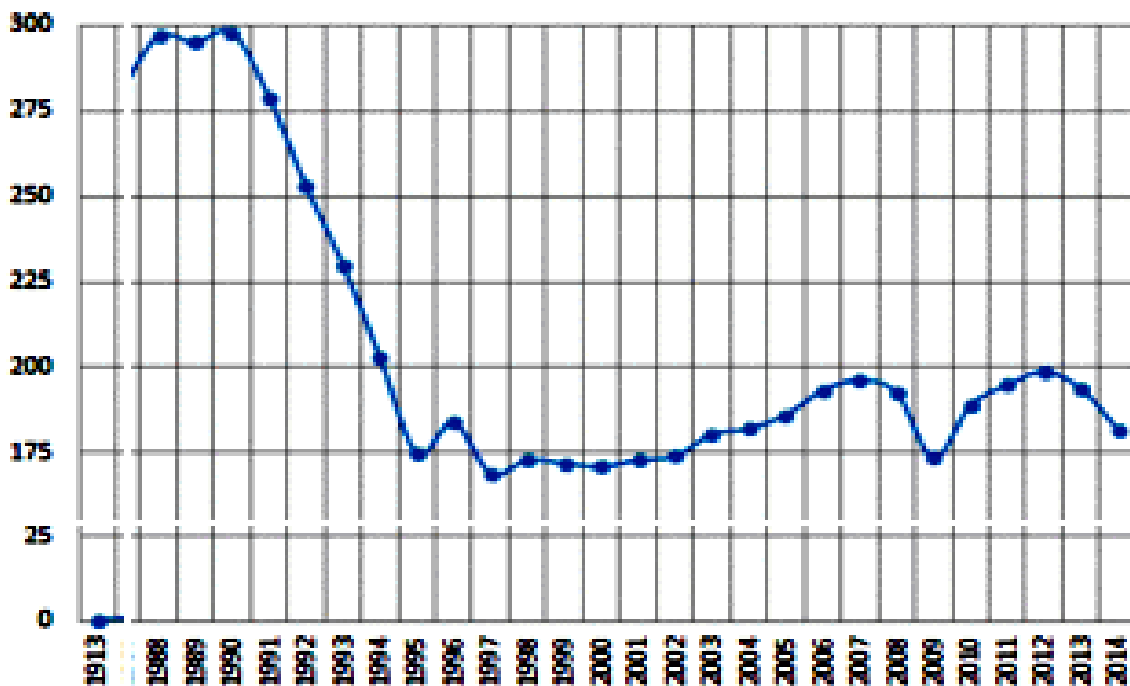


Рисунок 2 – Виробництво електроенергії в Україні з 1913 по 2014 роки (максимальна потужність 300 млрд. кВт\*рік.)

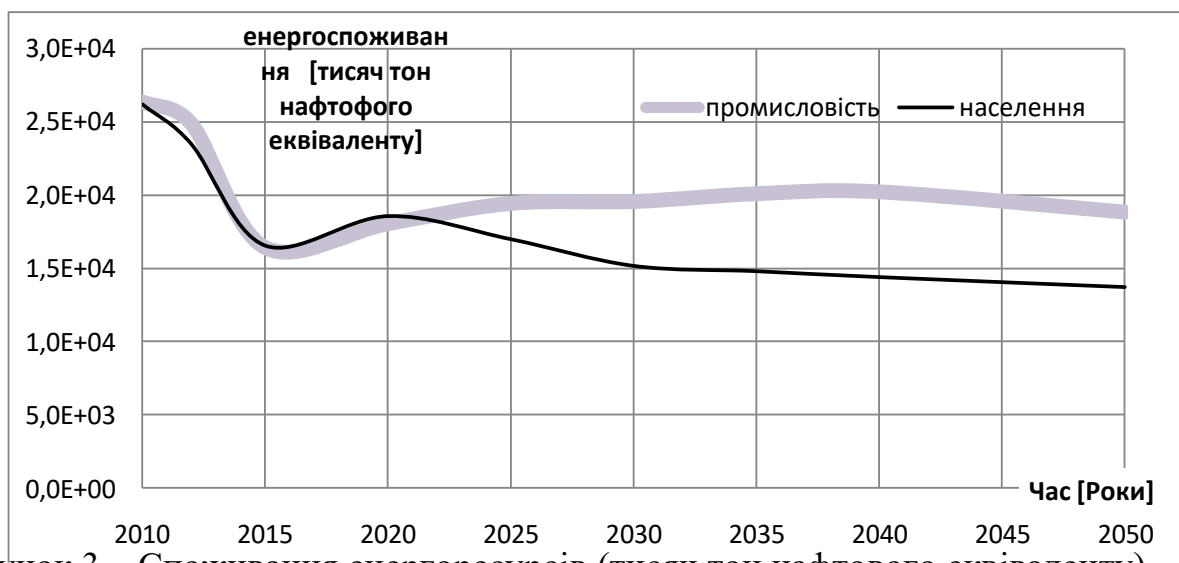


Рисунок 3 – Споживання енергоресурсів (тисяч тон нафтового еквіваленту)

Слід зазначити тверезий погляд державної установи «Інститут економіки та прогнозування НАН України» на Національний план дій з відновлюваної енергетики. Згідно їх висновків ключовою особливістю сучасного глобального економічного підходу є нарощування боротьби між країнами за обмежені природні ресурси, насамперед енергетичні. Тому країни з обмеженої самостійністю на міжнародному законодавчому рівні зобов'язують обмежити самостійне та національне використання надр та інших ресурсів. Це стосується навіть продуктів харчування та сільськогосподарської продукції. Практично всі країни світу зобов'язують обмежити до неповного забезпечення себе всіма ресурсами. Країни з самостійністю (насамперед США, Франція, Германія, Китай) не обмежують себе міжнародними зобов'язаннями та перетворюють їх

собі на користь. Так, Китай розглядає питання щодо скорочення викидів діоксиду вуглецю для всіх інших, а для Китаю утримання їх на певному рівні майже без скорочення від показників 2020 року. Результати всіх проведених світових наукових досліджень показують, що використання енергоресурсів з надр (вугілля, нафта, газ) наносить значну шкоду екосистемі планети та є основною причиною зміни клімату. Саме це ставиться як загроза здоровому життю населення Землі та внаслідок його зменшення - на світовій економіці. Це ставиться стимулом розвитку технологій та засобів використання невичерпних та чистих джерел енергії (вітер, сонячне світло, відновлювані біоресурси та інше). Тому ставиться задача світового рівня, що стосується кожної країни та зокрема України. Для виконання ініціатив низьковуглецевого економічного розвитку, комплексного аналізу взаємозалежностей між умовами використання природних ресурсів та ризиками змін енергетики заохочуються державні установи, приватні та бізнес підприємства, національні та світові організації та спільноти. Зокрема на Україні цим займається багато організацій, проте загальне врегулювання покладено на Держенергоефективність, державну установу «Інститут економіки та прогнозування НАН України» та представництво Фонду ім. Г. Бюлля в Україні. Саме ними було розроблено плани та стратегії щодо можливостей України на перехід до повного використання насамперед відновлюваних джерел енергії до 2050 року. Зазначена трансформація енергетичного сектора України за революційним сценарієм показує можливість видобутку у 2050 році третини енергії для споживання в Україні з відновлювальних та альтернативних «зелених» джерел. Цей «енергетичний перехід» вимагає значних людських, фінансових, технологічних та інноваційних ресурсів. Безумовно повинно зробити також значні структурні зміни в економіці світу та України.

Згідно до «Катовіцького пакту» світова спільнота повинна витратити на виконання умов Паризької кліматичної угоди кожного року понад 100 млрд доларів. У зв'язку з цим президент США Дональд Трамп ще у червні 2017 року назвав причину виходу США з Паризької угоди: "несправедливі економічні обмеження, які вона накладає на американських робітників, бізнесменів і платників податків". Тому США кожного року наголошував на своєму виході з Паризької кліматичної угоди, що остаточно юридично буде оформлено у листопаді 2020 року. Позиція Китаю складається на обмеженні зростання викидів діоксиду вуглецю в Китаї на певному рівні та скорочення загального обсягу викидів за рахунок інших країн світу. Це створило умови відсутності по цей час конкретних та безумовних правил Паризької кліматичної угоди, переліку конкретних обов'язкових дій для кожної країни, а також системи штрафів та обмежень для країн, що не виконують правила Паризької кліматичної угоди. Все це ставить під сумнів досягнення основної мети Паризької угоди – значних результатів щодо зменшення рівнів глобального потепління. Проте певні результати підоплічки Паризької угоди (збереження надр країн третього світу для їх використання світовими лідерами) вже досягнуті шляхом законодавчих національних обмежень на використання

власних надр у своїх внутрішніх національних потребах країнами третього світу.

Найбільший крок з розробки правил стосовно Паризької кліматичної угоди було зроблено в ЄС, де на початок 2020 року представлено пропозиції до законодавства ЄС у сфері довкілля з ціллю забезпечення перетворення Європи до 2050 року на кліматично нейтральний континент. Представлені законодавчі акти є основою європейської «Зеленої угоди». Вони на законодавчому рівні закріплюють зобов'язання кожної країни ЄС щодо досягнення нульового показника викидів парникових газів до 2050 року. Це можливо тільки за умови скоординованих дій всіх країн ЄС. Кліматичний закон ЄС має механізми оцінки виконання членами ЄС національних планів у сфері розвитку «зеленої» енергетики і екології, а також графіки з доповідей Європейського агентства з охорони довкілля, зокрема щодо узагальнення наукових даних про кліматичні зміни та їх вплив. Згідно до Паризької кліматичної угоди розробляються плани на кожне п'ятиріччя до 2050 року. Проте остаточні правила Єврокомісія так і не визначила, їх узгодження призначено на червень 2021-го року. Згідно до Паризької кліматичної угоди перші результати з «зеленої трансформації» будуть оцінюватися ЄС у вересні 2023 року.

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Новіков Сергій Олексійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ЕНЕРГЕТИКА УКРАЇНИ ТА ЗАХОДИ ЩОДО РАМКОВОЇ КОНВЕНЦІЇ ООН ЗІ ЗМІНИ КЛІМАТУ**

За останні два сторіччя народне господарство всіх розвинутих країн базується використанні значних потужностей енергетичного комплексу. Енергетичні потужності цих країн складаються у першу чергу на використанні теплових та атомних електростанцій. Два століття тому сином православного сільського сербського священика Ніколою Тесла було запропоновано два засоби виробництва електроенергії: за допомогою перетворення енергії механічної в електричну за змінним струмом та за допомогою використання енергії на базі теорії ефіру. Перший засіб у ХХІ сторіччі визнано руйнівним для кліматичного балансу та життя на Землі. Другий засіб не має достовірного підтвердження наявності сучасних аналогів, тобто фактично втрачено. Проте заміники використання енергії на базі теорії ефіру активно проектуються, досліджуються та впроваджуються. Ці засоби виробництва енергії отримали назву відновлювані джерела енергії. До них відносяться гідроелектростанції, сонячні та вітрові електростанції, а також інші альтернативні та нетрадиційні джерела енергії [1].

Сучасні зміни енергетики України як і інших сторін життя (економіки, господарства, суспільних відносин) відбуваються в кореляції з міжнародними договорами та інтересами розвинутих країн. Одним з міжнародних договорів є Рамкова конвенція ООН про зміну клімату (англ. United Nations Framework

Convention on Climate Change, UNFCCC). 30 листопада по 12 грудня 2015 на 21-й конференції учасників UNFCCC в Парижі йшло обговорення прийняття угоди щодо зменшення викидів діоксиду вуглецю з 2020 року в рамках світової спільноти. Паризьку угоду про зміну клімату (кліматична угода) було підписано 22 квітня 2016 року у м. Нью-Йорк та вона набрала чинності 4 листопада 2016 року. Зазначену угоду підписано 177 країнами, 22 країни її ратифікували. Україна ратифікувала Паризьку угоду ще в 2016 році одразу після Беніну та ввійшла до першої десятки країн, що ратифікували цю угоду. Раніше угоду ратифікували Франція, Німеччина, США, Великобританія, Канада, Мексика, Чехія. Обов'язковим етапом ратифікації є розробка та подання до Секретаріату Рамкової конвенції ООН про зміну клімату Стратегії низьковуглецевого розвитку (тобто щорічного зменшення викидів діоксиду вуглецю) країни до 2050 року. Україна прийняла цей документ до впровадження 18 липня 2018 року. Паризька угода в рамках UNFCCC щодо регулювання заходів зі зменшення викидів діоксиду вуглецю має термін дії з 2020 року по 2050 рік. Вона прийшла на зміну Кіотському протоколу.

Історія боротьби за клімат на міжнародному рівні починається 9 травня 1992 року, коли було до ООН подано проект екологічного договору. Подія відбувалась в Ріо-де-Жанейро на Конференції Організації Об'єднаних Націй з навколишнього середовища і розвитку (КООНОСР), неофіційно відомої як Саміт Землі. Результатом обговорення було створення міжнародного екологічного договору у формі Рамкової конвенції ООН зі зміни клімату. Метою створення договору є стабілізація концентрації парникових газів в атмосфері на рівні безпечного антропогенного впливу на клімат Землі. Екологічна конвенція набрала чинності 21 березня 1994. Україна її підписала 11 червня 1992 року і ратифікувала 29 жовтня 1996 року [2]. Взагалі до Рамкової конвенції ООН зі зміни клімату приєдналися 196 учасників. Першим найвідомішим серед світової спільноти завданням новий орган ООН поставив створення національних кадастрів викидів і абсорбції парникових газів.

11 грудня 1997 році було укладено Кіотський протокол, до якого приєдналося 191 країна. Проте протокол почав діяти з 16 лютого 2005 року після ратифікації його Росією. Зазначений протокол є міжнародним юридично оформленим зобов'язанням для розвинених країн щодо скорочення викидів парникових газів. Протокол має план по регіонам та конкретним країнам щодо скорочення або стабілізації викидів парникових газів на 2008–2012 роки до приблизного рівня 1990 року та нижче. По країнам зобов'язання щодо зменшення середньорічних обсягів викидів парникових газів зобов'язання має середній рівень 5 %, проте найбільші показники зобов'язань мають скандинавські країни – 28 %. Дію протоколу продовжено до 2020 року.

Необхідність Паризької угоди про зміну клімату було зумовлено її обмеженнями, що не надавали можливість світового врегулювання клімату. Так Кіотський протокол не мав дії на Китай та Індію, що були віднесені до країн з несучасними економічними потужностями. США підписали, проте не ратифікувала Кіотський протокол. Росія та Канада з 2012 року відмовились від

подальших зобов'язань щодо Кіотського протоколу. Все це привело до стану шкідливих викидів [3], що зображено на рис. 1.

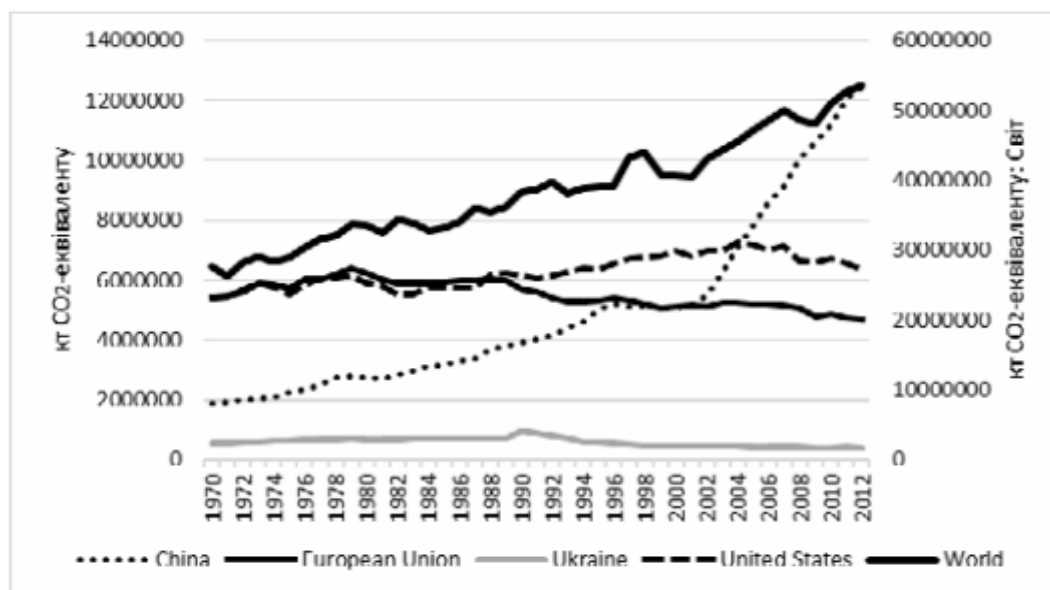


Рисунок 1 - Викиди парникових газів в атмосфері

Паризька кліматична угода на відміну від Кіотського протоколу, зобов'язує всі країни скоротити шкідливі викиди в атмосферу з метою зменшення темпів глобального потепління.

18 липня 2018 року Уряд України прийняв Стратегію низьковуглецевого розвитку України до 2050 року. Цей документ має план скорочення викидів парникових газів, впровадження екологічно безпечних засобів виробництва, застосування "зелених" технологій за всіма секторами економіки. Якщо всі країни розроблять аналогічні документи, то вважається можливим утримання приросту глобальної середньої температури не більше 2°C, а при оптимістичному розвитку досягнення межі нижчої за 1,5°C від доіндустріального рівня.

Для цього планується зміна енергетичного сектору на вуглецево-нейтральний (викиди парникових газів мають повністю поглинатися на планеті). Це названо «енергетичним перехідом» (energy transition) на принципи сталого розвитку від видів енергетичних ресурсів з надр до відновлюваних та альтернативних джерел енергії. В Україні цим займаються представництво Фонду ім. Генріха Бьолля та Державна установа «Інститут економіки та прогнозування Національної академії наук України» (ІЕП НАНУ). За результатами їх роботи встановлено три сценарії розвитку енергетики України. Дослідження проводилися з використанням економіко-математичних моделей, які на постійній основі використовуються ІЕП НАНУ (TIMES-Україна та інші).

Базовим є консервативний сценарій, щодо якого передбачається «заморожування» технологій на досягнутому рівні. За ліберальним сценарієм передбачається розвиток енергетичного сектору за умов вільної конкуренції. Цим сценарієм протилежить революційний, згідно до якого прогнозується стрімкий розвиток відновлюваних джерел енергії до рівня 91% або вище у кінцевому

споживанні енергетичних ресурсів на 2050 р. Всі ці сценарії передбачають поступове зменшення потужностей атомних та теплових електростанцій, а також поступовий вивід їх з експлуатації без заміни новими аналогічними енергоблоками. Зокрема за сценаріями планується зменшення енергоспоживання промисловістю на 6 млн. тон нафтового еквіваленту (на 24%), а населенням України на 9,7 млн. тон нафтового еквіваленту (на 41,5%) [4 - 8]. Для всіх сценаріїв порівняння ведеться з роком офіційного припинення дії Кіотського протоколу – 2012 роком, коли Росія та Канада відмовились від його подовження.

Згідно до консервативного сценарію характеристики більшості енергетичних технологій зберігаються на рівні з 2012 р. незмінними до досягнення 2050 р. Внаслідок цього не відбувається підвищення використання енергетичних ресурсів з надр та в енергетиці України використовується незначна частина відновлюваних та альтернативних джерел енергії. Цей консервативний сценарій використовується для базових показників, з якими порівнюються ліберальний та революційний сценарії. Також згідно до показників консервативного сценарію обчислюються ефективність заходів, політик, що стимулюють технологічні зміни в енергетиці та економіці.

Відповідно до ліберального сценарію передбачається успішна конкуренція на національному енергетичному ринку серед різних виробників та постачальників. У разі виконання цього фактору можна передбачати, що частка відновлюваних та альтернативних джерел енергії в енергетиці України до 2050 р. може перевищити 30%. Крім цього, впровадження спеціального стимулювання заходів щодо вимог підвищення енергоефективності потреби в енергетичних ресурсах спадатимуть при одночасному зростанні економіки. Результати ліберального сценарію демонструють позитивні перспективи конкурентоспроможності відновлюваної та альтернативної енергетики порівняно до традиційної з надр, без застосування додаткового стимулювання розвитку відновлюваних та альтернативних джерел енергії в енергетиці України.

Умовою революційного сценарію є впровадження цільової державної політики щодо розвитку відновлюваної енергетики та скорочення традиційної енергетики. Це зумовить так званий «енергетичний перехід» України, тобто шляхом законодавчих та економічних заходів частка відновлюваних та альтернативних джерел енергії буде штучно підвищена до 2050 р. до рівня 91%. Це можливо лише шляхом скорочення потреб в енергоресурсах на 42% у порівнянні з консервативним сценарієм. Згідно до проекту це можливо за рахунок впровадження заходів з підвищення енергоефективності та енергозбереження. Пропонується за цим сценарієм комплексний підхід, що стосується не тільки екології та енергетики України, але й енергоємної промисловості (металургія, хімічна галузь тощо), соціально-економічні.

Проте критика Стратегії низьковуглецевого розвитку України до 2050 року вказує на те, що ліберальний та революційний сценарії не відповідають дійсності. Річ у тому, що в розвинутих країнах з так званою підвищеною енергоефективністю кожні 10 років споживання електроенергії збільшується у середньому на 5 %. Підвищення потреб у електроенергії у розвинутих країнах компенсується насамперед будівництвом нових енергоблоків теплових та



атомних електростанцій. Відновлювані та альтернативні джерела енергії в дійсності займають найменшу або незначну частку енергетики розвинутих країн та України. Тому заплановані урядом зміни енергетики України насамперед приведуть до значних втрат народного господарства, а також національного технічного та наукового потенціалу країни.

### Література

1. Варламов Г. Б. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії / Варламов Г. Б., Любчик Г. М., Маляренко В. А. К. : Політехніка, 2003. 228 с.
2. ЗУ «Про ратифікацію Рамкової конвенції ООН про зміну клімату»
3. The World Bank. World Development Indicators. URL: <http://data.worldbank.org/indicator> (дата звернення: 20.12.2019)
4. Энергия. Экология. Будущее / В. П. Семиноженко, П. М. Канило, В. Н. Остапчук, А. И. Ровенский. Харьков: Прапор, 2003. 464 с.
5. Касимов А. М. Промышленные отходы. Проблемы и решения. Технологии и оборудование / Касимов А. М., Семенов В. Т., Романовский А. А. Х. : ХНАГХ. 2007. 411 с.
6. Варламов Г. Б. Теплоенергетика та екологія / Г. Б. Варламов, Г. М. Любчик, В. А. Маляренко. Харків: САГА, 2008. 234 с.
7. Чирков Ю. Карусель енергетики. К.: Академический проект, 2016. 408 с.

Роговий Андрій Сергійович, д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

### ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ

У технологічних процесах вугільної, хімічної, теплоенергетичної промисловостей, сільському господарстві, транспорті перекачування різних одне- і багатофазних середовищ здійснюється динамічними насосами, ефективність роботи яких істотно визначає ефективність виробництва. Характерні для наведених галузей екстремальні умови експлуатації приводять до швидкого зношування механічних робочих органів насосів [1].

Струминні насоси мають такі переваги як-от: високі показники надійності й довговічності, значення яких у багато разів перевищують надійність і довговічність насосів з механічними рухливими робочими органами, простота конструкції, можливість роботи на сумішах різного складу й концентрації фаз. Основними недоліками існуючих струминних насосів є низький ККД, що не перевищує 30 %, а досяжні параметри їх роботи на газі обмежені особливостями надзвукових потоків [2]. Таким чином, удосконалення енергетичних характеристик струминних нагнітачів є актуальним завданням, одним з напрямків розв'язку якого є пошук і розробка нових пристроїв, заснованих на більш ефективних принципах передачі енергії, що дозволяють знизити зазначені недоліки. Такими пристроями є вихорокамерні нагнітачі (ВКН) [3]. Однак, геометричні співвідношення, що характеризують проточну

частину, та при яких досягаються оптимальні енергетичні параметри ще не встановлені. В основу даної роботи поставлене завдання знаходження взаємовпливу геометричних параметрів проточної частини ВКН і визначення асимптотичних параметрів роботи.

Результати досліджень роботи ВКН, наведені в роботах [4-6] показали, що в більшості випадків при їх розрахунках необхідно вирішувати наступні два завдання:

1. Визначення оптимальних витрат у робочих каналах і ККД при заданому тиску на вході в насос.

2. Визначення досяжних тиску й витрати на виході з насоса при заданих параметрах потоку в живильному й усмоктувальному каналах на вході в насос і заданої концентрації суміші, що перекачується.

У випадку нестисливої рідини основними параметрами ВКН (рис. 1), як і будь-якого іншого насоса динамічного типу, є: об'ємні витрати  $Q_s$ ,  $Q_{in}$ ,  $Q_{out}$ ,  $Q_e$ ; тиск на виході з насоса  $p_e$  й ККД  $\eta$ .

Отже, знаходження досяжних параметрів насоса зводиться до визначення максимально досяжних витрати й тиску на виході з насоса, а також оптимальних (максимальних) показників ККД. У випадку, розрахункового режиму роботи насоса, уся витрата робочого середовища  $Q_{in}$  надходить на вихід насоса й дорівнює витраті  $Q_e$ , а допоміжна витрата або витрата живлення  $Q_s$  надходить у дренажний канал і дорівнює витраті  $Q_{out}$ , тоді:

$$Q_e = Q_{in}; \quad Q_s = Q_{out}.$$

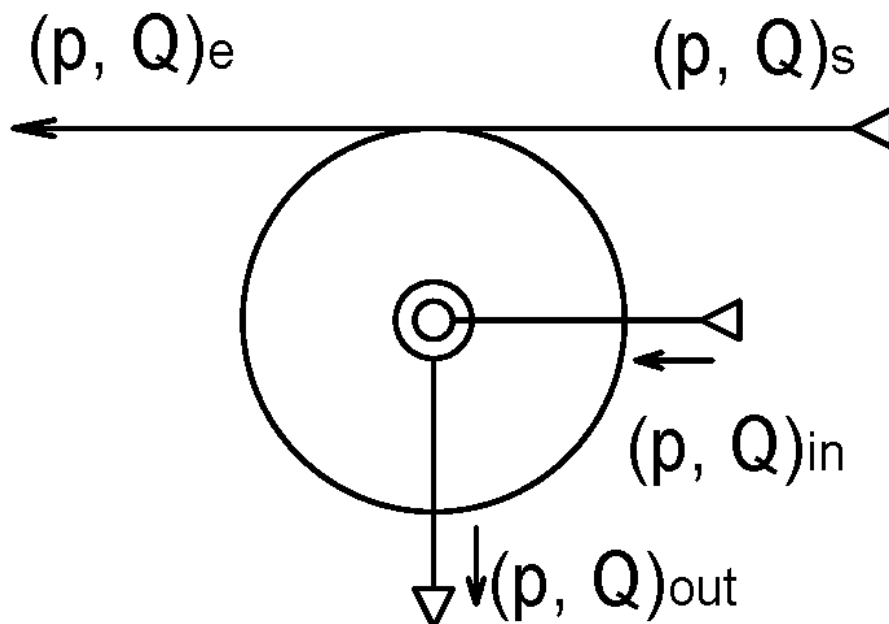


Рисунок 1 – Схема вихорокамерного нагнітача

Тиск на виході з насоса визначається співвідношеннями встановленими для вихрових клапанів [7, 8]:

$$p_e = p_R = p_s \cdot \bar{p}_R,$$

де  $p_R$  – тиск на периферії вихрової камери;  $p_s$  – тиск у тангенціальному каналі живлення;

$$\bar{p}_R = p_R / p_s.$$

Витрату  $Q_e$  можна знайти за допомогою відомого співвідношення для нестисливої рідини, враховуючи, що  $Q_e = Q_{in}$ :

$$Q_e = (\mu f)_{in} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{in}}{\rho}},$$

де  $\mu_{in}$ ,  $f_{in}$  – коефіцієнт витрати й площа поперечного перерізу каналу всмоктування;  $\rho$  – густина середовища, що перекачується;  $\Delta p_{in}$  – перепад тисків в каналі всмоктування.

$$\Delta \bar{p}_{in} = \frac{\Delta p_{in}}{p_s} = \bar{p}_{vac},$$

де  $\Delta p_{in}$  – тиск розрідження, що виникає на осі вихрової камери;  $\bar{p}_{vac}$  – відносний перепад тиску (коефіцієнт вакууму).

Для визначення досяжних значень витрати й тиску на виході з насоса необхідно знати залежність перепаду тиску від геометричних параметрів вихрової камери.

Як встановлено при дослідженнях вихрових камер перепад тиску залежить від діаметра вихрової камери. Це визначається залежністю зміни статичного тиску вздовж радіусу вихрової камери стосовно до вихрових клапанів, проведених у роботі [9]. Тому для знаходження коефіцієнта вакууму були зроблені експериментальні дослідження розподілу тиску вздовж радіусу вихрової камери в ВКН. При цьому використовувалася модель насоса з вихровою камерою змішання діаметром 50, 100 і 200 мм, що має діаметр дренажного каналу насоса  $d_o = 10$  мм. При проведенні досліджень діаметр дренажного каналу був постійний, і отже, відносний діаметр вихрової камери дорівнював  $\bar{D} = D / d_o = 5, 10, 20$ . Результати проведених досліджень показані на рис. 2.

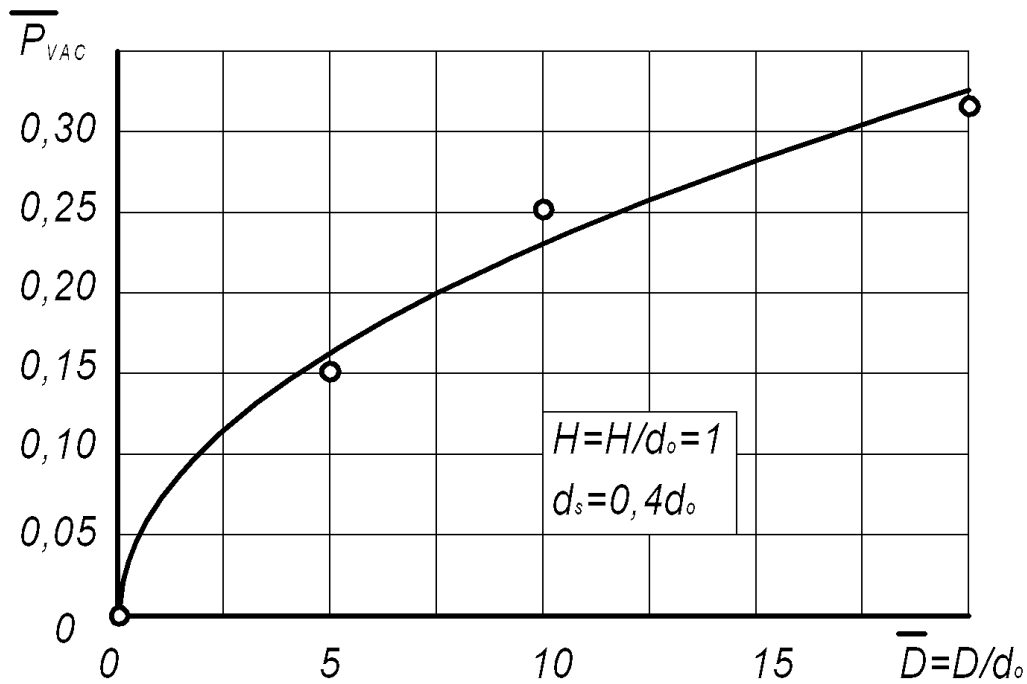


Рисунок 2 – Експериментальна залежність вакууму на осі вихрової камери від її розмірів

Як видно, з рис. 2, приведений перепад тиску зростає зі збільшенням відносного діаметра вихрової камери. Наведені на рисунку позначення:  $H$  – висота вихрової камери;  $d_s$  – діаметр тангенціального каналу живлення.

Оптимізація характеристик насоса за тиском на виході з насосу, і за ККД, на основі методів планування експерименту дозволяє знайти відповідні геометричні параметри. При цьому проводився повний факторний експеримент (ПФЕ), на основі фізичного й числового експерименту. При цьому досліджуються залежності, що визначають енергетичні характеристики ВКН; вибираються фактори, які можуть суттєво впливати на характеристики об'єкта (відносний діаметр вихрової камери й відносний діаметр каналу живлення); за допомогою апріорної інформації про об'єкт визначаються значення факторів, при яких виходять результати, близькі до оптимальних. Ці точки при плануванні розглядають як нульовий (основний) рівень ( $\bar{D} = 10$ ,  $\bar{d}_s = 0,6$ ).

Розрахунки показали, що отримана апроксимаційна модель є адекватною й може бути використана для визначення оптимальних значень відносних діаметрів вихрової камери й каналу живлення.

Екстремуми поверхонь  $\bar{p}_R = f(\bar{D}, \bar{d}_s)$  і  $\eta = f(\bar{D}, \bar{d}_s)$  знаходять за умов:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{p}_R}{\partial \bar{D}} = 0; \\ \frac{\partial \bar{p}_R}{\partial \bar{d}_s} = 0, \end{cases} \quad \text{і} \quad \begin{cases} \frac{\partial \eta}{\partial \bar{D}} = 0; \\ \frac{\partial \eta}{\partial \bar{d}_s} = 0. \end{cases}$$

Для визначення залежності тиску на виході з насоса від геометричних параметрів вихрової камери (відносного діаметра вихрової камери й відносного діаметра каналу живлення  $\bar{d}_s = d_s / d_o$ ) були проведені експериментальні дослідження перепаду тиску або коефіцієнта вакууму. При проведенні експериментів відносний діаметр каналу живлення дорівнював  $\bar{d}_s = 0,42; 0,5; 0,67; 0,83$ .

Для відносного тиску на стінках вихрової камери була побудована апроксимуюча поверхня, яка показана на рис. 3.

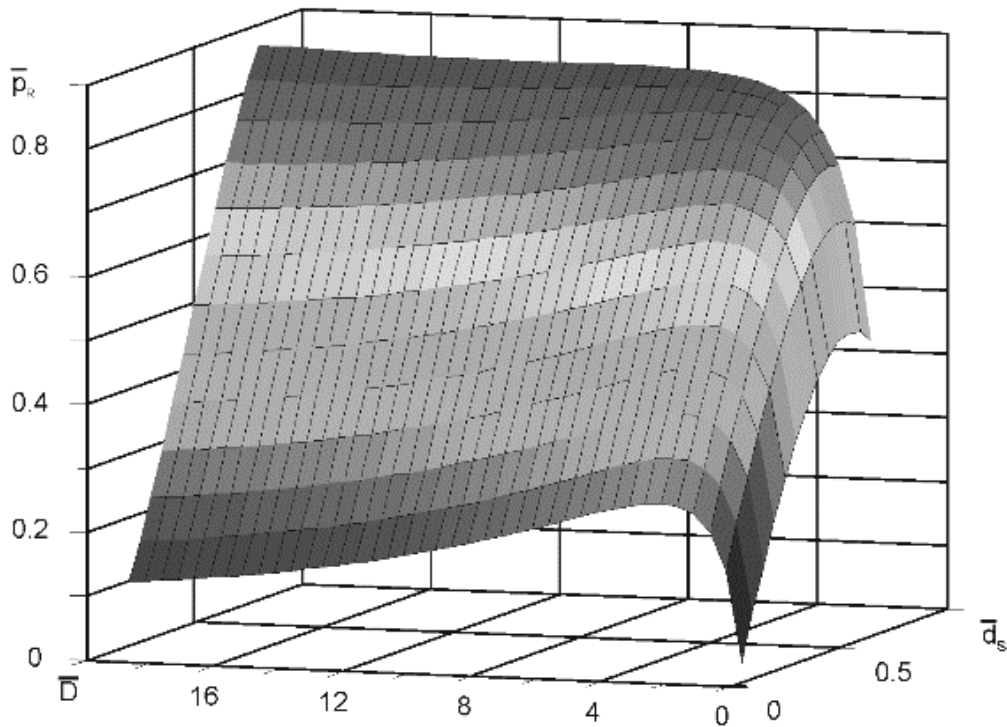


Рисунок 3 – Залежність тиску на виході з насоса від його геометричних параметрів

З рис. 3. йде, що при збереженні постійного значення відносного діаметра каналу живлення й зміні діаметра вихрової камери, можна досягти максимальних значень відносного тиску на стінках вихрової камери, і відповідно тиску  $p_e$  на виході з насоса. При постійних значеннях відносного діаметра вихрової камери спостерігається монотонний характер зміни відносного тиску залежно від відносного діаметра каналу живлення. При цьому при збільшенні значень  $\bar{d}_s$  збільшуються й значення  $p_e$ .

**Висновки.** Зі зростанням відносного діаметра вихрової камери, зростає витрата на виході з насоса.

Оптимізація характеристик насоса за тиском на виході дозволила знайти оптимальну конструкцію з відносними значеннями  $\bar{D} = 10; \bar{d}_s = 0,8$ .

## Література

1. Роговий А. С. Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.17/ Андрій Сергійович Роговий; Харківський політехнічний ін-т, нац. техн. ун-т. – Харків, 2017. – 36 с.
2. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил: в 4-х т. /А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. – Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000 - т.3: Закрученные потоки. – 477 с.
3. Сьомін Д.О. Вихорокамерні нагнітачі: монографія / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий –Харків: ФОП Мезіна В.В., 2017. – 204 с.
4. Сьомін Д.О. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20 (1192) – С. 68-71.
5. Rogovyi A.S. Verification of Fluid Flow Calculation in Vortex Chamber Superchargers/ A.S. Rogovyi // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. / МОН Украины, ХНАДУ. – Харьков, 2016. – Вып. 39. – С. 39-46.
6. Rogovyi A. Energy performances of the vortex chamber supercharger / A.Rogovyi. // Energy – № 163. – 2018. – pp. 52-60. 012011 doi:10.1088/1757-899X/233/1/012011.
7. Сьомін Д.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.2 Гетерогенні робочі середовища: монографія. / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В., Мальцева М.О. - Луганськ: вид-во СЛУ ім. В.Даля, 2013. – 190 с.
8. 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.
9. Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Л.В., Мальцева М.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах: Монографія. - Луганськ: вид-во СЛУ ім. В.Даля, 2009. Ч.1 Однорідні робочі середовища. – 256 с.

Роговий Андрій Сергійович, д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

Богдан Андрій Сергійович, студент Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### ОПТИМІЗАЦІЯ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ ЗА КОЕФІЦІЄНТОМ КОРИСНОЇ ДІЇ

Використання вихорокамерних нагнітачів у промисловості обмежене достатньо низьким коефіцієнтом корисної дії (ККД) [1]. Він перевищує ККД

відомих струминних нагнітачів, але значно менший у порівнянні з нагнітачами інших типів: об'ємні та лопатеві. ККД вихрового ежектору не перевищує 10 %, ККД класичних прямоточних струминних насосів не перевищує 25-30 % [2]. З іншої сторони, вихорокамерні нагнітачі (ВКН) слід використовувати в тих галузях виробництва, де умови роботи нагнітачів можливо вважати складними: вугільна, транспорт, збагачення корисних копалин, хімічна та теплоенергетична промисловість [3]. Основною причиною використання струминних нагнітачів в промисловості є високий показник надійності роботи струминної техніки. Це відбувається за рахунок відсутності механічних рухомих елементів в зоні контакту з забрудненими середовищами, на відміну від нагнітачів інших типів. Удосконалювання енергетичних показників струминної техніки є актуальною проблемою, вирішенням якої є збільшення ККД струминних вихорокамерних нагнітачів, що дозволить збільшити сферу використання струминної техніки у промисловості та покращити показники надійності та довговічності гідравлічних та пневматичних систем.

Дослідження енергетичних показників роботи вихорокамерних нагнітачів наведені в роботах [4-8]. Однак, існування двох різних режимів роботи ВКН викликає деякі складності щодо оптимізації геометричних параметрів задля отримання найкращих значень ККД. Загалом кажучи, ВКН з одними й тими ж самими геометричними параметрами може працювати за двома режимами: режим роботи з дренажним каналом [9], та режим всмоктування середовища, що перекачується, через обидва осьові канали [10]. Робота ВКН за тим чи іншим режимом може бути реалізована за рахунок зміни площі (або опору) вихідного тангенціального каналу.

В даній статті буде проведено оптимізацію геометрії нагнітача першого режиму роботи – робота з дренажним каналом.

Коефіцієнт корисної дії знаходимо в такий спосіб:

$$\eta = \frac{N_{pos}}{N_{sup}};$$

$$N_{pos} = p_e Q_e = p_s \cdot \bar{p}_R \cdot (\mu f)_{in} \sqrt{\frac{2(\bar{p}_{vac} p_s \cdot \bar{p}_R)}{\rho}};$$

$$N_{sup} = p_s Q_s = p_s \cdot (\mu f)_s \sqrt{\frac{2(p_s - p_R)}{\rho}} = p_s \cdot (\mu f)_s \sqrt{\frac{2p_s(1 - \bar{p}_R)}{\rho}};$$

Тоді,

$$\eta = \frac{N_{pos}}{N_{sup}} = \frac{\mu_{in}}{\mu_s} \cdot \frac{\bar{d}_{in}^{-2}}{\bar{d}_s^{-2}} \sqrt{\frac{\bar{p}_{vac} \cdot \bar{p}_R}{(1 - \bar{p}_R)}};$$

Де  $d_{in}, d_o, d_s$  – діаметри каналу всмоктування, дренажного каналу та каналу живлення нагнітача відповідно;  $\bar{d}_{in} = d_{in} / d_o$  – відносний діаметр каналу входу.  $p_s, p_{in}, p_e, p_R, p_{vac}$  – тиск в каналі живлення, в каналі всмоктування, в вихідному каналі, на периферії вихрової камери та вакууметричний тиск біля осі вихрової камери відповідно.  $\Delta p_{in}$  – тиск розрідження, що виникає на осі вихрової камери;  $\bar{p}_{vac}$  – відносний перепад тиску (коефіцієнт вакууму).  $\bar{p}_R = p_R / p_s$ .  $Q_s, Q_e, Q_{in}$  – об’ємні витрати в каналах живлення, вихідному каналі та каналі всмоктування відповідно.  $\mu_{in}, \mu_s$  – коефіцієнти витрати в каналі всмоктування та в каналі живлення відповідно.  $f_{in}, f_s$  – площі каналів всмоктування та живлення відповідно. У попередніх дослідженнях на експериментальних і математичних моделях розподілу тиску вздовж радіусу вихрової камери, було отримано [11, 12], що область розрідження у вихровій камері обмежується радіусом  $r = 0,5r_o$ . Отже, при  $\bar{d}_{in} = 0,5$ :

$$\eta = \frac{\mu_{in}}{\mu_s} \cdot \frac{0,25}{\bar{d}_s^2} \sqrt{\frac{\bar{p}_{vac} \cdot \bar{p}_R}{(1 - \bar{p}_R)^3}}$$

Таким чином, коефіцієнт корисної дії залежить від двох геометричних параметрів вихрової камери – відносного діаметра каналу живлення  $\bar{d}_s$  й відносного діаметра камери  $\bar{D}$ , тому що  $\bar{p}_{vac} = f(\bar{D})$ , а  $\bar{p}_R = f(\bar{D}, \bar{d}_s)$  [11]. Отже, на підставі попередніх досліджень, можна побудувати поверхню для коефіцієнта корисної дії (рис. 1).

Як видно з рис. 1 у поверхні є екстремум (максимум) при  $\bar{d}_s = 0,5$ ,  $\bar{D} = 4,5$  –  $\eta = 0,4$  (максимально досяжний коефіцієнт корисної дії ВКН з дренажним каналом, з урахуванням прийнятих допущень [11]).

При збереженні постійного значення відносного діаметра каналу живлення й зміні діаметра вихрової камери, можна досягти максимальних значень коефіцієнта корисної дії насоса.

При постійних значеннях відносного діаметра вихрової камери спостерігається монотонний характер зміни ККД залежно від відносного діаметра каналу живлення. При цьому при більших значеннях  $\bar{d}_s$  збільшуються й значення  $\eta$  в області  $\bar{D} > 10$ , а в області  $\bar{D} < 10$  при збільшенні  $\bar{d}_s$ ,  $\eta$  – зменшується.



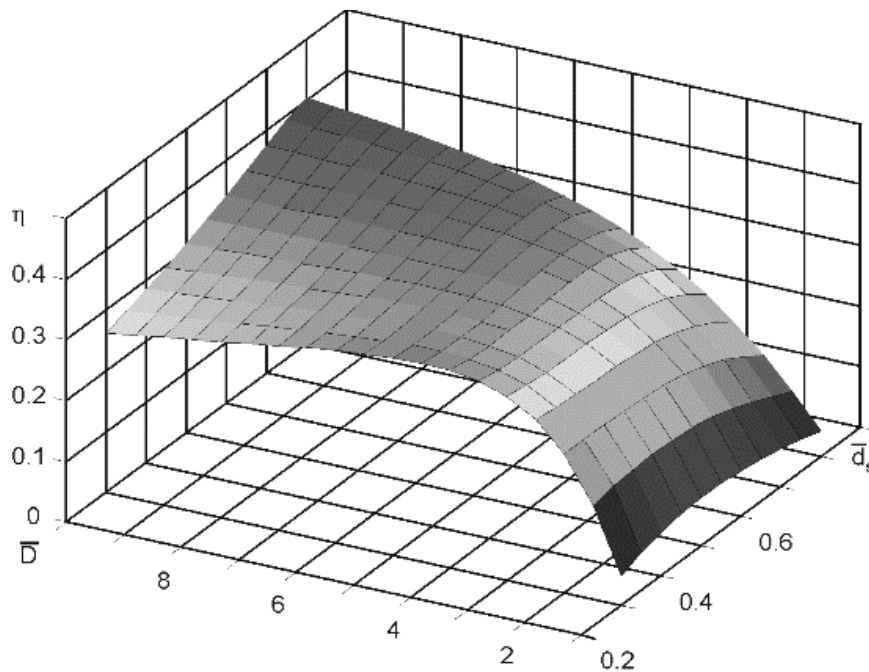


Рисунок 1 – Залежність ККД від геометричних параметрів нагнітача

Для підтвердження отриманих оптимальних розмірів вихрової камери були проведені експериментальні дослідження енергетичних характеристик ВКН: ККД і відносного тиску, створюваного насосом від відносної витрати на виході з насоса й відносного діаметра каналу живлення при  $\bar{D} = 5$ , результати, яких показані на рис. 2.

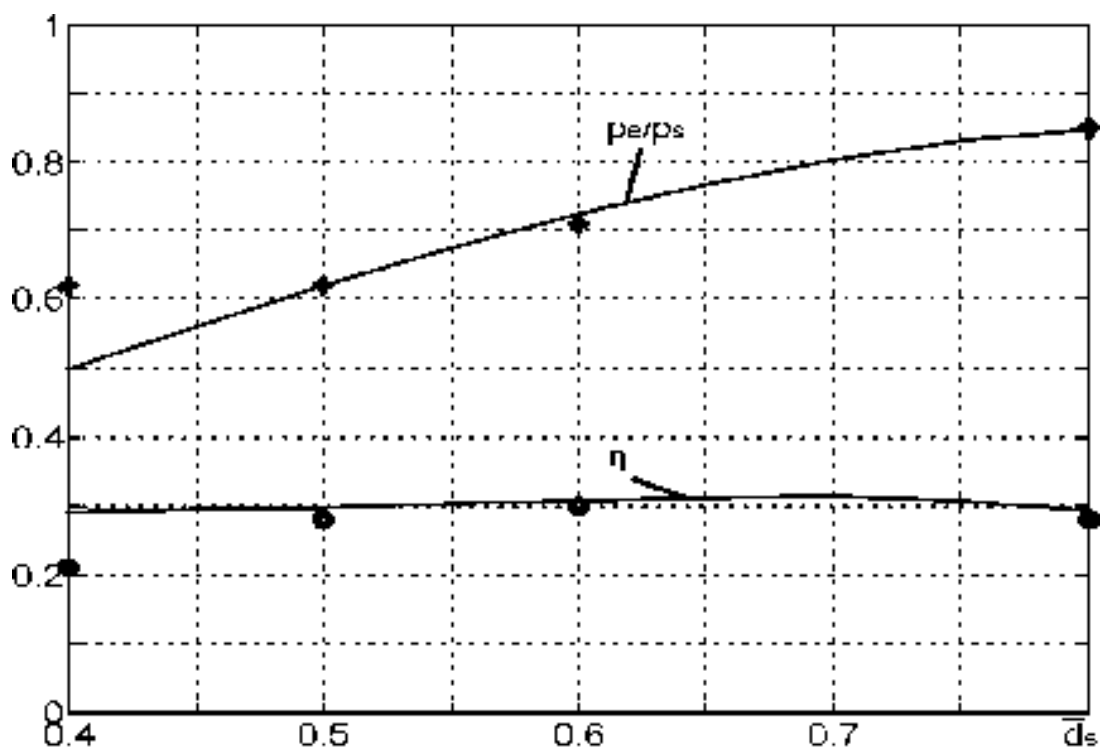


Рисунок 2 – Перевірка адекватності отриманої моделі експериментальними характеристиками нагнітача

Адекватність отриманої моделі перевірялася зіставленням розрахункових поверхонь і експериментальних даних. Отримано, що модель адекватна при довірчій імовірності 0,95 та довірчих інтервалах:  $\Delta \bar{p}_R = 0,035$  і  $\Delta \eta = 0,0257$  [13, 14].

На рис. 3. представлені експериментальні залежності енергетичних характеристик ВКН при  $\bar{D} = 5$ .

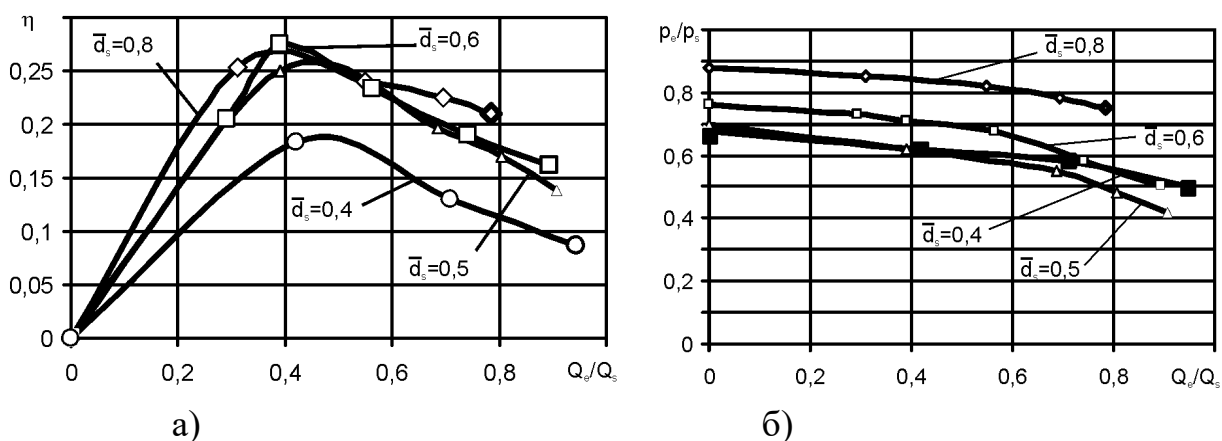


Рисунок 3 – Залежності енергетичних характеристик: ККД (а) і відносного тиску (б) від відносних витрат на виході з насоса й діаметра каналу живлення

З рис. 3 йде, що апроксимаційні залежності ККД і тиску на виході з насоса адекватно описують залежності енергетичних характеристик від геометричних розмірів вихрової камери змішання.

### Висновки.

Оптимізація характеристик насоса за ККД дозволила знайти відповідні геометричні параметри. За ККД оптимальною є конструкція з відносними значеннями –  $\bar{D} = 4,5$ ;  $\bar{d}_s = 0,5$ .

### Література

- 10.Роговий А. С. Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.17/ Андрій Сергійович Роговий; Харківський політехнічний ін-т, нац. техн. ун-т. – Харків, 2017. – 36 с.
- 11.Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил: в 4-х т. /А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. – Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000 - т.3: Закрученные потоки. – 477 с.
- 12.Сьомін Д.О. Вихорокамерні нагнітачі: монографія / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий –Харків: ФОП Мезіна В.В., 2017. – 204 с.
- 13.Сьомін Д.О. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов. // Вісник Національного технічного університету

«ХП». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХП». – 2016. – № 20 (1192) – С. 68-71.

14. Rogovyi A.S. Verification of Fluid Flow Calculation in Vortex Chamber Superchargers/ A.S. Rogovyi // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. / МОН Украины, ХНАДУ. – Харьков, 2016. – Вып. 39. – С. 39-46.

15. Rogovyi A. Energy performances of the vortex chamber supercharger / A. Rogovyi. // Energy – № 163. – 2018. – pp. 52-60. 012011 doi:10.1088/1757-899X/233/1/012011.

16. Сьомін Д.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.2 Гетерогенні робочі середовища: монографія. / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В., Мальцева М.О. - Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2013. – 190 с.

17. 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.

18. Сёмин Д.А., Роговой А.С. Экспериментальные исследования характеристик струйно-вихревого насоса. // Вісник СумДУ. – 2005. – 12(84). – С. 64-70.

19. Сёмин Д.А., Роговой А.С. Математическое моделирование рабочих процессов безроторных центробежных насосов. // Вісник СНУ ім. В.Даля. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. - №5 (159). Ч.1 – 2011. – С. 338 – 344.

20. Роговий А.С. Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів.: Дис...канд. техн. наук: 05.05.17 / Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. — Луганськ., 2007. — 193 арк.

21. Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Л.В., Мальцева М.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах: Монографія. - Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2009. Ч.1 Однорідні робочі середовища. – 256 с.

22. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Программированное введение в планирование эксперимента / Ю.П.Адлер, Е.В. Маркова., Ю.В. Грановский - М.: «Наука», 1971.- 274 с.

23. Коваленко А.А. Основы научных исследований (планирование экспериментов): монография / Коваленко А.А., Роговой А.С., Сёмин Д.А. – Луганск: изд-во ВНУ им. В. Даля, 2010. – 210 с.

Слинько Георгій Іванович, д.т.н., професор, завідувач кафедри ДВЗ, Національний університет «Запорізька політехніка», [gslynko@zntu.edu.ua](mailto:gslynko@zntu.edu.ua)  
Бокарьов Владислав Ігорович, аспірант, Національний університет «Запорізька політехніка», [vladyslavbokaryov@gmail.com](mailto:vladyslavbokaryov@gmail.com)

## ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ПОВНОГО РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВЗ З УРАХУВАННЯМ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ

На сьогодні моделювання робочого циклу ДВЗ є невід'ємною частиною процесу проектування, налаштування, доводочних робіт та випробування двигунів. Значна увага приділяється розрахунку двигунів при часткових навантаженнях для можливості імітації дорожніх навантажень [1]. При всьому різноманітті існуючих розрахункових програм для ЕОМ внесення змін в алгоритми розрахунку доступно виключно для авторів програмних продуктів, що звужує область їхнього застосування.

На кафедрі ДВЗ НУ «Запорізька політехніка» розроблено програму для дослідження повного робочого циклу двигунів з урахуванням процесів газообміну. Програма базується на моделях розрахунку газообміну за методикою В.Г. Дьяченко [2] і теплового розрахунку циклу ДВЗ за методикою Я.О. Єгорова [3], які виконано у вигляді окремих програмних блоків. Передача і перевірка збіжності даних між блоками відбувається в автоматичному режимі.

Поєднання двох фізико-математичних моделей дозволило зменшити необхідну кількість емпіричних даних для розрахунку. Наповнення циліндра, а отже і циклова масова подача палива є розрахунковими величинами, які залежать від обраних фаз газорозподілу, втрат тиску та підігріву заряду у впускній системі. Розрахунок ефективного часу-перетину клапана може бути заданий синусоїдальною кривою з обрізаною вершиною або у табличному вигляді за наявності даних продувки або моделювання за допомогою методу кінцевих елементів.

Початок розрахунку процесів газообміну починається з моменту відкриття впускного клапана. Ініціалізаційні тиск і температура робочого тіла в циліндрі в момент його відкриття обираються за емпіричними даними для схожих двигунів у зв'язку з тим, що розрахункова програма сама виконує перерахунки допоки не буде досягнуто схожимість між початковими умовами і розрахунковими значеннями цих параметрів, вони не мають значного впливу на результати розрахунку.

На відміну від фізико-математичної моделі другого рівня при розрахунку повного циклу з урахуванням газообміну необхідно визначити тільки тиск і температуру повітря перед клапаном, при цьому необхідно враховувати втрати тиску ( $k_{\Delta p_{вв}}$ ) та теплообмін тільки з впускною системою і каналами головки блоку циліндрів ( $\Delta T_{вп}$ ). Втрати тиску в органах газорозподілу та теплообмін робочого тіла з циліндром та підігрів заряду за рахунок змішування із залишковими газами враховуються розрахунковими алгоритмами.

$$p_s = p_k - k_{\Delta p_{вв}} \cdot p_k \quad (1)$$

$$T_s = T_k - \Delta T_{\text{вп}} \quad (2)$$

Більшість вихідних параметрів робочого циклу двигуна в значній мірі залежать від частоти обертання колінчастого валу. Так, при зміні режиму необхідно враховувати зростання гідравлічних втрат зі зростанням частоти обертання колінчастого валу і зниження підгріву заряду за рахунок зменшення часу на теплообмін з деталями впускної системи.

Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря  $\Delta m_{\text{вц}}$ , який визначається на підставі розрахунку процесів газообміну. Серед змін внесених до розрахункових алгоритмів авторів [2,4] слід зазначити коефіцієнт залишкових газів  $\gamma$ , отриманий на підставі даних газообміну, виходячи з розрахункової маси робочого тіла і масового заряду:

$$\gamma = \frac{M_\gamma}{M_a} \quad (3)$$

де  $M_\gamma$  – маса залишкових газів в циліндрі:

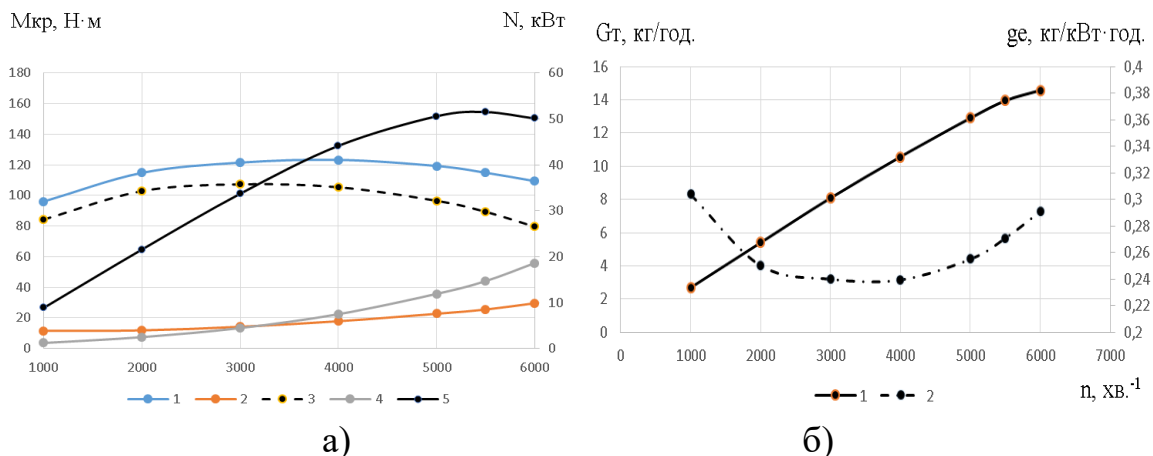
$$M_\gamma = M_a - \Delta m_{\text{вц}} \quad (4)$$

де  $M_a$  – маса робочого тіла в циліндрі;

$\Delta m_{\text{вц}}$  – цикловий масовий заряд повітря з розрахунку процесу газообміну.

Для визначення механічного ККД двигуна використовуються значення механічних втрат, отриманих під час прокручування двигуна методом індиціювання або розрахунковим шляхом, які задаються у табличному вигляді. Розроблена програма надає можливість окремо відобразити втрати на тертя в механізмах та вузлах, а також насосні втрати.

При апробації програми отримано розрахункові характеристики двигуна MeM3-307 (рис.1). Характер розрахункових кривих добре узгоджується з результатами натурних випробувань на моторному стенді [5].



а) зовнішня швидкісна характеристика

1 – індикаторний крутний момент; 2 – момент механічних втрат; 3 – ефективний крутний момент; 4 – потужність механічних втрат; 5 – ефективна потужність.

б) витрата палива на зовнішній швидкісній характеристиці

1 – годинна ефективна витрата палива; 2 – питома ефективна витрата палива

Рисунок 1 – Розрахункові характеристики двигуна MeM3-307

Таким чином, представлена методика моделювання робочого циклу ДВЗ дозволяє зменшити необхідну кількість емпіричних даних та, водночас наблизити результати розрахунку до даних, що можливо отримати при експериментальних випробуваннях. Результати роботи можуть бути використані при теоретичних дослідженнях, проектуванні, підготовці до випробувань та у навчальному процесі для студентів зі спеціальності «Двигуни внутрішнього згорання».

### Література

1. Слинько, Г.І. Моделювання робочого циклу ДВЗ в області режимів навантаження сертифікаційного їздового циклу NEDC [Електронний ресурс] / Г.І. Слинько, В.І. Бокарьов // Тиждень науки-2019. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 15-19 квітня 2019 р. : тези доп. / Редкол.: В.В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. – С. 79–80.
2. Дьяченко, В.Г. Газообмен в двигателях внутреннего сгорания: Учебн.пособие [Текст] / В.Г. Дьяченко. – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с.
3. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. □ Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – □ 50 с.
4. Єгоров, Я.О. Фізико-математична модель робочого циклу двигуна внутрішнього згорання автотракторного типу: Навчальний посібник [Текст] / Я.О. Єгоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.
5. Технический отчет №3617 О проведении испытаний моторного масла Лукойл "Люкс" 5W40 API SL/CF по оценке его качества и возможности применения в производстве по методике испытаний двигателя MeMЗ-307.1000420 "Евро-4" на безотказность в течении 300 часов. [Текст] / Утв. А.Г. Москаленко. – Мелитополь: ПП «MeMЗ» ПАО «ЗАЗ». – 2012. – 15 с.

Филипковский Сергей Владимирович, д.т.н., с.н.с., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, sfilipkovskij@gmail.com

### МЕТОДА РАСЧЕТА СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ТВЕРДОТӨПЛИВНОЙ РАКЕТЫ

Проблема обеспечения устойчивости и прочности ракет является одной из важных научно-технических проблем ракетной техники. Известно, что на активном участке траектории полета в результате динамического взаимодействия упругой конструкции корпуса ракеты и работающего двигателя могут возникнуть колебания корпуса, способные нарушить нормальную работу приборов системы управления и привести к различным аварийным ситуациям.

Целью работы является исследование динамики ракеты в полете и обеспечение устойчивого полёта ракеты по траектории путём отстройки от резонансных колебаний и гашения изгибно-крутильных колебаний корпуса в полёте.

Ракета представляет собой полый стержень со ступенчато изменяющимся сечением. В полёте ракету следует рассматривать как свободное тело. Известно, что первой формой колебаний свободного стержня являются изгибные колебания в некоторой плоскости [1].

Уравнение поперечных колебаний стержня имеет вид [1]

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial \zeta^4} + \rho S \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (2)$$

где  $E$  – модуль упругости материала,  $I$  – момент инерции сечения,  $\rho$  – плотность материала,  $S$  – площадь сечения,  $u$  – прогиб,  $\zeta$  – координата сечения,  $t$  – время.

Большая часть ракеты представляет собой трубу, которая имеет постоянные изгибную жёсткость и распределённую массу. Потому в первом приближении ракету можно считать стержнем постоянного сечения. Частотное уравнение в этом случае имеет вид [1]

$$\cos kl \cdot \operatorname{ch} kl = 0, \quad (3)$$

где  $k^4 = p^2/a^2$ ,  $p = 2\pi f$ ,  $a^2 = (EI)/(\rho S)$ ,  $f$  – частота.

Изгибные колебания стержня по первой форме происходят в одной плоскости, поэтому для расчётов принята конечноэлементная модель ракеты, в которой применены конечные элементы с двумя узлами и двумя степенями свободы в узле. Узловыми перемещениями являются прогибы и углы поворота сечений в координатной плоскости.

Элементы вектора узловых значений  $i$ -го узла, которые являются зависящими от времени обобщёнными координатами, запишем в следующем порядке:

$$u_{i,1} = u_{i,y}, \quad u_{i,2} = \theta_{i,z},$$

где  $\theta$  – угол поворота сечения,  $y$  – поперечная координата в плоскости изгиба,  $z$  – третья координата.

В качестве интерполяционных функций прогибов и углов поворота сечений по длине элемента  $N_{e,i}$  возьмём функции изогнутой оси балки при соответствующих перемещениях концевых сечений [2]

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{e,1}(\zeta) = 1 - 3\frac{\zeta^2}{l^2} + 2\frac{\zeta^3}{l^3}, \\ N_{e,2}(\zeta) = l\left(\frac{\zeta}{l} - 2\frac{\zeta^2}{l^2} + \frac{\zeta^3}{l^3}\right), \\ N_{e,3}(\zeta) = 3\frac{\zeta^2}{l^2} - 2\frac{\zeta^3}{l^3}, \\ N_{e,4}(\zeta) = l\left(\frac{\zeta^3}{l^3} - \frac{\zeta^2}{l^2}\right), \end{array} \right. \quad (4)$$

где  $e$  – номер элемента,  $l$  – длина элемента,  $\zeta$  – координата сечения в системе, связанной с элементом.

Тогда прогибы конечного элемента корпуса между узлами  $i, i+1$  запишутся выражением

$$u_y = N_{e,1}u_{i,1} + N_{e,2}u_{i,2} + N_{e,3}u_{i+1,1} + N_{e,4}u_{i+1,2}. \quad (5)$$

Интегрируя дифференциальное уравнение колебаний балки (2) по длине элемента с подстановкой интерполяционных функций (4), и формулы (5) получаем выражения для матриц жёсткости  $[K_e]$  и масс  $[M_e]$  конечных элементов:

$$[K_e] = \frac{2EI}{l^3} \begin{bmatrix} 6 & 3l & -6 & 3l \\ 3l & 2l^2 & -3l & l^2 \\ -6 & -3l & 6 & -3l \\ 3l & l^2 & -3l & 2l^2 \end{bmatrix},$$

$$[M_e] = \frac{\rho Sl}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix},$$

где  $EI$  – изгибная жёсткость,  $\rho S$  – распределённая масса конечного элемента.

Глобальные матрицы конечноэлементной модели строятся по правилам ассемблирования матриц элементов. Уравнение колебаний ракеты в матричном виде имеет вид

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = 0, \quad (6)$$

где  $\{U\}$  – вектор узловых значений.



Частоты собственных колебаний ракеты определяются решением проблемы собственных значений этого матричного уравнения. Для проведения расчётов составлена компьютерная программа на алгоритмическом языке FORTRAN.

Решением проблемы собственных значений для уравнения (6) получены частоты и формы собственных колебаний ракеты. Первая форма собственных колебаний ракеты показана на рис. 3.

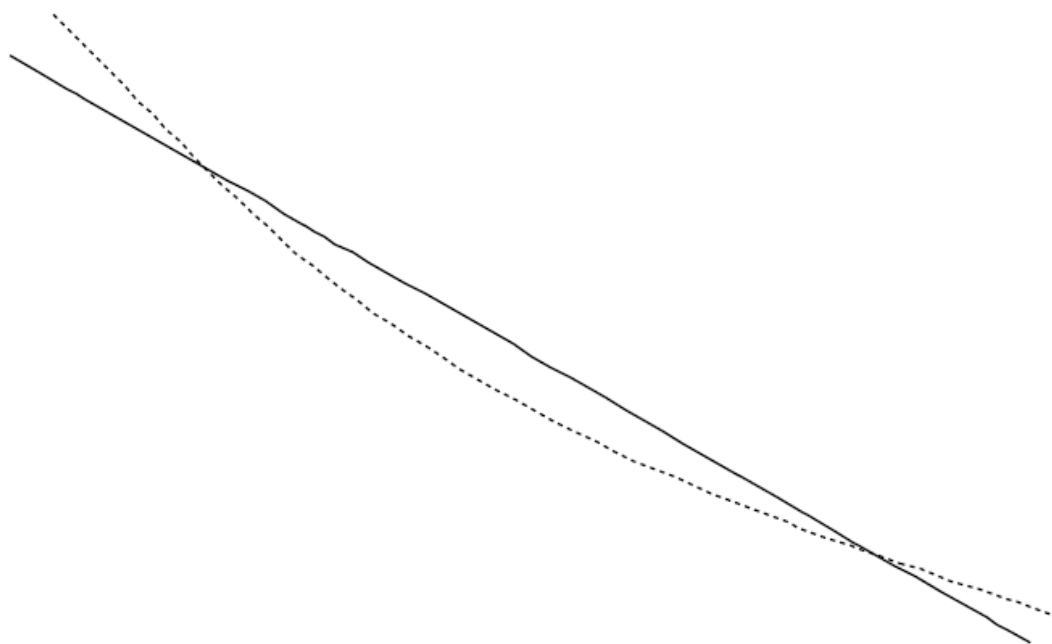


Рис. 1. Первая форма собственных колебаний ракеты

Сплошная линия на рис. 1 означает недеформированную продольную ось ракеты, пунктирная линия означает изогнутую ось ракеты при колебаниях по первой собственной форме. Частота при колебаниях по первой собственной форме – 20,205 Гц.

Расхождение результатов расчётов этими методиками составляет 3 %.

### Литература

1. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле : М. : Машиностроение, 1985. 472 с.
2. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний : М. : Высшая шк., 1980. 408 с.

Волошко Тарас Андрійович старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, [diesel077728@gmail.com](mailto:diesel077728@gmail.com), 099-70-77-141

## **ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ, ПОВ'ЯЗАНІ З ВИЗНАЧЕННЯМ МОМЕНТУ ВИНИКНЕННЯ НЕБЕЗПЕКИ ДЛЯ РУХУ**

Під час керування автомобілем виникають різні ситуації, при яких водію необхідно за короткий проміжок часу виконувати різноманітні дії. Для того, щоб вирішити чи виконав водій вимоги Правил дорожнього руху, необхідно провести технічну оцінку дій водія та визначити, які дії з числа можливих для даних умов потрібно було виконати водію, зіставити дії, що вимагалися з виконаними в дійсності. Для вирішення питання, як повинен був діяти водій в відповідності з вимогами правил дорожнього руху, важливе значення має момент виникнення небезпеки, перешкоди для руху. Для вирішення питання, як повинен був діяти водій в відповідності з вимогами правил безпеки руху, важливе значення має момент виникнення небезпеки, перешкоди для руху.

Під небезпекою розуміють зміну 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 зменшити швидкість або зупинитися.

Відповідно до вимог Правил дорожнього руху, у разі виникнення небезпеки для руху, водій повинен виконати дії, направлені на зменшення швидкості. Структурно небезпеку для руху можна виразити в вигляді двох взаємозв'язаних складових частин: перешкода та небезпека. Першим структурним елементом є пішохід, автомобіль, проїзна частина та інше. Але само по собі джерело ще не утворює небезпеки, як такої.

Оцінка дорожньо-транспортної ситуації потребує вирішення трьох основних питань: чи є джерело небезпеки, які заходи необхідно виконати для запобігання ДТП та в який момент слід задіяти ці заходи.

В процесі керування транспортним засобом водій зобов'язаний не тільки реагувати на конкретну небезпеку, але й вміти по окремих ознаках визначити можливість виникнення небезпеки для руху. Тобто водій повинен мати вміння передбачати небезпеку для руху.

Тому, від моменту виникнення небезпеки для руху повністю залежить висновки експертизи та оцінка дій водія. Діяльність експерта пов'язана з аналізом механізму ДТП. Тому, велика кількість різних ситуацій дозволяє встановлювати закономірності, які стосуються моменту виникнення небезпеки для руху, з якого водій повинен виконати дії, направлені на зменшення швидкості руху чи зупинки транспортного засобу.

До основних критеріїв, які впливають на момент виникнення небезпеки для руху, можливо віднести організація руху, межі проїжджої частини, видимість елементів проїжджої частини, характер руху пішохода і його поведінка, швидкість та характер руху транспортного засобу, дорожня

обстановка та оцінка дорожньої обстановки водієм.

Під час дослідження різних механізмів ДТП виникає ряд питань, які не дозволяють на достатньо методичному рівні визначитись з моментом виникнення небезпеки, а відповідно вирішити питання технічної можливості уникнення ДТП та оцінки дій водія транспортного засобу.

В основі критеріїв оцінки моменту виникнення небезпеки для руху лежить ситуаційний підхід, що впливає з вимог Правил дорожнього руху України та принципів розпізнання ознак виникнення небезпеки. До основних критерій відносяться:

- характер руху (дій) пішохода і його поведінка (стоїть, біжить, відновлює рух, змінює темп чи напрямок і таке інше);
- швидкість руху транспортного засобу та його характер;
- видимість дороги -конкретна та загальна видимість;
- будівельні та експлуатаційні характеристики дороги та дорожнього покриття;
- ширина проїзної частини та організація руху;
- дорожня обстановка;
- оцінка дорожньої обстановки водієм.
- оцінка дій водія (прийняття термінового гальмування, плавного гальмування, збільшення бокового інтервалу, об'їзду перешкоди).

Не виникає труднощів з визначенням моменту виникнення небезпеки у простій ситуації, наприклад під час наїзду на пішохода на пішохідному переході. Більш складні при визначенні моменту є ситуації, де здійснюється наїзд на дітей, у тому числі де вік дітей не можна віднести до малолітніх, але від них неможливо вимагати виконання Правил дорожнього руху.

Не прості ситуації, в якій з боку пасажира під час руху були виконані дії, які перешкождали керуванню автомобілем; коли на шляху руху пішохода, велосипедиста чи транспортного засобу, якій раптово змінив напрямок руху, є нерухома перешкода, яка знаходиться в полі зору других учасників руху та багато інших.

Тому питання визначення моменту виникнення небезпеки для руху при проведенні судових автотехнічних експертиз залишається актуальним та потребує постійного удосконалення.

### **Література.**

1. Актуальні питання теорії та практики судової автотехнічної експертизи. Збірник матеріалів міжнародного науково-практичного семінару. Харків. 2005.
2. Кристи Н.М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы. – М.: ЦНИИЛСЭ, 1971.
3. Судебная автотехническая экспертиза. ч. 2. под ред. Илларионова В.А. – М.: ВНИИСЭ, 1980.
4. Шевцов С.О. Можливості використання спеціальних знань при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод. – Харків. 2005.

5. Правила дорожнього руху України. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-п>.

Губарьков Сергій Сергійович, судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України [Gserg93@gmail.com](mailto:Gserg93@gmail.com), Тел.: 066-82-39-100

## **ПЕРЕВАГИ ГАЛОГЕНОВИХ ЛАМП В АВТОМОБІЛЯХ ДЛЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ**

### **Постановка проблеми**

На даний час в автомобілях використовується близько 200 різних джерел світла: зовнішні лампи, освітлення салону, підсвічування приладової дошки, тощо. Але якщо відсутність більшості з них створить просто тимчасові незручності, то про головні лампи такого сказати не можна: нормальне функціонування лампи ближнього світла, лампи дальнього світла і протитуманні фари - питання безпеки як самого водія, так і всіх оточуючих на дорозі.

### **Аналіз дослідження та публікацій**

Вся суть історії прогресу - це бажання людей отримати більший ефект при меншому докладанні зусиль. Автоіндустрія не стала винятком: і сам автомобіль, і кожна його система - результат простого прагнення до комфорту і безпеки.

Перші освітлювальні прилади автомобілів - гасові фари (рус. керосиновые фары) - практично не виконували своєї прямої функції. Змінили їх ацетиленові світильники, що давали яскраве, але нерегульоване світло, та могли засліпити та дезорієнтувати всіх зустрічних водіїв, і були вкрай незручні в експлуатації.

Перші електричні лампи практично відразу ж стали використовуватися в автомобілях, і спочатку це були потужні прожектори. Компанія Bosch справила революцію в автомобільному освітленні випустивши на ринок лампу з двома нитками розжарювання, масове використовуватися припадає з 1925 року. В 1962 році компанія Hella створила винахід - галогенові лампи. А в 50-х роках був запропонований спосіб нерівномірного освітлення дороги, який використовується до цих пір.

Впродовж часу лампи змінюють свій вигляд і конструкцію, але вже майже 100 років принцип дії автомобільних фар залишається незмінним: поділ ближнього і дальнього світла плюс асиметричний світловий пучок, що дозволяє не сліпити водіїв, які їдуть назустріч.

## Мета статті

Проаналізувати види джерел світла для безпеки дорожнього руху у різні часи доби. Зазначити та запропонувати переваги галогенних ламп для ближнього світла, дальнього світла і протитуманних фар серед інших джерел світла.

## Виклад основного матеріалу

В сучасному світі виробники пропонують на сьогодні три основних види автомобільних ламп: галогенові, ксенонові і світлодіодні. Кожен з них має свої плюси і мінуси, які враховуються при виборі. Прості лампи розжарювання вже практично не використовуються, тим більше в іномарках.

*Світлодіодні або LED лампи* - найсучасніший варіант на даний час. З побутового використання світлодіоди швидко перейшли в автомобільну галузь, і спочатку використовувалися в основному для габаритних, бічних ліхтарів і підсвічування салону, і тільки в останні роки почали застосовуватися в якості головного світла. Переваги LED ламп це тривалий термін служби, великий вибір температури світіння, відсутність УФ-променів в спектрі (не псують фару). Світлодіодні лампи не бояться вібрації за рахунок припинення подачі газу (твердотільні джерела світла). Але є і недоліки: менше дальність розсіювання і дальність пучка світла (в порівнянні з іншими лампами), а значить, менше ефективність при швидкісній їзді по замських (неосвітлених) трасах. При цьому світлодіодні фари дальнього світла можуть серйозно засліплювати водіїв зустрічного ТЗ. А в найважчому випробуванні - на мокрому асфальті - ксенон і LED показують себе гірше, ніж класичні галогенові лампи.

*Ксенонові лампи (HID або газорозрядні).* У них вже не використовується нитка розжарення, а джерелом світла є плазма - іонізований газ, що дає яскраве світіння. Залежно від складу газу, лампи можуть мати як теплий, так і холодне світло, що дозволяє вибрати саме такий тип ламп, як зручніше самому водієві. З переваг ксенонових ламп можна виділити великий термін служби (3000-4000 годин), низький відсоток відмов (лампа не боїться тряски і перегріву), дуже яскраве світло. Недоліком ксенону є високе споживання електроенергії, що вимагає установки додаткових перетворювачів напруги (з 12 В на 10-20 кВ), і, звичайно, висока ціна. Установка ксенону вимагає особистої відповідальності: яскраве світло може серйозно засліпити водія зустрічного ТЗ, якщо фари не будуть відрегульовані найкращим чином.

*Галогенові лампа* - це модифікація стандартних ламп розжарювання, свого роду класика. Вона також має вольфрамову спіраль, але нагрівається до набагато більш високої температури (3000° С), а від перегорання (випаровування вольфраму і стоншування нитки) її охороняє газ, закачаний в цоколь під великим тиском. Галогенні лампи розжарювання є законними і вважаються галузевим стандартом авторинку. Насправді, галогенні лампи найбільш поширений тип ламп, яким комплектуються більшість автомобілів обладнаних з заводу. Безперечними перевагами таких ламп є величезний

модельний ряд, відмінні показники роботи при поганій погоді і на мокрому асфальті, середній рівень енергоспоживання, доступна ціна.

Розглянемо більш детально особливості галогенних ламп в автомобілі:

**Термін служби галогенних автомобільних ламп.** Термін служби лампи розрахований на період близько трьох років. Існує певна закономірність в залежності від яскравості. Надяскраві лампи служать близько року і вимагають більш часті заміни, хоча вони коштують того, адже забезпечують краще бачення дороги в нічний час. Але якщо ви живете в місті або їздите в основному вдень, то може бути варто обрати лампи меншої яскравості.

**Характеристика світла.** Це мабуть один із самих важливих показників автомобільних ламп, що означає пропорцію жовтого та синього кольору у світловому потоці: чим більше жовтого, тим нижча світлова температура, чим більше синього, тим вона вища. Самий комфортний для очей являється аналог сонячного освітлення – білий колір, без явно вираженого відтінку, що відповідає діапазону 5000-6000К (кельвін). Біле світло відбиває усі кольори, чим біліше світло, тим чіткіше зображення, яке ви бачите.

**Рекомендація, щодо якості галогенних ламп.** Купівля оригінальних галогенних ламп від перевірених виробників гарантує, що колба завжди буде прозорою (потемніння колби говорить про низьку якість лампи), а лампа буде працювати заявлений виробником час. Ваші галогенні фари повинні бути досить потужними і висвітлювати ділянку дороги досить для, того, щоб отримувати правильну світлову границю і комфортний огляд дороги в темний час доби. В іншому випадку при достатньо великих швидкостях ви будете перевантажити свої очі, а при поганій якості ламп мати значний недолік світла. Тому якість лампи це саме те, на що треба звернути увагу.

**Важливо заміна стандартних ламп попарно.** Якщо одна лампочка згасла - значить скоро інша теж вийде з ладу слідом.

**Класифікація автоламп по ІЕС (тип цоколя)**

Класифікація типів ламп прийнята за стандартами ІЕС (International Electrotechnical Commission - Міжнародної електротехнічної комісії). Відповідно до неї можна за кодуванням визначити характеристики лампи і її призначення.

Найпоширеніші галогенові лампи, які використовуються для ближнього, дальнього світла і протитуманних фар, позначаються як R2, H1, H3, H4, H7, HB3, HB4.

**Висновок**

Інтенсивність яскравості світлодіодних ламп ні в кого не викликає сумнівів. Вони дійсно яскравіші за звичайних галогенних джерел світла. Але це є не найважливішим фактором в автомобільному освітленні. Важливішим показником є дальність пучка світла, який в галогенних лампах є незамінним.

Незважаючи на розвиток LED технологій, виробники продовжують удосконалювати галогенові лампи, які користуються попитом завдяки своїй невисокій ціні. Однією з таких модернізацій стало використання кварцового скла для колби замість звичайного тугоплавкого. Це дало відразу кілька переваг: по-перше, кварцове скло практично не пропускає УФ-промені, а

значить, розсіювач фари прослужить довше. По-друге, у кварцового скла набагато вище міцність і воно витримує більший тиск. Це дозволяє підвищити тиск газу всередині колби, а значить, продовжити термін служби лампи. І по-третє, саме скло має більшу прозорість, ніж звичайне, а значить, менше поглинає світло. Різниця здається невеликою, але з таких дрібних нюансів складається загальна ефективність лампи.

Фарбування колби в блакитний колір (повністю або частково) дозволяє зробити світ більш білим, поглинаючи жовтий відтінок. Це часто використовується на посилених лампах, які при грамотній настройці і якісних фарах будуть світити набагато гірше ксенону.

Галогенові лампи для протитуманних фар можуть фарбуватися в жовтий колір (в кодуванні такої лампи буде буква Y - yellow). Вони можуть використовуватися для отримання максимально ефективного жовтого світла, якщо розсіювач фари прозорий.

Екологічні ви відсутні. В галогенних лампах розжарювання незначна кількість галогену - близько однієї мільйонної грама, що не становить загрози для людини та екології. Це робить даний спосіб освітлення достатньо безпечним.

Зеликов Владимир Анатольевич, д.т.н., доцент, зав. кафедрой организации перевозок и безопасности движения, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, [zelikov-vm@mail.ru](mailto:zelikov-vm@mail.ru)

Денисов Геннадий Александрович, к.т.н., доцент, доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова

Шаталов Евгений Владимирович, к.т.н., доцент, доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова

Зеликова Наталья Владимировна, студент автомобильного факультета, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова

## **ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА РЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕРЕСЕЧЕНИЯХ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ**

Эксплуатация автомобильного транспорта происходит в пределах системы ВАДС (водитель-автомобиль-дорога-среда движения), Сбои в работе этой системы приводят к возникновению дорожно-транспортных происшествий (ДТП) и снижению безопасности дорожного движения.

В результате ДТП повреждаются транспортные средства (ТС), дорожные покрытия, дорожные сооружения, травмируются или погибают сами участники движения. Возникают ДТП чаще всего в местах пересечения транспортных и пешеходных потоков с большим числом конфликтных точек, с высокой интенсивностью и суточной неравномерностью движения.

Наибольшую сложность и опасность для движения представляют пересечения с разрешенным левым поворотом ТС, который осуществляется путем просачивания и последующей отсечкой встречного транспортного

потока. Такие пересечения имеют наибольшее количество стартовых задержек времени перед выполнением поворота, что приводит к формированию очереди ТС и, как следствие, нарушению нетерпеливыми водителями требований безопасности и Правил дорожного движения (ПДД) РФ. Так, например, для выполнения левого поворота водитель выезжает на пересечение и останавливается перед осевой линией дороги в ожидании проезда и безопасного, по его мнению, интервала до следующего за ним ТС или полной остановки встречного транспортного потока. Перед водителем ТС на противоположной стороне пересечения имеется дублирующий транспортный светофор, в котором включен зеленый сигнал светофорной сигнализации. При включении фазы отсечки встречного транспортного потока водитель, выполняющий левый поворот, не имеет информации о включении красного сигнала светофорной сигнализации для встречного потока ТС и находится в ожидании остановки встречных ТС перед стоп-линией. После остановки встречного ТС водитель начинает выполнять маневр. Если встречный транспортный поток разряжен, т. е. плотность потока невысока, водитель не будет ждать момента, когда встречное ТС снизит скорость и остановится перед стоп-линией. При такой организации проезда возникают стартовые до 3-4 с задержки перед выполнением левого поворота и аварийные ситуации.

Снижение стартовой задержки можно добиться путем информирования водителя о состоянии встречного транспортного потока. Обеспечить водителя такой информацией необходимо с минимальным отвлечением его от происходящего транспортного процесса. Для этого мы предлагаем внести изменения в конструктивные особенности транспортного светофора и скорректировать способ его работы.

Предлагаем секции желтого и красного цвета свечения выполнить со стрелкой указателем состояния встречного транспортного потока, которая будет направлена вниз. Секция красного цвета свечения будет иметь стрелку указатель, состоящую из светодиодов зеленого цвета свечения, а секция желтого цвета свечения иметь стрелку указатель, состоящую из светодиодов красного цвета свечения. По периметру секций красного, желтого цвета свечения и секций поворотов необходимо установить ряд светодиодов красного цвета свечения в виде кольца, для информирования водителей о двойном назначении секций.

Транспортный светофор будет работать следующим образом. Если необходимо разрешить движение в прямом и встречном направлении, перед водителем ТС будет включен зеленый цвет свечения нижней секции светофора, зеленый цвет свечения стрелки в верхней секции и красный в виде кольца. Если запрещен левый и правый повороты, по периметру секций поворотов будет включен ряд светодиодов красного цвета свечения в виде кольца. Для разрешения левого и правого поворотов водителям ТС, будет включен зеленый цвет свечения стрелок секций поворотов. При высокой интенсивности движения транспортных средств во встречном направлении, необходимо организовать выполнение левого поворота в режиме отсечки. Для организации левого поворота в режиме отсечки встречного транспортного потока будет



виключена стрелка зеленого цвета свечення в верхній секції і включена стрелка красного цвета свечення в середній секції світлофора, інформуючи водія про зупинку руху зустрічного транспортного потоку. Одночасно буде включена стрелка зеленого цвета свечення в секції повороту наліво.

При зміні фази світлофорного регулювання для дозволу руху по перетинаній вулиці або дорозі, буде включена в мигаючому режимі роботи середня секція жовтого цвета свечення. Далі середня секція жовтого цвета свечення буде виключена і будуть включені червоним цветом свечення: верхня секція прямого напрямку і стрелка зустрічного напрямку транспортного потоку середньої секції; виключені стрелки зеленого цвета свечення секцій правого (при наявності) і лівого поворотів. Водій при підїзді до перехрестя зупинить автомобіль перед стоп-лінією на забороняючій сигналі світлофорної сигналізації. Далі, при зміні фази світлофорного регулювання, буде включена секція 2 в режимі мигаючого жовтого цвета свечення, і цикл світлофорного регулювання повториться.

Транспортний світлофор може працювати і в режимі управління з зміною часу і структури циклу світлофорного регулювання, а також з виділенням лівоповоротного руху в окремій фазі.

Кіріченко Ігор Сергійович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, kis11501103@gmail.com

## **ПЕРСОНАЛЬНИЙ ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТ І НЮАНСИ ПДР**

Діючи в Україні Правила дорожнього руху визначають поведінку різних учасників на дорозі - від автомобілів до гужового транспорту. У них, однак, немає сучасного електротранспорту - електричних велосипедів, самокатів, моноколес. Це залишає масу можливостей для вільного трактування «можна» і «не можна» як для тих, хто за кермом, так і для дорожньої поліції.

Ще зовсім недавно світ транспортних засобів був просто і зрозуміло класифікований. Були механічні транспортні засоби - автомобілі, мотоцикли, мопеди, - а також трамваї, велосипеди і гужова тяга. Для кожного з них Правила дорожнього руху ще півстоліття тому розклали все по полицях: де і як їм рухатися, які права і обов'язки тих, хто управляє транспортними засобами.

Але розвиток технологій кардинально змінює склад учасників дорожнього руху. На дорогах і тротуарах наших міст стає все більше електробайків, електросамокатів, моноколес. А в Європі, США і Китаї - справжній бум індивідуального транспорту.

Новинкам пророкують велике майбутнє - адже ці зручні засоби пересування допомагають людям швидше добиратися до кінцевої точки свого маршруту (наприклад до роботи) від автопарковки або від зупинки автобуса.

Одним з головних нюансів стають Правила дорожнього руху для цих учасників. І якщо Європа займається регулюванням «електрифікованих»

учасників дорожнього руху вже більше 10 років, то українські ПДР в цьому питанні поки чисті, як білий аркуш.

Яких же правил повинен дотримуватися людина, керуючий, наприклад, моноколесом або електросамокатом?

В Європі регулювання «електрифікованих» учасників дорожнього руху побудовано на двох основоположних принципах. Перший - безпека як самого «водія» такого транспортного засобу, так і інших учасників дорожнього руху. Другий - відповідальність перед третіми особами в разі ДТП.

В даний момент дозволений в Європі електробайк може мати електромотор потужністю не більше 250 Вт, який лише допомагає велосипедисту крутити педалі і не може самостійно приводити байк в рух. Такий байк не повинен розвивати швидкість понад 25 км/год. Європейське законодавство вважає його, по суті, велосипедом. Однак з травня 2018 року в ЄС активно обговорюють законопроект про введення обов'язкового страхування відповідальності електробайкерів перед третіми особами - точно такий же, як обов'язкове страхування для водіїв автомобілів (то, що ми називаємо автоцивілкою). Аргументація законодавця така: «участь у дорожньому русі нових типів моторизованого транспорту - таких як електровелосипеди, сігвейі, електроскутери та ін. - може призводити до ДТП, постраждали в яких повинні бути захищені і зможуть отримати належну компенсацію».

Законослухняний європеєць, який бажає виїхати на дорогу на електровелосипеді з мотором потужністю понад 250 Вт, зобов'язаний спочатку зареєструвати його в поліції, мати водійські права як мінімум на мопед, пересуватися виключно в шоломі і, звичайно ж, мати «автоцивілку». Втім, в різних країнах регулювання для персонального електротранспорту дуже різні. Так, всі держави Об'єднаного Королівства - Британія, Австралія, Нова Зеландія - взагалі заборонили пересування на подібних апаратах аж до вироблення відповідного законодавства, що регламентує їх використання.

У більшості німецьких земель (а також в Данії, Швейцарії, Нідерландах, Японії) на сігвеях можна їздити по дорогах загального користування, проте потрібно їх зареєструвати, обладнати габаритної світлотехнікою, мати водійські права на мопед і відповідну «автоцивілку» мінімум за €60 на рік. І тільки влада землі Саар прирівняла сігвей до велосипеда.

У Франції та Бельгії великодушно дозволили їздити по тротуарах на гіроскутерах і моноколесах. У Канаді на саморухомі гаджети дивляться крізь пальці - начебто і не можна, але нікого не карають. А в США все залежить від штату: у Нью-Йорку, наприклад, персональний електротранспорт під заборонаю, і порушників штрафують, а у Вашингтоні - навпаки, ніяких лімітів. У Швеції такі засоби пересування допускають на велодоріжки. А в Чехії дозволяють їхати по тротуару, проте не швидше пішохода, а по велодоріжці - не швидше «середнього» велосипедиста. При цьому їзда по дорогах для автомобілів заборонена.

Українські ПДР поки «не бачать» нічого з нових видів персонального електротранспорту. Природно, і громадянської відповідальності у їх «водіїв» немає. Ймовірно, за «видатне» порушення або якщо хтось із пішоходів поскаржиться поліцейському, то порушника можуть оштрафувати на 51 гривню за «пішохідної»

статті, на жаль, навіть, якщо хтось на такому електротранспорті стане безпосереднім винуватцем ДТП. Тому поки залишається дотримуватися здорового глузду - наприклад, пересуваючись на моноколісах, використовувати шолом і наколінники, не їздити по жвавих тротуарах і вибирати безпечну швидкість.

З точки зору заборон і дозволів слід було б дозволити рух на персональному електротранспорті по велодоріжках. Адже на тротуарах вони небезпечні для пішоходів, і особливо - для дітей. А на автодорогах - для своїх власників. Однак велодоріжки навіть в столиці настільки ж несподівано закінчуються, наскільки і починаються. А Правила дорожнього руху вимагають серйозної модифікації. Тому-то поки залишається керуватися лише здоровим глуздом.

### **Список інформаційних джерел**

Транспорт последней мили и нюансы ПДД: что нужно знать владельцам персонального электротранспорта – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://autogeek.com.ua/transport-poslednej-mili-i-njuansy-pdd-chto-nuzhno-znat-vladelcam-personalnogo-jelektrotransporta/>.

Кищун Володимир Андрійович, к.е.н., доцент, Луцький національний технічний університет, kyshchun52@ukr.net;  
Ткач Максим Олегович, магістрант, II-й курс, Луцький національний технічний університет

## **ІНОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ У СИСТЕМІ ВАДС**

Швидке зростання світового автомобільного парку супроводжується збільшенням кількості дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Тому міжнародне співтовариство приділяє значну увагу реалізації програм з безпеки дорожнього руху (БДР), спрямованих на зменшення кількості травмованих та загиблих внаслідок ДТП.

Своєю чергою автовиробники зобов'язані підвищувати глобальну безпеку дорожнього руху через власну продукцію. Певні здобутки вже спостерігаються: виробники розробляють сучасні транспортні засоби із значно покращеними системами безпеки, наділяють їх багатьма важливими характеристиками, з метою отримати більш безпечнішу конструкцію.

Як відомо, в основі безпеки дорожнього руху знаходиться система ВАДС – «водій-автомобіль-дорога-середовище». Вона включає такі складові частини: В – водій; А – автомобіль; Д – дорога і функціонує у С – середовищі. Окрім того, у структурі системи можна виокремити механічну підсистему «автомобіль-дорога» (АД) та дві біомеханічні підсистеми – «водій-автомобіль» (ВА) і «водій-дорога» (ВД). Відповідно, усі компоненти системи ВАДС можуть і мають бути охоплені тими чи іншими засобами, переважно, електронного контролю, регулювання, фіксації, допомоги тощо.

Так, стосовно водія (В) – це можуть бути пристрої, які повинні контролювати і підтримувати його психофізіологічні властивості.

Автомобіль (А) – це його конструкційна (активна, пасивна, післяаварійна і екологічна) безпека. Чим вищий клас автомобіля, зокрема легкового, тим він краще оснащений різноманітними електронними засобами (пристроями), які дозволяють бути йому безпечним по відношенню до інших учасників дорожнього руху та навколишнього середовища.

Дорога (Д) – це у першу чергу категорійність дороги, стан дорожнього покриття, а головне засоби організації дорожнього руху (розмітка, дорожні знаки, світлофори тощо). Сюди також можна віднести електронні пристрої, які будуть виконувати певні функції у підсистемах «водій-дорога» і «автомобіль-дорога».

Підсистема «водій-автомобіль» – це не лише ергономіка транспортного засобу, а, у першу чергу, взаємозв'язок між автомобілем і станом водія (здоровий-хворий, бадьорий – сонливий, тверезий – під впливом алкоголю, уважний – відволікається від процесу керування авто тощо).

Необхідно зазначити, що сучасні легковики високого класу (класу-люкс) оснащені безліччю різноманітних електронних пристроїв, які вже виконують необхідні функції у системі ВАДС. Очевидно, завдання полягає у тому, щоб така автоелектроніка «опустилася» на 1-2 класи нижче – у бізнес- чи середній клас. Більше того, технології вищого класу тепер стають доступними і у компактних моделях, зокрема, фірми ŠKODA.

Нова Škoda Octavia підняла планку безпеки у своєму класі [1]. Деякі допоміжні системи в останньому поколінні популярної моделі запроваджені вперше. Так, з'явився «помічник» рульового керування, який в екстремній ситуації надасть активну допомогу водієві, збільшуючи крутний момент на рульовому колесі. Відповідно, повертаючи колеса на більший кут, він допомагає об'їхати перешкоду, яка раптово виникла (наприклад, пішохода, велосипедиста, інший автомобіль). Тобто успішно виконати, так званий, «лосевий» тест.

Помічник (асистент) повороту, який також впроваджений вперше, може виявити зустрічний рух на перехрестях при повороті наліво і своєчасно попередити водія. При необхідності, автомобіль навіть без участі водія зупиниться, щоб запобігти зіткненню.

Ще одним корисним доповненням є система попередження перед виходом пасажирів. Вона виявляє транспортні засоби або велосипедистів, які наближаються ззаду у момент відкриття дверей автомобіля; діапазон спрацьовування датчика – до 35 метрів.

З осені поточного року для Octavia буде доступна система Area View (круговий огляд). Система забезпечує огляд навколо автомобіля при паркуванні і маневруванні. Чотири камери формують зображення на 360<sup>0</sup>, яке виводиться на дисплей мультимедійної системи.

Side Assist (допомога збоку) може виявляти транспортні засоби, що наближаються ззаду або у «сліпій зоні» на відстані до 70 метрів. Якщо водій не

реагує на попередження, система активно втручається, щоб запобігти зіткненню.

Front Assist (передній помічник) забезпечує додаткову безпеку у місті. Він виявляє транспортні засоби перед автомобілем, у тому числі велосипедистів і пішоходів. Система видає візуальні і звукові попередження, а у критичних ситуаціях гальмує, щоб запобігти зіткненню.

Adaptive Distance Assistant (адаптивний дистанційний помічник), що автоматично порівнює швидкість автомобіля з транспортними засобами, які рухаються попереду (до 200 км/год), також був оновлений. Система тепер використовує камеру на вітровому склі і дані навігаційної системи, щоб автоматично регулювати швидкість залежно від дорожньої ситуації. Вона може автоматично сповільнювати автомобіль (з коробкою DSG) до повної зупинки, а потім автоматично відновлювати рух протягом трьох секунд.

Travel Assist (помічник подорожі) забезпечує додатковий комфорт і безпеку; включає в себе Anticipatory Adaptive Distance Assist (передбачувана адаптивна допомога на відстані), поліпшену версію розпізнавання дорожніх знаків Adaptive Lane-Keeping Assistant (адаптивний помічник утримання смуги руху) з розпізнаванням дорожніх робіт, асистента при корках і систему екстреної допомоги.

Кожні 15 секунд під час водіння Travel Assist перевіряє, чи тримається водій за кермо чи, можливо, втратив контроль над автомобілем. Якщо водій не втручається, незважаючи на попередження, Emergency Assist (екстрена допомога) активує сигнальні вогні і зупиняє автомобіль.

Попередження про вихід зі смуги руху і допомогу з функцією екстреного гальмування у місті City Emergency Brake (міське аварійне гальмування) входять у стандартну комплектацію компактних моделей: Scala і Kamiq. Система попереджає водія про ненавмисні зміни смуги руху і автоматично утримує автомобіль на своїй смузі. А помічник при русі у місті контролює відстань до автомобіля попереду та попереджає водія у випадку можливого зіткнення. При необхідності, помічник запускає автоматичне гальмування. У діапазоні від 5 до 60 км/год система також виявляє велосипедистів і пішоходів.

Окремі системи безпеки і помічники доступні у якості опції, Камера заднього виду або додатковий паркувальний помічник автоматично паркує транспортний засіб. Вбудована функція гальмування Maneuver Assistance (допомога при маневрі) виявляє перешкоди попереду і позаду автомобіля та автоматично гальмує при необхідності. Інші опції включають: фіксацію втоми водія, допомогу при старті в гору, асистента дальнього світла.

Наприкінці 2020 року в Європі надійде у продаж новий компактний кросовер Peugeot 3008. Модель Peugeot 3008 2021 оснащена системами допомоги водієві, які роблять водіння більш комфортним і безпечним [2]. Так, запроваджена функція нічного бачення, яка виявляє пішоходів і тварин, що знаходяться перед автомобілем у темні години доби. Система дозволяє виявляти об'єкти на відстані до 200...250 м, тобто за межами зони дії фар. Зображення з інфрачервоної камери виводиться на панель цифрового годинника у полі зору водія.

Передні протитуманні фари замінені на функцію Foggy Mode (туманний режим), яка інтегрована з основним світлодіодним освітленням. Якщо задні протитуманні фари включені, ближнє світло буде світити з меншою інтенсивністю, що підвищить комфорт руху в умовах обмеженої видимості.

Комплектація автомобіля може включати адаптивний круїз-контроль, систему утримання смуги руху, функцію екстреного гальмування (у діапазоні швидкостей 5...140 км/год, яка цілодобово виявляє пішоходів і велосипедистів та попереджає водія про ризик зіткнення, а також сканер дорожніх знаків.

Таким чином, сучасна автомобільна електроніка починає впроваджуватися на легковиках компакт-класу, оскільки безпека авто для споживача стає все більш пріоритетною у порівнянні з його вартістю.

## Література

1. Владислав Матяш. Skoda розширила базовий набір систем безпеки в своїх моделях. URL : <https://www.autocentre.ua/news/skoda-rasshirila-bazovuj-nabor-sistem-bezopasnosti-v-svoih-modelyah-1250237.html> (дата звернення: 10.09.2020).

2. Ник Движнов. Новый Peugeot 3008 2021 после рестайлинга. URL:<https://xn--80aeev7a.xn--j1amh/novuj-peugeot-3008-2021-posle-restajlinga/> (дата звернення: 10.09.2020).

Кобрина Наталия Витальевна, к.т.н., доцент, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», n.kobrina@khai.edu

## **ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ СРЕДНЕГО КЛАССА ПРИ ПРИМЕНЕНИИ АДАПТИВНЫХ СИСТЕМ ОСВЕЩЕНИЯ С ВОЗМОЖНЫМ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НА БАЗЕ КОНТРОЛЛЕРА ARDUINO**

В связи с увеличением количества транспортных средств на дорогах Украины и скорости их движения, а так же учитывая статистику дорожно-транспортных происшествий, изменяется подход к обеспечению безопасности дорожного движения. В том числе путем повышения требований к светотехническому оборудованию.

Для повышения безопасности автомобилей среднего класса при применении адаптивных систем освещения рассматривались такие направления как:

– совершенствование системы освещения автомобилей на основе использования светодиодов в конструкции фар при применении волоконно-оптических преобразователей;

– использование «ассистента» дальнего света, который максимально увеличивает время работы дальнего света в тёмное время суток и переключает фары на ближний свет только при соответствующей ситуации на дороге и

параметрических условиях. Выключение дальнего света позволяет отрегулировать его так, чтобы предотвратить ослепление других участников дорожного движения. При этом водителю предоставляется возможность использовать преимущества движения по хорошо освещенной местности без необходимости постоянного включения и выключения дальнего света вручную;

– применение системы активного головного света, которая может включать в себя такие функции как динамический активный головной свет (регулируемый ближний свет) во время движения и статический активный головной свет, то есть дополнительное освещение во время движения (например, при повороте). Могут быть реализованы разные углы поворота светового потока головного света. При этом создается преимущество в лучшем освещении поворота дороги.

Такие системы разработаны для автомобилей премиум класса, однако эти направления развития систем освещения могут быть реализованы как адаптивные системы для автомобилей среднего класса.

При моделировании конструкций и отработке процессов функционирования адаптивных систем освещения необходима система автоматического управления, которую можно создать на базе стандартного конструктива Arduino с платами расширения.

Кобрина Наталия Витальевна, к.т.н., доцент, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», [n.kobrina@khai.edu](mailto:n.kobrina@khai.edu)

Маковецкий Андрей Владимирович, к.т.н., доцент, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», [a.makoveckiy@khai.edu](mailto:a.makoveckiy@khai.edu)

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ РЕЧЕВЫХ ИНФОРМАТОРОВ НА БАЗЕ КОНТРОЛЛЕРА ARDUINO КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ СРЕДНЕГО КЛАССА**

Проведенный анализ безопасности транспортного средства с точки зрения возможностей ее повышения позволил предложить критерии для оценки активной, пассивной, послеаварийной и экологической безопасности.

Все виды безопасности должны поддерживаться таким свойством автомобиля, как его информативность, то есть обеспечивать необходимой информацией водителя и других участников движения в любых условиях. Информативность ТС имеет решающее значение для безопасного управления. Информация об особенностях транспортного средства, характере поведения и намерениях его водителя во многом предопределяет безопасность в действиях участников движения и уверенность в реализации их намерений. В условиях недостаточной видимости, особенно ночью, информативность по сравнению с другими эксплуатационными свойствами автомобиля, оказывает главное влияние на безопасность движения.



Одной из многих систем автомобиля, обеспечивающих его информативность, может быть автомобильный речевой информатор, предназначенный для звукового оповещения о срабатывании различных датчиков или, иначе говоря, о состоянии систем автомобиля. Информатор "опрашивает" датчики, размещенные в наиболее важных узлах автомобиля, и по результатам опроса формирует речевые фрагменты, отражающие состояние контролируемых узлов.

Анализ опасностей, которые могут возникнуть при эксплуатации автомобиля, позволяют выделить информацию, наиболее часто востребованную водителем. При этом эта информация не должна быть избыточной и не отвлекать водителя от управления автомобилем.

Предлагаются схемы контроля систем общей безопасности автомобиля, освещения, двигателя и торможения. При этом в качестве управляющего блока при моделировании автомобильного речевого информатора рассматривается контроллер Arduino и модуль DFPlayer mini.

Отработка технологии разработки речевых информаторов на базе контроллера Arduino может быть использована в процессе обучения студентов по специальности автомобилестроение при изучении вопросов обеспечения безопасности транспортного средства.

Ковтун Віктор Васильович головний судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, viktor\_kov17@ukr.net, 0954035357

## **ВИЗНАЧЕННЯ ОБСТАВИН ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНОЇ ПОДІЇ З ВІДЕОЗАПИСУ**

Дорожньо-транспортна подія (ДТП) є одним із найбільш розповсюджених правопорушень, внаслідок чого завдається матеріальна шкода, гинуть та отримують травми багато людей. Розслідування цих правопорушень носить свої специфічні особливості, які пояснюються у відомій мірі раптовістю та швидкоплинністю подій, що супроводжуються рухом у транспортному потоці, складними умовами, ускладнюючими сприйняття події свідками, потерпілими.

В ході проведення автотехнічної експертизи виникає необхідність встановлення об'єктивних причин дорожньо-транспортної події. Експерт-автотехнік встановлює передумови виникнення дорожньо-транспортної події на підставі вихідних даних, що надаються йому на дослідження. Частина вихідних даних отримується під час огляду місця дорожньо-транспортної події, а інша невід'ємна частина вихідних даних може бути отримана з показів очевидців, свідків, а також при проведенні слідчих експериментів.

Повнота та об'єктивність експертного висновку прямо залежить від повноти та об'єктивності наданих вихідних даних, що характеризують параметри руху транспортних засобів, пішоходів, час, що минув між певними подіями, режим роботи освітлювальних приладів транспортних засобів і світлофорів.



Зібрані в ході огляду місця ДТП відомості про слідову інформацію можуть бути недостатніми для відтворення характеру руху транспортних засобів та інших обставин, що передували події. Свідків події може не бути, вони іноді не можуть надати інформацію про певні події, або ж навпаки надають суб'єктивну інформацію, яка викривлює достовірність обставин події. Не можна виключати залежність збору інформації на місці ДТП від природних факторів та часу, що пройшов з моменту коли сталась подія до моменту огляду (адже деякі сліди можуть зникати внаслідок атмосферних явищ - дощу, снігу, накладання на них слідів інших транспортних засобів, які не стосуються події). Також якість збору інформації залежить від кваліфікації працівника поліції та можливості його правильно зафіксувати виявлені сліди на місці події. Іноді, взагалі сліди на місці події відсутні. В свою чергу інша частина інформації, що отримується з показів свідків чи потерпілих залежить від суб'єктивного сприйняття інформації кожним із учасників та правильності її відтворення у разі проведення слідчого експерименту.

В залежності від поставлених на вирішення автотехнічної експертизи питань, наданих вихідних даних може бути недостатньо і експерт (законодавством позбавлений можливості самостійно збирати вихідні дані, поставлений у вузькі рамки наданих вихідних даних) вимушений робити запит на додаткові вихідні дані або ж давати висновок без вирішення деяких поставлених питань. Такі обставини не сприяють оперативності та повноті розслідувань справ пов'язаних із ДТП.

Одним із основних способів підвищення об'єктивності та повноти розгляду справ про ДТП є використання в якості вихідних даних для проведення автотехнічних досліджень інформації з відеозаписів.

На теперішній час все більше автомобілістів встановлюють відеореєстратор в автомобіль, а транспортна інфраструктура все більше обладнується засобами відеофіксації. Розповсюдження цифрових відеофіксуючих пристроїв призвело до того, що все більше ДТП стає зафіксованими системами відеозапису.

Відеозапис – це послідовна зміна кадрів на екрані, яка дозволяє спостерігати динаміку руху. Відеозапис відображає дійсність, фактичні обставини ДТП. Тому можливим способом отримання даних про обставини ДТП є відеозапис, який може бути використаний для того щоб встановити:

- час, що минув між певними подіями;
- відстань між учасниками руху;
- характер та параметри руху транспортних засобів;
- режим роботи світлових приладів транспортних засобів та світлофорних об'єктів.

Більшість з цих параметрів є ключовими при проведенні автотехнічної експертизи і можуть бути визначені різними методами, на вибір яких безпосередньо впливає характер наданих експерту матеріалів, а також можливість їх доповнення.

Відеозапис володіє певними властивостями, деякі з яких прямо впливають на принципову можливість вирішення поставлених завдань і вибір

методів дослідження. До основних параметрів відеозапису, які визначають точність визначених величин можна віднести формат, частота кадрів, ракурс та віддаленість апаратури відеозапису від місця події.

Таким чином відеозапис дорожньо-транспортної події є найбільш об'єктивним джерелом інформації при розгляді справ про ДТП.

### **Література.**

1. Підручник «Экспертиза дорожно-транспортных происшествий» Москва, «Транспорт», 1989., В.А. Иларионов.
2. Выпускная квалификационная работа Колесникова Р.А. «Установление обстоятельств ДТП по видеоизображениям» НИУ БелГУ, Белгород-2018.

Криворучко Микола Миколайович, старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківського НДЕКЦ МВС, shnorhel@ukr.net, 0664385197.

### **ПРОБЛЕМА ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ З ТОЧКИ ЗОРУ СУДОВОГО ЕКСПЕРТА**

Згідно статистики Департаменту патрульної поліції за 2018 рік на дорогах України сталося 150120 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 30884 особи та загинуло 3350 осіб; за 2019 рік - 160675 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 32736 осіб та загинуло 3454 особи; за 7 місяців 2020 року - 86890 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 17068 осіб та загинуло 1771 особа [3].

Україна входить в п'ятірку країн Європи за смертністю в ДТП. Україна серед країн Європи, згідно даних інтернет сайту “WORLD ROAD TRAFFIC ACCIDENT REPORT”, знаходиться в цьому рейтингу на четвертому місці – щорічно на дорогах України в ДТП гинуть 8.87 чоловік на 100 тис. населення [4].

Вищевказані дані свідчать про те, що на дорогах України відбувається значна кількість дорожньо-транспортних пригод, при якій травмуються та гинуть люди, а також наноситься значна матеріальна шкода. При цьому показник смертності у ДТП на дорогах України є одним з найбільших у країнах Європи. Таким чином підвищення безпеки дорожнього руху на автодорогах України, з метою зменшення кількості дорожньо-транспортних пригод та зменшення їх негативних наслідків, є актуальним завданням.

Станом на 2020 рік в дії знаходиться Державна програма підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року, затверджена постановою Кабінетом Міністрів України від 25 квітня 2018 р. № 435 [2].

Переважає кількість експертиз стосовно ДТП, які виконуються судовими експертами Експертної служби МВС України, призначені у рамках кримінальних проваджень. При цьому, згідно діючого законодавства, умовою відкриття кримінального провадження при ДТП є отримання його учасниками

тілесних ушкоджень середньої та (або) тяжкої ступенів тяжкості, а також загибель учасників ДТП.

Таким чином судові експерти Експертної служби МВС України, при проведенні експертиз стосовно ДТП, переважно мають діло з дорожньо-транспортними пригодами, у яких травмувались та загинули люди.

Виходячи з сучасної експертної практики, у абсолютній більшості випадків, з технічної точки зору, причиною виникнення ДТП є невідповідності дій водіїв вимогам Правил дорожнього руху України.

Основними розділами Правил дорожнього руху України, дотримання вимог яких водіями значно впливає на безпеку дорожнього руху та виникнення ДТП з тяжкими наслідками є:

- 1) Розділ 8 “Регулювання дорожнього руху”.
- 2) Розділ 10 “Початок руху та зміна його напрямку”.
- 3) Розділ 12 “Швидкість руху”.
- 4) Розділ 16 “Проїзд перехресть”.
- 5) Розділ 18 “Проїзд пішохідних переходів і зупинок транспортних засобів”.

Згідно експертної практики, невідповідності у діях водіїв вимогам Розділу 8 “Регулювання дорожнього руху” ПДР призводять до ДТП з тяжкими наслідками. Оскільки, наприклад при проїзді на червоний сигнал світлофора, який забороняє рух, відбувається перехресне зіткнення транспортних засобів – або, іншими словами, боковий удар, який несе найбільшу небезпеку для водія та пасажирів. Проїзд регульованих пішохідних переходів на червоний сигнал світлофора призводить до наїзду на пішоходів з тяжкими або фатальними наслідками для життя та здоров’я пішоходів.

Також згідно експертної практики, невідповідності у діях водіїв вимогам Розділу 10 “Початок руху та зміна його напрямку” ПДР призводять до ДТП з тяжкими наслідками. Оскільки, наприклад при ДТП, які виникли при розвороті на проїзній частині або виїзді з прилеглої території, також відбувається перехресне зіткнення транспортних засобів – або, іншими словами, боковий удар, який несе найбільшу небезпеку для водія та пасажирів. Рух заднім ходом, без забезпечення безпеки, призводить до наїзду на пішоходів з тяжкими або фатальними наслідками для життя та здоров’я пішоходів.

Невідповідності у діях водіїв вимогам Розділу 12 “Швидкість руху” ПДР також призводять до ДТП з тяжкими наслідками. Оскільки, розповсюдженням явищем є ситуація, коли водій, рухаючись з перевищенням максимально допустимої швидкості руху не може зупинитись до місця наїзду на пішохода або до місця зіткнення. Однак, за тих самих умов, але при русі з допустимою швидкістю руху, він має можливість зупинитись до місця наїзду на пішохода або до місця зіткнення. Одним з найрозповсюдженіших пунктів Правил дорожнього руху, який використовується при технічній оцінці можливості попередити водієм ДТП – є п. 12.3 ПДР. В цьому пункті вказано: “12.3. У разі виникнення небезпеки для руху або перешкоди, яку водій об’єктивно спроможний виявити, він повинен негайно вжити заходів для зменшення швидкості аж до зупинки транспортного засобу або безпечного для інших

учасників руху об'їзду перешкоди [1].” При цьому, згідно експертної практики відомо, що несвоєчасне вжиття заходів для зменшення швидкості при виникненні небезпеки для руху дуже часто є причиною виникнення ДТП з тяжкими наслідками. Невідповідності дій водія вимогам п. 12.3 ПДР несе за собою тяжкі наслідки, як при наїзді на пішоходів, так і при зіткненнях.

Згідно експертної практики, невідповідності у діях водіїв вимогам Розділу 16 “Проїзд перехресть” ПДР призводять до ДТП з тяжкими наслідками. Оскільки, наприклад при виїзді з другорядної дороги на головну, без надання переваги в русі, відбувається перехресне зіткнення транспортних засобів – або, іншими словами, боковий удар, який, в свою чергу, несе найбільшу небезпеку для водія та пасажирів. Також, вищевказане відноситься і до проїзду регульованих перехресть, наприклад при повороті ліворуч на зелений сигнал світлофора, без надання переваги в русі зустрічним транспортним засобам.

Невідповідності у діях водіїв вимогам Розділу 18 “Проїзд пішохідних переходів і зупинок транспортних засобів” ПДР дуже часто призводять до ДТП з тяжкими наслідками. Оскільки водії не надають перевагу пішоходам на нерегульованих пішохідних переходах, що призводить до наїздів на пішоходів з тяжкими або фатальними наслідками для життя та здоров'я пішоходів.

Відповідно до вищенаведеного, виходячи із сучасної експертної практики, з технічної точки зору, основною причиною виникнення ДТП з постраждалими та загиблими є невідповідності дій водіїв вимогам Правил дорожнього руху України. Визначено, що невідповідності дій водіїв вимогам пунктів Розділів 8, 10, 12, 16, 18 Правил дорожнього руху України призводять до ДТП з найбільш тяжкими наслідками для життя та здоров'я учасників дорожнього руху.

Таким чином при розробці Державної програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період після 2020 в першу чергу необхідно сконцентрувати увагу на заходах, спрямованих на забезпечення дотримання Правил дорожнього руху водіями. А саме на забезпеченні дотримання водіями вимог пунктів Розділів 8, 10, 12, 16, 18 Правил дорожнього руху України.

## Література

1. Правила дорожнього руху України [Електронний ресурс] – Режим доступа: <https://монолит.укр/pdd/onlayn-pdr-ukrayini-ukrayinskoju-movouy/> - Назва з екрану.
2. Про затвердження Державної програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року [Електронний ресурс] – Режим доступа: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/en/435-2018> - Назва з екрану.
3. Статистика ДТП в Україні [Електронний ресурс] – Режим доступа: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka> - Назва з екрану.

4. WORLD ROAD TRAFFIC ACCIDENT REPORT [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.worldlifeexpectancy.com/world-road-traffic-accidents-report> - Назва з екрану.

Кужель Володимир Петрович, к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет, [kuzhel2017@gmail.com](mailto:kuzhel2017@gmail.com), [kuzhel\\_v@vntu.edu.ua](mailto:kuzhel_v@vntu.edu.ua)

Зіневич Вікторія Юріївна, магістрант, Вінницький національний технічний університет

Андрощук Руслан Святославович, магістрант, Вінницький національний технічний університет

## **ПОКАЗНИКИ БЕЗПЕКИ ПРИ НАДАННІ ПОСЛУГ З ПЕРЕВЕЗЕНЬ АВТОМОБІЛЬНИМ ТРАНСПОРТОМ**

Як відомо, підвищення якості послуг з перевезень автомобільним транспортом не вимагає значних інвестиційних витрат, адже послуга автомобільного транспорту корисна не як річ, а як певна діяльність, тому її якість може бути пов'язана лише з вдосконаленням самої діяльності. Наприклад, використання більш кваліфікованого, досвідченого персоналу може розглядатись як важливий фактор підвищення якості послуг з перевезень автомобільним транспортом. На проблему забезпечення якості послуг з перевезень автомобільним транспортом впливає ряд негативних факторів [1]:

- низьке фінансування державних програм розвитку транспорту, дорожнього господарства, нівелювання вимог та підходів до утримання доріг;
- недосконалість структурних реформ в галузі автомобільних перевезень;
- перевантаженість доріг, незадовільна система містобудівництва та утримання транспортної інфраструктури;
- недостатній обсяг залучення коштів на розвиток транспорту;
- слабка конкуренція між перевізниками щодо забезпечення безпеки перевезень.

Сформулюємо фактори впливу на якість перевезення пасажирів: комфорт транспортного засобу (ТЗ), мікроклімат, шум, вібрації у ТЗ; наповнення ТЗ; швидкість, своєчасність; збережність багажу; безпека; інформаційне забезпечення процесу перевезень; інформаційне навантаження на пасажирів (реклама, радіо і ін.); облаштування громадського транспорту для можливості в'їзду візків (можливість зробити громадський транспорт інклюзивним) і т.д.

Показники комфортності поїздки характеризують властивості пасажирських перевезень, що обумовлюють створення необхідних умов обслуговування та зручності перебування пасажирів в транспортному засобі. Дана група показників включає в себе: 1) площу транспортного засобу, що приходить на одного пасажирів; 2) частоту прибирання транспортних засобів; 3) температуру повітря в транспортному засобі; 4) освітленість; 5) допустимі значення шуму та вібрації [2].

В свою чергу до показників інформаційного обслуговування відносять частоту передачі інформації: про відправлення і прибуття транспортних засобів; про послуги, що надаються пасажиром та їх вартість; про розміщення необхідних табличок та покажчиків на транспортних засобах, зупиночних пунктах та ін.

Для перевезень вантажів пропонуються наступні критерії ефективності:

- максимально продуктивно використовувати пробіг вантажного рухомого складу протягом всього маршруту;
- забезпечувати максимальне завантаження рухомого складу;
- час одного обороту рухомого складу на маршруті не повинен перевищувати часу однієї зміни роботи водіїв;
- організація руху за можливості по найкоротшій відстані;
- можливість організації диспетчерського керівництва і контролю;
- забезпечувати мінімальні нульові пробіги, виключити можливість зустрічних однорідних перевезень;
- забезпечувати виконання перевезень мінімальною кількістю рухомого складу.

В свою чергу базовими показниками якості транспортного обслуговування вантажовласників залишаються:

- ступінь задоволення попиту за обсягом перевезень вантажів за певний період часу (рік, квартал, місяць і т.д.);
- ступінь ритмічності або регулярності перевезень вантажів;
- рівень виконання встановлених строків доставки вантажів;
- ступінь збережності перевезених вантажів.

Показники безпеки характеризують особливості пасажирських перевезень, що обумовлюють при їх виконанні безпеку пасажирів. Безпека перевезень відноситься до числа обов'язкових вимог. Розрізняють безпеку руху транспортного засобу для інших учасників руху (пішоходи та транспортні засоби) та для пасажирів.

Сформулюємо показники безпеки при наданні послуг з перевезень автомобільним транспортом. Показники безпеки пересування для пасажирів:

- безпека при очікуванні посадки в транспортний засіб;
- безпека при посадці та висадці пасажирів;
- безпеки при пересадці;
- безпека безпосередньо при русі.

Показники збережності вантажу характеризують властивості вантажних перевезень, що зумовлюють перевезення вантажу без втрат і пошкоджень.

До показників забезпечення безпеки чи збережності вантажу відносять:

- відсоток відправлень вантажів, що прибувають з ушкодженнями;
- середню вартість збитків від пошкодження вантажу;
- вартість відшкодування від псування чи втрати вантажу.

## Література

1. Кужель В. П. Визначення рівня якості пасажирських перевезень з позиції пасажирів / Кужель В. П., Іщенко А. П., Бишко М. О. // Вісник СХУ ім. Володимира Даля. – 2013. – № 15(204), Частина 2. – С. 274 – 278.

2. Кужель В. П. Фактори впливу на оцінку якості послуг з перевезень автомобільним транспортом / Кужель В. П., Щерба В. О., Михальчук О. В // Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні», 15-18 жовтня 2019 р., Харків: ХНАДУ – С. 102 – 105.

Кучерявенко Олег Борисович, головний судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, [oleg3791@ukr.net](mailto:oleg3791@ukr.net)

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ЗІТКНЕНЬ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У ВИПАДКУ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЛЬМУВАННЯ ОДНИМ З ВОДІЙ**

В ході проведення автотехнічних експертиз та досліджень у випадках, пов'язаних із зіткненнями транспортних засобів, досить часто виникає необхідність у встановленні відстані від одного автомобіля до місця зіткнення, коли відстань, на якій перебував інший транспортний засіб від місця зіткнення, відома [2, с. 105].

Якщо зіткнення відбулося без застосування гальмування водіями, то відповідні розрахунки є найбільш простими. У випадку зіткнення, коли один з автомобілів був загальмований (або обидва були загальмовані), розрахунки дещо ускладнюються, особливо якщо відомо, що водій застосував гальмування, але відстань, яку здолав загальмований автомобіль до місця зіткнення, встановити не вдалося.

У таких випадках експерт або не має можливості провести розрахунки, або може визначити найменшу відстань, на якій міг перебувати один з автомобілів від місця зіткнення, вдаючись до припущення, що зіткнення відбулося у кінці шляху гальмування автомобіля. Іноді дані розрахунки є виправданими та дозволяють дійти вірних висновків. Але у переважній більшості випадків, коли автомобілі після зіткнення переміщуються на деякі відстані, припущення про те, що зіткнення відбулося у кінці шляху гальмування автомобіля, виглядає нелогічним та суперечливим.

У зв'язку з цим, на думку автора статті, все ж таки можливо визначити найменшу відстань, на якій міг перебувати один з автомобілів від місця зіткнення, не вдаючись до припущення, що зіткнення відбулося у кінці шляху гальмування автомобіля.

Спочатку необхідно визначити найбільший час, протягом якого автомобіль міг рухатися у гальмуванні до місця зіткнення. Далі слід визначити його найменшу швидкість руху у момент зіткнення. Після цього визначають

найбільшу відстань, яку міг здолати загальмований автомобіль до місця зіткнення в умовах події.

Тепер можливо визначити найменшу відстань, на якій міг перебувати автомобіль від місця зіткнення, у заданий момент виникнення небезпеки для руху.

Застосування даного методу розрахунків у деяких випадках дозволяє експерту дійти вірних висновків та вирішити поставлені перед ним запитання щодо наявності у водіїв технічної можливості попередити зіткнення.

### **Список використаної літератури**

1. Определение и применение в экспертной практике параметров торможения автотранспортных средств. М.: 1986. – 12 с.

2. 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.

3. Экспертная практика и новые методы исследования. Выпуск 3. Результаты систематизации экспериментально-расчетных значений параметров торможения автотранспортных средств. М.: 1990. – 16 с.

Лисенко Михайло Романович, судовий експерт, Харківський НДЕКЦ МВС, [lisinkomi@gmail.com](mailto:lisinkomi@gmail.com), (+380) 66-89-88-380.

### **ПЕРЕВАГИ НАЯВНОСТІ ЗАСОБІВ ВІДЕОРЕЄСТРАЦІЇ В АВТОМОБІЛІ ПІД ЧАС ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНОЇ ПРИГОДИ**

Згідно статистики Департаменту патрульної поліції в Україні за 2018 рік сталось 150120 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 30884 особи та загинуло 3350 осіб; за 2019 рік сталось 160675 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 32736 особи та загинуло 3454 осіб; а за 7 місяців 2020 року сталось 86890 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 17068 осіб та загинуло 1771 особа [5].

Згідно зі статистикою смертності в ДТП, що ведеться Всесвітньою організацією охорони здоров'я (World Health Organization), яка кожні 3-5 років випускає спеціальний звіт під назвою «Доповідь про безпеку дорожнього руху в світі» («Global Status Report on Road Safety»), Україна знаходиться на 104 місці зі 175 країн світу за смертністю людей в ДТП. Показник смертності українців під час ДТП, складає 13.7 чоловік на 100 тис. чоловік населення [6]. При цьому, смертність на дорогах України є однією з найбільших у країнах Європи.

В Державній програмі з підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року є пункт під назвою «Удосконалення ведення обліку та проведення аналізу даних стосовно дорожньо-транспортних пригод».



Згідно цієї програми, планується створення бази даних ДТП, яку можна буде використовувати не тільки для підведення статистики дорожньо-транспортних пригоди, а і для аналізу самих ДТП з метою подальшого зменшення їх кількості на українських дорогах. Однак в ній не розглядається впровадження засобів відеозапису, таких як автомобільні відеореєстратори, які станом на теперішній час отримали значне розповсюдження і можуть частково вирішити дане питання, оскільки вони можуть і були створені для того, щоб записувати механізм дорожньо-транспортних пригоди.

На теперішній час, в продажу присутній достатньо широкий асортимент автомобільних відеореєстраторів, як в бюджетному сегменті, так і з різним додатковим функціоналом. Вартість автомобільних відеореєстраторів початкового рівня на теперішній час вже приблизилась до вартості однієї заправки бензином паливного баку на легковому автомобілі. При цьому характеристики сучасних автомобільних відеореєстраторів навіть початкового рівня, дозволяють отримувати відеозаписи якості зображення яких дозволяє на базовому рівні перевірити відповідність дій водія автомобіля вимогам Правил дорожнього руху України. Наприклад: на який сигнал світлофора автомобіль виїхав на перехрестя, чи мались перешкоди для руху, чи було виправданим та безпечним маневрування, по якій смузі рухався автомобіль тощо.

Якість відеозапису з відеореєстраторів середнього та преміального сегменту вже дозволяє встановлювати швидкість руху транспортних засобів, розташування транспортних засобів на проїзній частині відносно її меж з достатньою точністю, встановлювати місце наїзду на пішохода відносно меж проїзної частини не тільки вдень, а і в нічний час.

В сучасній експертній практиці основним джерелом даних, які характеризують механізм дорожньо-транспортної пригоди і, які використовуються при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод залишаються свідчення свідків дорожньо-транспортної пригоди. Свідчення свідків є суб'єктивними, оскільки сприйняття однієї і тієї ж ситуації (швидкості руху, відстані тощо) різними людьми може значно відрізнитися один від одного. При цьому, не можна виключати і навмисне викладення свідками завідомо неправдивих свідчень стосовно механізму дорожньо-транспортної пригоди. А 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, не завжди можливо.

Відеозапис з відеореєстратора є відображенням події ДТП, і він надає об'єктивні, а не суб'єктивні вихідні дані, які характеризують механізм дорожньо-транспортної пригоди на відміну від свідчень свідків.

Дослідження відеозапису (за відповідних умов) дозволяє встановити широкий спектр вихідних даних, які характеризують механізм ДТП:

- швидкість руху транспортного засобу;
- на якій відстані відносно меж проїзної частини рухався транспортний засіб;
- розташування місця наїзду (зіткнення) відносно меж проїзної частини;
- швидкість (темп) руху пішохода;

- на якій відстані відносно меж проїзної частини рухався пішохід;
- траєкторія руху транспортного засобу;
- траєкторія руху пішохода;
- взаємне розташування транспортних засобів в момент їх зіткнення;
- взаємне розташування транспортного засобу та пішохода в момент наїзду;
- на який сигнал світлофора рухався транспортний засіб;
- на який сигнал світлофора рухався пішохід;
- час знаходження в нерухомому стані транспортного засобу;
- час знаходження в нерухомому стані пішохода;
- розташування відносно меж проїзної частини транспортного засобу;
- розташування відносно меж проїзної частини пішохода;
- на якій відстані від стоп-лінії (світлофора, меж перехрестя) знаходився транспортний засіб в момент загоряння для нього відповідного сигналу світлофора;
- наявність об'єктів, які могли б обмежувати оглядовість;
- наявність об'єктів, які могли б створювати перешкоду або небезпеку для руху [1].

Однак, як було сказано раніше, не кожен відеозапис може бути використаний експертами для повного та всебічного дослідження механізму ДТП. Відеозапис повинен мати достатню розподільчу здатність, а саме, повинні бути наявні чіткі контури об'єктів (автомобіля, пішохода), стосовно яких проводиться дослідження. Повинні бути наявні достатньо інформативні масштабні маркери (ширина проїзної частини, дорожня розмітка, стовпи тощо.). Чим більша частота кадрів відеозапису, тим більш точно можливо встановити положення об'єктів (автомобіля, пішохода), стосовно яких проводиться дослідження у відповідні проміжки часу.

Дешеві відеореєстратори не завжди можуть видати відеозапис достатньої якості, яка необхідна для повного дослідження механізму ДТП, при цьому, навіть ці відеореєстратори здатні зафіксувати основну частину механізму ДТП (характер руху автомобілів та пішоходів, на який сигнал світлофора рухалися учасники ДТП, де знаходилось місце зіткнення транспортних засобів чи місце наїзду на пішохода).

Отже, основною перевагою відеозапису ДТП з автомобільного відеореєстратора є об'єктність відображення обставин ДТП, оскільки вони зафіксовані технічним засобом – відеокамерою. Також перевагою відеозапису ДТП є можливість, за відповідних умов, оцінити механізм розвитку в цілому на всіх його трьох стадіях. Зокрема дослідження відеозапису ДТП дає можливість, за відповідних умов, оцінити першу стадію механізму пригоди та встановити об'єктивний характер руху учасників ДТП до зіткнення або наїзду.

На основі вищевикладеного, слід зробити висновок, що повсякчасне впровадження засобів відеофіксації на автомобільному транспорті приведе до отримання відеозаписів з відображенням об'єктивних обставин ДТП, що

дозволить підвищити об'єктивність розслідувань ДТП та буде сприяти об'єктивному визначенню причин, через які відбуваються ДТП.

В свою чергу, виявлення об'єктивних причин виникнення ДТП, дозволить розробити ряд інших додаткових заходів, спрямованих на підвищення безпеки дорожнього руху.

### Література

5. Методика проведення комплексної автотехнічної, фототехнічної і відеотехнічної експертизи з метою встановлення обставин ДТП /Київський НДІСЕ Мінюсту України, 2014.
6. Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Веб-сайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/en/481-2017> (дата звернення 29.08.2020).
7. Про затвердження Державної програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Веб-сайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/en/435-2018> (дата звернення 30.08.2020).
8. Розслідування обставин дорожньо-транспортних пригод/ Авт.-уклад. С.О. Шевцов, К.В. Дубонос.-Х: Факт, 2003.
9. Статистика ДТП в Україні.Веб-сайт.URL: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka> (дата звернення 27.08.2020).
- 10.Рейтинг стран по уровню смертности в ДТП.Веб-сайт. URL: <https://nonews.co/directory/lists/countries/mortality-road-traffic> (дата звернення 27.08.2020).

Махлай Сергій Миколайович, старший експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, Mak6807@ukr.net, тел. 0677101591

### **ЗАСТОСУВАННЯ АВТОМАТИЧНОЇ ФІКСАЦІЇ ПОРУШЕНЬ ПРАВИЛ ДОРОЖНЬОГО РУХУ В УКРАЇНІ**

На підставі результатів досліджень в сфері регулювання швидкісного режиму рекомендується, щоб швидкість руху у міських районах не перевищувала 50 км/год.

З 1 січня 2018 року в Україні були внесені зміни до п.12.4 Правил дорожнього руху, згідно яких максимально допустима швидкість руху в населених пунктах складає 50 км/год.

За 2019 рік в Україні сталося майже 26 тисяч ДТП з постраждалими, з яких близько 9300 дорожньо-транспортних пригод виникло внаслідок перевищення водіями швидкості руху. В цих дорожньо-транспортних пригодах загинуло та отримали травми понад 13 тисяч осіб.

Таким чином наведені вище статистичні дані свідчать про те, що водії транспортних засобів не дотримуються обмежень швидкісного режиму, що приводить до виникнення дорожньо-транспортних пригод.

З 1 червня 2020 року в місті Києві та Київській області запрацювала система автоматичної фото- та відеофіксації порушень Правил дорожнього руху. На аварійно-небезпечних ділянках доріг Києва та області було встановлено 50 камер автофото- та відео фіксації порушень Правил дорожнього руху. На початковому етапі система фіксує лише такий вид порушень Правил дорожнього руху, як перевищення встановлених обмежень швидкості руху транспортних засобів.

Як наголосив перший заступник начальника Департаменту патрульної поліції Олексій Білошицький - «Наша мета – зменшити кількість ДТП та попередження правопорушень, зниження швидкості саме в аварійних місцях. І, за умови відкритості, кількість ДТП знижується. Однак, для порушників передбачена відповідальність».

В перші дні роботи даної системи були зафіксовані випадки руху транспортних засобів зі швидкістю понад 200 км/год.

За 100 днів роботи системи автоматичної фото- та відеофіксації порушень Правил дорожнього руху поліцією було складено 833 тисячі 849 постанов за наслідками порушень Правил дорожнього руху.

Але найголовнішим є те, що за вказаний період часу в місцях встановлення камер автоматичної фото- та відео фіксації порушень ПДР, на окремих ділянках кількість дорожньо-транспортних пригод зменшилась з 37 до 13, а на деяких ділянках доріг аварії припинились взагалі, що свідчить про зниження швидкості руху транспортних засобів в місцях де встановлено камери автоматичної фіксації порушень ПДР.

Зменшення кількості ДТП в місцях встановлення камер автоматичної фото- відео фіксації порушень Правил дорожнього руху вказує на те, що дана система, як одна з складових забезпечення безпеки дорожнього руху, функціонує дуже ефективно і є дієвим засобом профілактики та попередження правопорушень в сфері дорожнього руху.

Таким чином систему автоматичної фіксації порушень ПДР необхідно розповсюджувати по всій території держави. Однак для впровадження комплексів автоматичної реєстрації порушень ПДР в масштабі країни потрібна дуже велика сума коштів, яких на даний час країна не має. Недостатнє фінансування державою даного проекту може привести до того, що впровадження системи автоматичної фіксації порушень ПДР буде розтягнуто на тривалий час.

### **Список використаної літератури**

1. Правила дорожнього руху. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-п> - Назва з екрану.
2. Патрульна поліція. Статистика. Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/> - Назва з екрану.
3. Патрульна поліція. Підсумки 100 днів роботи автоматичної системи фото- і відеофіксації порушень ПДР. Режим доступу:

[https://mvs.gov.ua/ua/news/33836\\_Zavdyaki\\_avtosistemi\\_foto\\_ta\\_video\\_fiksacii\\_po\\_rushen\\_PDR\\_na\\_okremih\\_dilyankah\\_dorogi\\_pripinilisya\\_avarii\\_\\_Anton\\_Gerashchenko.htm](https://mvs.gov.ua/ua/news/33836_Zavdyaki_avtosistemi_foto_ta_video_fiksacii_po_rushen_PDR_na_okremih_dilyankah_dorogi_pripinilisya_avarii__Anton_Gerashchenko.htm) - Назва з екрану.

Меркулов Кирило Віталійович, старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківського НДЕКЦ МВС, kirillkirill7@ukr.net, 0637561488.

## **ПРОБЛЕМАТИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД, ПОВ'ЯЗАНИХ ІЗ СИСТЕМОЮ ОСВІТЛЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

На дорогах України відбувається значна кількість дорожньо-транспортних пригод, при яких травмуються та гинуть люди, а також наноситься значна матеріальна шкода. При цьому показник смертності у ДТП на дорогах України є одним з найбільших у країнах Європи. Таким чином підвищення безпеки дорожнього руху з метою зменшення кількості дорожньо-транспортних пригод та зменшення їх негативних наслідків є актуальним завданням.

На протязі 2017 року в Україні було зафіксовано 162526 дорожньо-транспортних пригод, 2018 року – 150120, 2019 року – 160675, за 7 місяців 2020 року – 86890 [2].

Значна кількість дорожньо-транспортних пригод відбувається в темний час доби. Відомо, що одним із основних напрямків робіт в області підвищення рівня безпеки дорожнього руху вночі є вдосконалення систем автомобільного освітлення. Аналіз закономірностей функціонування зорового аналізатора водія, результатів власних досліджень систем автомобільного освітлення, досліджень проведених у нашій країні і за кордоном дозволяють виділити ряд основних факторів, що характеризують систему освітлення з урахуванням вимог безпеки руху: дальність видимості елементів дорожньої обстановки; рівномірність освітлення (як по ширині, так і уздовж дороги); кутова ширина пучка, що характеризує видимість дороги по ширині; видимість (ступінь видимості) елементів дорожньої обстановки як відношення їх контрастів до граничного значення контрасту.

На транспортному засобі суттєву роль відіграє освітлення, оскільки при поганому освітленні можуть бути невідповідна видимість елементів проїзної частини чи об'єктів, що знаходяться на дорозі. Це може привести до виникнення дорожньо-транспортної пригоди. Таким чином ближнє і дальнє світло фар повинні відповідати вимогам стандартів, що стосуються безпеки дорожнього руху, а також правил технічної експлуатації, інструкцій заводів-виробників та іншої нормативно-технічної документації.

На теперішній час є достатньо багато джерел ближнього та дальнього світла фар транспортних засобів: галогенні, ксенонові (НІД або газорозрядні) та світлодіодні LED лампи. Вказані джерела світла відрізняються своїми конструктивними особливостями та експлуатаційними характеристиками.

На сьогоднішній день існують досить жорсткі вітчизняні та міжнародні вимоги до світлорозподілу фар, а особливо до освітленості, яка забезпечується фарами автомобілів і регламентується за допомогою вимірювальних екранів для відповідних зон та напрямків попереду автомобіля.

Освітленість, яка забезпечується фарами, чинить суттєвий вплив на дальність видимості об'єктів дорожньої обстановки та засліпленість водіїв фарами зустрічних автомобілів, а, відповідно, і на безпеку дорожнього руху в темну пору доби. Саме тому надзвичайно важливо періодично проводити перевірку світлорозподілу автомобільних фар, значення освітленості та його відповідності чинним вимогам.

### Література

11. Правила дорожнього руху [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://монолит.укр/pdd/onlayn-pdr-ukrayini-ukrayinskoju-movouu>.
12. Статистика ДТП в Україні [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka>.
13. Основы судебного-экспертного исследования технического состояния транспортных средств. / Г.В. Жилинский; КНИИСЭ, 1982.

Савчук Андрій Дмитрович, судовий експерт, Харківський НДЕКЦ МВС, (099) 568 27 85, [andrusha273@ukr.net](mailto:andrusha273@ukr.net).

### **ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЕКСТРЕНОВОГО ГАЛЬМУВАННЯ ПОПЕРЕДЖУЮЧОЇ ДІЇ НА ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛЯХ ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ ДТП.**

Як відомо, розробка заходів щодо підвищення конструктивної безпеки автомобіля щоб запобігти ДТП, носить глобальний характер. І причиною цього є ускладнення умов руху, що ставить перед водієм проблеми керування автомобілем, з вирішенням яких вже не завжди може впоратися людина. Ці проблеми здатні вирішувати, з чим давно вже згодна більшість фахівців, тільки бортові обчислювальні системи, тому ніякі заходи адміністративного характеру не призводять до стійкого зниження показників числа і тяжкості ДТП. Тому тільки бортові обчислювальні системи автомобілів, обробляючи поточну інформацію при русі автомобіля, можуть систематизувати її, фіксувати, а в разі потреби або видавати водієві, або коригувати його дії з урахуванням фактично створених умов руху.

Питання про зниження числа і наслідків ДТП довгі роки залишався самим гострим і велике число науково-дослідних установ, фірм і підприємств по всьому світу вели та ведуть роботи в цьому напрямку. В результаті було розроблено та впроваджено в гальмівну систему автомобіля більше 10 різних систем активної безпеки, наприклад: електронний розподіл гальмівних сил, системи курсової та динамічної стійкості транспортного засобу, протибуксовочная система, система адаптивного регулювання швидкості та ін. Дані системи добре зарекомендували



себе, однак хоч і число і наслідки ДТП стали знижуватися, в місцях, де почали масово експлуатуватися автомобілі оснащені такими системами, проте для подальшого зниження ДТП необхідно вийти на новий рівень активної безпеки. Таким рівнем стали системи активної безпеки попереджувальної дії. За кордоном вона отримала назву - Advanced Emergency Braking Systems (AEBS) - система екстреного гальмування попереджувальної дії (далі AEBS). Більшість ДТП не могло бути попереджено існуючими системами активної безпеки т.к. основна причина більшості ДТП - це людський фактор. Тому для того, щоб уникнути якомога більше ДТП, необхідно аналізувати дорожню обстановку. Найбільших успіхів у цьому напрямку досягла всесвітньо відома фірма Westinghouse Air Braking Company (WABCO), яка в 2008 році запропонувала ринку систему автономного екстреного гальмування і запропонувала концепцію розвитку даної системи (AEBS).

В еволюції своїх гальмівних систем фірма «WABCO» вибрала шлях, заснований на впровадженні великого числа функцій, які б допомагали людині (водію) попереджати ДТП. Своєю головною метою вони ставлять повністю виключити ДТП. Мета більш ніж амбітна, але абсолютно правильна тому, що ДТП завдають великої шкоди. Тому розробка та дослідження таких систем буде актуальною доти, поки повна відсутність ДТП не стане реальністю.

Роботу системи (AEBS) можна розділити на три етапи:

1. Встановлені в передній частині вантажного автомобіля датчики (два радари і стереокамера) постійно відстежують об'єкти попереду автомобіля. Радари відповідають за точне визначення відстані до об'єкта і швидкість зближення з об'єктом, а камера, встановлена за лобовим склом, визначає наскільки широко перешкоду, положення щодо поздовжньої площини, а також природу об'єкта (рис. 1).

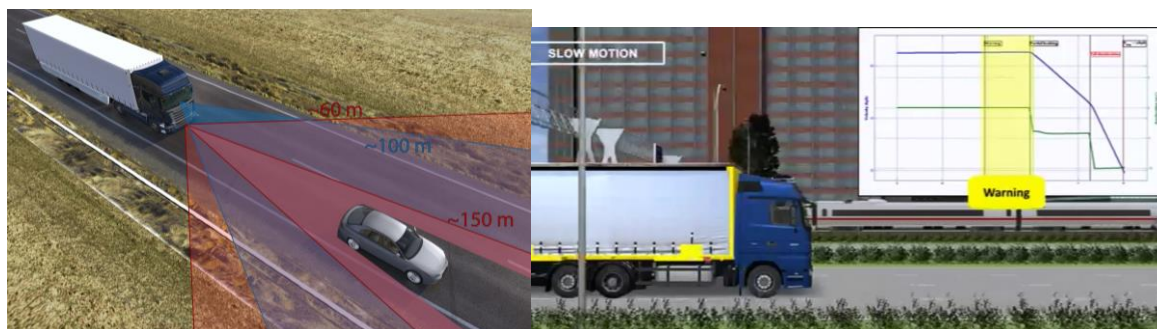


Рисунок 1. Відстеження системою попереду рухомих транспортних засобів та перший етап роботи системи.

2. Коли на шляху вантажного автомобіля виникає перешкода, наприклад, коли вантажний автомобіль наближається до автомобіля, який вказує, правий поворот якраз перед виїздом з автомагістралі. Система визначає, чи є під контролем водія поточна ситуація, тобто система перевіряє, чи змінено положення педалі акселератора в бік зменшення числа обертів двигуна, приведена в дію педаль гальма. Якщо система виявляє перешкоду на шляху вантажівки і перевірка

показала, що водій не реагує на неї, тоді блок управління подає попереджувальний звуковий сигнал і посилає повідомлення на дисплей водія, інформуючи водія про високий ризик зіткнення. Якщо після цих підказок, немає ніяких ознак, що водій відреагував на ситуацію, система переходить в наступну стадію готовності. Блок управління посилає ще раз звуковий і світловий сигнал водієві, знижує оберти двигуна і в цей час робоча гальмівна система підводить колодки до гальмівного барабану, готуючись до екстреного гальмування. При цьому пригнічується робота радіоприймача і мобільного телефону, виробляється затягування ремня безпеки або виникає вібрація на сидінні водія і рульовому колесі. Також у вантажівки починають блимати освітлювальні вогні (рис. 2).



Рисунок 2. Другий етап роботи системи.

3. У випадку, вантажний автомобіль наближається на критичну відстань, при цьому досі від водія ніякої реакції немає, то система переходить у фазу екстреного аварійного гальмування з максимальною ефективністю, незважаючи на те, що зіткнення може бути неминучим, щоб як мінімум полегшити силу удару (рис 3.). Після чого вантажний автомобіль зупиняється.

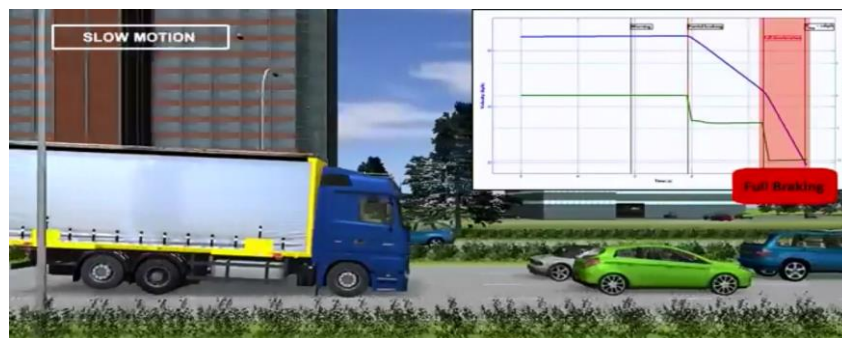


Рисунок 3. Третій етап роботи системи.

Запобігання 100% зіткнення неможливо, т.к гальмування може відбуватися в різних дорожніх і погодних умовах, також на це буде впливати стан вантажівки. Дана система в деяких випадках може допомогти, якщо при русі, якщо водій втратив свідомість і вантажний автомобіль рухається в некерованому стані.

## Висновок



Слід зазначити, що впровадження даної системи (АЕBS) на вантажних автомобілях - це не панацея від ДТП, запобігання яких залишається завданням водія. Ця система лише може знизити можливий збиток і тяжкість наслідків при ДТП, але в тому випадку, якщо водієві самому не вдасться запобігти ДТП.

### Література

1. Об идеологии интеллектуальных систем управления АТС Журнал "Автомобильная промышленность", 2007 год, № 10 УДК 629.113/.115:681.5.017 Д-р техн. наук Ю.Я. МОРГОВСКИЙ, Самарский ГАУ
2. А.В. Бочаров, к.т.н. / А.А. Прокофьев Центр испытаний «НАМИ» (НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ») о разработке новых технических предписаний к тормозным системам.
3. Достаточно общая теория управления. Постановочные материалы учебного курса факультета прикладной математики — процессов управления Санкт-Петербургского государственного университета (1997 — 2003 гг.). — Санкт-Петербург, 2003. — 419 с.
4. <https://www.dafbelarus.by/mirdaf/novosti-daf/aebs-3-na-tiagachah-daf.html>.

Скиба Григорій Васильович, завідувач відділу автотехнічних досліджень лабораторії автотехнічних досліджень та криміналістичного дослідження транспортних засобів Дніпропетровського НДЕКЦ МВС України, 04\_ate@ukr.net

### **ПИТАННЯ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД, ПОВ'ЯЗАНІ З ВИЗНАЧЕННЯМ БЕЗПЕЧНОЇ ДИСТАНЦІЇ**

В експертній практиці часто зустрічаються випадки, коли необхідно виконати дослідження дорожніх ситуацій, пов'язаних зі зміною напрямку руху транспортного засобу, який до цього рухався попереду іншого транспортного засобу в потоці, з наступним наїздом останнім на перешкоду, яка до маневру першого була поза полем зору водія другого ТЗ.

Досліджуючи такі ситуації, коли задній рухається з безпечною дистанцією (яку ми розраховуємо за діючими дотепер розрахунками [1]) до переднього, при маневруванні останнього на відстані, близькій до критичної, до перешкоди, з використанням програмного забезпечення (симуляторів), коли можливо змодельовати процес зближення усіх учасників до моменту настання ДТП, приходимо до висновку, що з моменту коли водій заднього об'єктивно може виявити перешкоду з-за габаритів переднього автомобіля (того який маневрує), його автомобіль перебуває вже на такій відстані від перешкоди, на якій водій навіть своєчасно застосувавши екстрене гальмування не має технічної можливості уникнути наїзду на перешкоду (зупинитися до неї). З-за вказаних обставин і існуючих розрахунках безпечної дистанції трапляються ситуації, що в діях жодного з учасників не буде вбачатися невідповідностей

вимогам Правил дорожнього руху (ПДР), які перебували би в причинному зв'язку з настанням ДТП (наприклад, біля правого краю проїжджої частини зупинився автомобіль, до нього наближаються два автомобілі, передній виконує об'їзд, а задній не встигає цього зробити). Але якщо усі учасники здійснюють рух у відповідності з вимогами Правил дорожнього руху, ДТП виникати не повинні. Отримуємо протиріччя, і відповідно десь допущено помилку.

Такі ситуації вже розглядалися на подібних конференціях. Було запропоновано наступне [2]:

1) Коли наїзд на перешкоду трапляється в крайній лівій або правій смузі даного напрямку, то водія заднього ТЗ необхідно оцінювати відповідно до вимог п.п. 13.1 (безпечна дистанція) та 12.1 (безпечна швидкість) ПДР, і його дії не відповідали цим вимогам, а невідповідності в діях вимогам п. 12.1 ПДР з технічної точки зору перебувають в причинному зв'язку з ДТП;

2) Коли наїзд на перешкоду трапляється не в крайній лівій або правій смузі даного напрямку, то водія заднього ТЗ необхідно оцінювати відповідно до вимог п. 12.3 ПДР, і в залежності від наявності у нього технічної можливості уникнути наїзду на перешкоду робити остаточний висновок про відповідність його дій цим вимогам ПДР.

Але це не є правильним, по-перше, що це є неоднозначним підходом до типових ситуацій, а по-друге, у варіанті коли водій заднього ТЗ не буде мати технічної можливості уникнути наїзду, ми знову отримуємо вищенаведене протиріччя.

Повернемося до терміну «безпечна дистанція». Згідно п. 1.10 Правил дорожнього руху безпечна дистанція – це відстань до транспортного засобу, що рухається попереду по тій самій смузі, яка у разі його раптового гальмування або зупинки дасть можливість водієві транспортного засобу, що рухається позаду, запобігти зіткненню без здійснення будь-якого маневру. Як бачимо, тут не врахована вищерозглянута ситуація. Але ж сама назва дистанції між попутними ТЗ, як «безпечна», повинна надавати можливість уникнути ДТП в будь яких ситуаціях, окрім аварійних.

Ось тут на наш погляд і закладено цю помилку. Необхідно додавати в описання цього терміну і можливість зупинитися до перешкоди на смузі руху, у разі маневру переднього ТЗ. А експертам в таких ситуаціях величину безпечної дистанції пропонуємо визначати з умови, що вона не повинна бути меншою ніж половина зупиночного шляху автомобіля (що визначено шляхом моделювання за допомогою програмного забезпечення - симуляторів), оскільки така відстань гарантує водію заднього ТЗ при своєчасному застосуванні гальмування уникнути наїзду на перешкоду. І тоді водія заднього ТЗ необхідно оцінювати за вимогами п. 13.1 або 12.3 Правил дорожнього руху. Тобто, якщо він здійснював рух з безпечною дистанцією, то в його діях є невідповідності вимогам п. 12.3 ПДР, а якщо з небезпечною, то, відповідно, - 13.1 ПДР, які перебувають в причинному зв'язку з даною ДТП.

## Література

1. Бекасов В. А. Автотехническая экспертиза [Текст] / В. А. Бекасов, Г. Я. Богород, Б. Д., Зотов, Г. Г. Индиченко. - М.: Юридическая литература, 1967.
2. Актуальные вопросы теории и практики судебной автотехнической экспертизы. Сборник материалов международного научно-практического семинара. / ХНИИСЕ им. Засл. проф. Н.С. Бокариуса. – Харьков, 2005.

Смик Олександр Миколайович старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківського Науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України, [s\\_1988@ukr.net](mailto:s_1988@ukr.net), 0500263608

### НЕОБХІДНІСТЬ РОЗРОБКИ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ НОВИХ ТИПІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ЛАМП

На даний час існує методика: 10.3.02 «Дослідження автомобільних ламп». Дана методика вирішує наступні питання:

1. Горіла чині автомобільна лампа в момент руйнування колби?
2. Яке світло горіло ближнє чи дальнє в момент руйнування колби?
3. Стара чи нова електролампа надана на дослідження [1]?

Дана методика може бути використана лише для дослідження ламп розжарювання. Суть даної методики полягає в дослідженні характерних ознак, залишених на спіралі накалювання та колбі.

На сьогоднішній день існує три основних види автомобільних ламп: галогенові (лампи розжарювання), ксенонові і світлодіодні.

Галогенні лампи - це модифікація стандартних ламп розжарювання. Вказана лампа має вольфрамову спіраль, але нагрівається до набагато більш високої температури (3000 °С), а від перегорання її оберігає газ, який заповнює цоколь під великим тиском [2].

Ксенонові лампи (НІД або газорозрядні) - наступне покоління автомобільних ламп. У них вже не використовується спіраль розжарення, а джерелом світла є плазма - іонізований газ, що дає яскраве свічення [3].

Світлодіодні або LED лампи - найсучасніший, новітній варіант. В останні роки почали застосовуватися в якості головного світла фар. Складаються з радіатора охолодження, електронного блоку (драйвера) та світлодіодів [4].

В зв'язку з конструкційними особливостями ксенонових та LED ламп, а саме з відсутності спіралі накалювання, дана методика не може бути застосована для їх дослідження. Тому необхідно розробити методику дослідження конструктивних особливостей ксенонових та LED ламп, за якими можна було, в категоричній формі, встановити чи горіла ксенонова або LED лампа в момент руйнування.

## Література

1. Криминалистическое исследования автомобильных ламп (методическое пособие для экспертов), ВНИИСЭ, м., 1981.

2. Галогенні лампи [Електронний ресурс] – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/w/index.php?search=галогенные+лампы&title=Служебная%3АПоиск&go=Перейти&ns0=1> - Назва з екрану.

3. Ксенонові лампи [Електронний ресурс] – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/w/index.php?search=Ксенонови+лампы&title=Служебная%3АПоиск&go=Перейти&ns0=1> - Назва з екрану.

4. LED лампи [Електронний ресурс] – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/w/index.php?search=LED+лампы&title=Служебная%3АПоиск&go=Перейти&ns0=1> - Назва з екрану.

Старіков Євгеній Львович, старший судовий експерт Харківського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України, [evgeniyst@ukr.net](mailto:evgeniyst@ukr.net)

### **ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ЕКСПЕРТНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДТП, ЯКІ ВІДБУЛИСЯ НА НЕРЕГУЛЬОВАНИХ ПІШОХІДНИХ ПЕРЕХОДАХ**

Згідно зі статистичними даними, що опубліковані Патрульною поліцією, у 2019 році в Україні відбулося 1673 дорожньо-транспортні пригоди, які пов'язані з порушенням правил проїзду пішохідних переходів. Порівняно із загальною кількістю доля таких ДТП складає близько 6% [1].

При проведенні автотехнічних експертиз оцінка дій водія автомобіля, який скоїв наїзд на пішохода, викликає деякі труднощі. Так, в п. 18.1. Правил дорожнього руху вказано: «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» [2].

З формулювання цього пункту слідує, що водій транспортного засобу, який наближається до нерегульованого пішохідного переходу, повинен зменшувати швидкість руху транспортного засобу лише за умови, що він знаходиться на нерегульованому пішохідному переході. Якщо пішохід знаходиться поза межами нерегульованого пішохідного переходу, то зниження швидкості руху транспортного засобу при наближенні до нерегульованого пішохідного переходу ніякими вимогами Правил дорожнього руху не регламентовано.

У разі, якщо видимість пішохода необмежена та до виходу на нерегульований пішохідний перехід та на ньому пішохід рухався у одному й тому ж напрямку, то до виходу пішохода на нерегульований пішохідний перехід водій може припускати, що з великою вірогідністю пішохід буде

переходити проїзну частину, тому водій може приблизно визначити момент виходу пішохода на нерегульований пішохідний перехід та завчасно підготуватися до надання пішоходу переваги в русі. Оскільки рух пішохода в напрямку нерегульованого пішохідного переходу є одним з елементів дорожньої обстановки, то, на думку автора, за умов, що вказані вище, необхідно оцінювати дії водія щодо їх відповідності як вимогам п. 18.1. Правил дорожнього руху, так і вимогам п. 12.1. цих Правил, де вказано: «Під час вибору в установлених межах безпечної швидкості руху водій повинен урахувати дорожню обстановку, а також особливості вантажу, що перевозиться, і стан транспортного засобу, щоб мати змогу постійно контролювати його рух та безпечно керувати ним» [2].

Якщо при наближенні до нерегульованого пішохідного переходу з будь-яких причин видимість пішохода з місця водія обмежена, то виїзд транспортного засобу на пішохідний перехід, який не повністю проглядається водієм, не можна вважати безпечним, оскільки вірогідність знаходження пішохода на нерегульованому пішохідному переході є досить великою. В умовах обмеженої видимості пішохода, зазвичай видимість дорожніх знаків «Пішохідний перехід» є набагато більшою, ніж видимість пішохода. На думку автора, з врахуванням такої дорожньої обстановки також необхідно оцінювати дії водія щодо їх відповідності вимогам як п. 18.1. Правил дорожнього руху, так і вимогам п. 12.1. цих Правил.

Якщо ж пішохід стоїть біля нерегульованого пішохідного переходу, але поза його межами, або наближається до нерегульованого пішохідного переходу уздовж меж проїзної частини, а потім змінює напрямок свого руху та виходить на нерегульований пішохідний перехід, то водій транспортного засобу не може навіть припустити, що пішохід вийде на нерегульований, а тим більш не може приблизно визначити момент виходу пішохода на нерегульований пішохідний перехід та завчасно підготуватися до надання пішоходу переваги в русі. На думку автора, за умов, що вказані вище, необхідно оцінювати дії водія щодо їх відповідності вимогам лише п. 18.1. Правил дорожнього руху.

Таким чином, при проведенні експертного дослідження обставин ДТП врахування дій пішохода не тільки після виходу на нерегульований пішохідний перехід, а й до нього, дозволить дати більш об'єктивну оцінку діям водіїв транспортних засобів.

## Література

1. Інтернет-ресурс [patrol.police.gov.ua](http://patrol.police.gov.ua)
2. Правила дорожнього руху: Офіційне видання. – К.: Видавництво Арії, 2019.

Шумляківський Володимир Петрович. к.т.н., Державний університет «Житомирська політехніка», [shumliakivskyiv@ztu.edu.ua](mailto:shumliakivskyiv@ztu.edu.ua) , +380674102986

Бака Олег Миколайович. ст. викладач, Державний університет «Житомирська політехніка», [cityintegrals@gmail.com](mailto:cityintegrals@gmail.com)

Добровінський Олександр Олександрович, асистент. Державний університет «Житомирська політехніка», [dobroalex19@gmail.com](mailto:dobroalex19@gmail.com)

Максимов Олександр Сергійович, магістрант 2 курсу гр. ААГ-17, Державний університет «Житомирська політехніка», [thesirexpert@gmail.com](mailto:thesirexpert@gmail.com)

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКУ ПЕРЕХРЕСТЬ МІСТА З ВИКОРИСТАННЯМ БЕЗПІЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ**

Урбанізація населення та економічний розвиток міських ОТГ супроводжуються значним збільшення кількості автомобільного транспорту на вулично-дорожній мережі міста. Наявна транспортна інфраструктура міст та діюча система організації дорожнього руху не можуть ефективно забезпечити безпеку дорожнього руху за умов сьогодення. Дієвим методом пошуку шляхів вдосконалення організації дорожнього руху є його моделювання в програмному середовищі PTV Vissim. Але для побудови моделей адекватних діючим умовам руху необхідно отримати великий обсяг вихідних даних щодо характеристик транспортного потоку, стан дорожньої інфраструктури та умови руху.

В останні роки для отримання вихідних даних про дорожній рух стали використовувати системи відеомоніторингу «Безпечне місто». Такі системи орієнтовані на відстеження загального рівня безпеки для громади міста, і як правило, тільки частково задовольняють вимогам дослідження транспортних потоків, ідентифікації транспортних засобів.

З 2015 року науковці кафедри автомобілів та транспортних технологій долучились до процесу збору та аналізу вихідних даних для вирішення задач мікромоделювання дорожнього руху з використання системи відеомоніторингу в місті Житомирі. Для побудови реалістичних моделей необхідно було проводити додатково натурні дослідження, через недостатню кількість камер на вулично-дорожній мережі міста, що потребувало значних людських ресурсів і часу. Таким чином, виникла необхідність пошуку інших методів збору та аналізу інформації про транспортний потік, в тому числі, і на ділянках недоступних для системи відеоспостереження.

За новою методикою задля оцінки реальних умов руху транспорту в містах використали фото в 4к роздільній здатності та відеозаписи, які отримали з квадрокоптера DJI Mavic 2 Pro. Використання безпілотних літальних апаратів (БПЛА) як пристроїв для збору даних про дорожній рух має багато переваг, і дозволило створити нову систему виявлення та відстеження автомобілів на базі отриманих з них зображень. Ця система використовує послідовні кадри для генерації динамічної інформації про транспортний засіб, такі як положення та швидкості руху. Система складається з трьох основних модулів: реєстрація зображення, виявлення форми автомобіля та відстеження автомобіля. Польові випробування демонструють, що ця система має високу точність збору

інформації про дорожній рух на різних висотах роботи БПЛА з різним обсягом огляду, що може бути використаним в майбутньому для моніторингу та контролю та оперативного управління дорожнім рухом в містах, зокрема в Житомирі.

Метод оцінки реальних умов руху транспорту на міських перехрестях доріг на основі фото- та відеозаписів БПЛА, автономний і не вимагає додаткового комунікаційного обладнання на землі, окрім власної системи керування за визначеною програмою та не впливає на поведінку водія. Ми використовували квадрокоптер DJI Mavic 2 Pro з вертикальним зльотом та посадкою, який можна безпечно використовувати, відповідно до правил експлуатації та діючих обмежень щодо використання БПЛА, в будь-яких завданнях по зборі інформації про транспортний потік, і він може слідувати плану польотів для автоматизованих польотів через систему дистанційного керування. Він має ефективну систему стабілізації та підсистеми інтегрованого польоту, і оснащений компактною цифровою камерою, яка може записувати відео у високій якості і передавати його досліднику в реальному часі та забезпечує мінімально необхідний час спостереження 20 хвилин з одночасним захопленням всіх об'єктів транспортного потоку та дорожньої інфраструктури з єдиного ракурсу на зазначеній зоні.

БПЛА в порівнянні з іншими традиційними повітряними або супутниковими платформами мають багато технічних та логістичних переваг:

- операції на малій висоті при високій просторовій роздільній здатності;
- своєчасність отримання даних;
- зниження експлуатаційних витрат.

Цю методологію можна використовувати як інструмент для аналізу динаміки руху транспорту в будь-якій точці міста, зі скороченим часом і з низькою вартістю. БПЛА можуть бути особливо корисними для збору даних у міських або таких районах мережі доріг, де встановлення інфраструктури з фіксованими відеокамерами є складним.

Але така технологія збору даних про дорожній рух, також має деякі значні проблеми та обмеження, такі як час роботи БПЛА визначає заряд акумулятора, проблеми безпеки польотів, погодні умови, тощо.

Дослідження дає можливість провести поглиблений аналіз потоку транспортних засобів на перехрестях доріг. Траєкторії їх руху використовуються для аналізу черги на регульованому перехресті, визначення кінематичних величин реального транспортного потоку. Цей тип аналізу, проведений на основі даних БПЛА, може бути використаним для подальших досліджень практичних застосувань аналізу дорожнього руху.

Основна перевага такого дослідження з БПЛА: не впливає на поведінку водія, не потребує ніякого втручання в дорожню інфраструктуру. Таким чином, можна дослідити динаміку потоку руху, тривалості черги, виконаних маневрів та час реакції водія.

Інформація з БПЛА може бути використана як вхідні дані для калібрування моделей транспортного потоку в середовищі PTV Vissim, щоб мати симуляції, які більш репрезентативні до реальних умов.



Юрченко Олександр Юрійович судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківський Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, [ale75557637@gmail.com](mailto:ale75557637@gmail.com), 0990090641

## ДОСЛІДЖЕННЯ АВАРІЙНОСТІ НА ДОРОГАХ УКРАЇНИ

На безпеку дорожнього руху впливає дуже велика кількість різноманітних факторів, а саме стан дорожнього покриття, наявність розмітки, кількість попереджувальних знаків, кількість світлофорів, освітлення проїзної частини та пішохідних переходів. Все це відноситься до дорожньої інфраструктури, і чим більше вона розвинута, тим більше допомагає орієнтуватись водію в дорожній обстановці. Вимоги та обмеження правил дорожнього руху (обмеження швидкості руху в населених пунктах, та на ділянках дороги з підвищеною небезпекою), а також контроль за їх виконанням підвищують безпеку дорожнього руху. Тому проблеми підвищення безпеки дорожнього руху є актуальними в наш час.

Також на безпеку при керуванні автомобілем впливають підвищення ефективності активної та пасивної безпеки самого автомобіля. Активна безпека автомобіля – це комплекс конструктивних та експлуатаційних властивостей автомобіля направлених на попередження дорожньо-транспортних пригод та виключення їх виникнення зв'язаних з конструктивними особливостями автомобіля [1]. Пасивна безпека автомобіля - це комплекс елементів автомобіля, які допомагають захистити водія та пасажирів автомобіля від отримання тілесних ушкоджень, або зменшення ступеня тяжкості таких ушкоджень, а також зменшують вірогідність нанесення серйозних пошкоджень іншим учасникам дорожнього руху, які можуть виникнути в результаті дорожньо-транспортної пригоди [1]. З розвитком технологій автомобілебудування підвищується рівень ефективності активної та пасивної безпеки автомобіля, що зменшують вірогідність виникнення дорожньо-транспортних пригод, та зменшення травматизму водія та пасажирів, а також інших учасників дорожнього руху.

Згідно статистики Департаменту патрульної поліції за період 2008-2019 років кількість дорожньо-транспортних пригод (ДТП), зменшилась вдвічі. Якщо поглянути на графік зміни аварійності на дорогах України, то в 2008 році кількість ДТП з постраждалими складала 51279, при цьому кількість травмованих - 62254 особи з них загинуло 7718 людей, то в 2019 році кількість дорожньо-транспортних пригод в Україні склала 26052 в яких було травмовано 31569 осіб та загинуло 3454 людини. Також, якщо поглянути на кількість автомобілів, які були зареєстровані в Україні в 2008 році, то їх кількість склала 6,9 мільйонів одиниць, то в 2019 році автопарк України вже налічував близько 9,700 мільйонів автомобілів (рис.1).



## Аварійність на дорогах України в 2008-2019рр

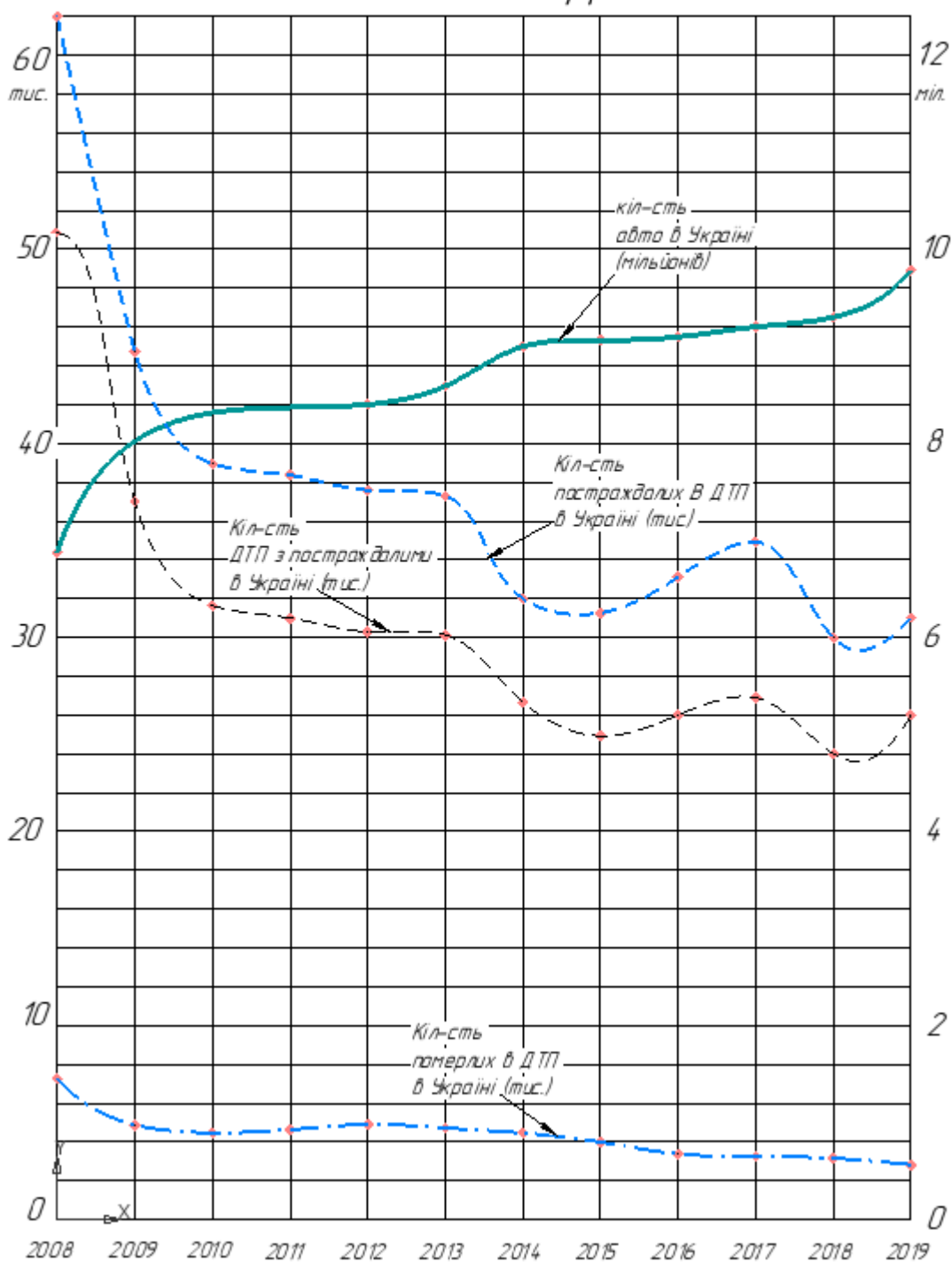


Рисунок 1. Динаміка зміни стану аварійності на дорогах України за період 2008-2019 років [2, 3].

Тобто зі збільшенням кількості автомобілів, які відповідають сучасним вимогам рівня безпеки кількість травмованих та загиблих під час дорожньо-транспортних пригод зменшується. Тому оновлення автопарку з більш вищим рівнем активної та пасивної безпеки, а ніж в автомобілях, які були вироблені раніше позитивно впливає на кількість дорожньо-транспортних пригод з постраждалими та загиблими.

## Література.

1. Автомобили и тракторы. Основы эргономики и дизайна: Учебник для студентов вузов/ И.С. Степанов, А.Н. Евграфов, А. Л. Карунин, В.В. Ло-макин, В.М. Шарипов; Подобщ. ред. В.М. Шарипова (2002).– М.: МГТУ “МАМИ”.
2. Возраст автомобильного парка Украины [Електронний ресурс] – Режим доступа: <https://carinfo.kiev.ua/vozrast-avtomobilnogo-parka-ukrainy/> - Назва з екрану.
3. Оpubлiкована статистика ДТП в Україні [Електронний ресурс] – Режим доступа: <https://autonews.autoua.net/novosti/20627-opublikovana-statistika-dtp-v-ukraine-v-2018-gody.html#!/> - Назва з екрану.

Яловенко Владислав Вячеславович, судовий експерт сектору автотехнічних досліджень Харківського НДЕКЦ МВС, vladyalovenko6969@gmail.com, 0970825411.

### **ЯК ВПЛИВАЄ НА БЕЗПЕКУ ДОРОЖНЬОГО РУХУ ЗАМІНА ГАЛОГЕННИХ ЛАМП НА LED-ЛАМПИ, В ГОЛОВНОМУ СВІТЛІ АВТОМОБІЛЮ**

На території України серед водіїв стала дуже популярною процедура з вдосконалення головного світла на своїх автомобілях, шляхом встановлення ламп, які здатні випромінювати більшу кількість світла. В освітленні автомобілів використовуються лампи таких видів, як ксенонові, лазерні, галогенні, світлодіодні (LED-лампи). В останній час, дуже популярним стало замінювати в фарах головного світла галогенні лампи на LED-лампи, що заводом виробником не передбачено із за конструкції самої фари. Для використання LED-ламп в фарах головного світла, автовиробники розробляють спеціальні відбивачі світла, форму фари та додатково встановлюють автоматичні коригуючі пристрої для регулювання кута нахилу фар і засоби очистки фари.

В більшості стран Європейського союзу заборонено використання світлодіодних ламп для головного і зовнішнього сигнального освітлення, а як щодо України.

В Правилах дорожнього руху, а саме розділ 31. Технічний стан транспортних засобів та їх обладнання:

31.4. Забороняється експлуатація транспортних засобів згідно із законодавством за наявності таких технічних несправностей і невідповідності таким вимогам:

31.4.3 Зовнішні світлові прилади:

а) кількість, тип, колір, розміщення і режим роботи зовнішніх світлових приладів не відповідають вимогам конструкції транспортного засобу;

б) порушено регулювання фар;

в) не горить лампа лівої фари в режимі ближнього світла;

г) на світлових приладах немає розсіювачів або використовуються розсіювачі і лампи, що не відповідають типу даного світлового приладу;

г) на розсіювачах світлових приладів нанесено тонування або покриття, що зменшує їх прозорість чи світлопропускання.

З наведеного вище ми бачимо, що у випадку заміни галогенних ламп на LED-лампи, власник порушує підпункти Правил дорожнього руху 31.4.3, а саме а) тип, г) використовуються розсіювачі і лампи, що не відповідають типу даного світлового приладу.

Світлодіоди, незважаючи на невеликі розміри, випромінюють велику кількість світла, яка надає велике навантаження на очі і викликає стомлення. Якщо світлодіодні лампи виготовлені без дотримання технічних норм і вміст люмінофора в них низький, вони можуть випромінювати ультрафіолет, що призводить до деградації сітківки ока. Сам по собі світлодіод володіє осліплюючим ефектом. Виробники LED-ламп для вирішення цієї проблеми, використовують спеціальні лінзи. Але при несумлінному підході, на лінзах можуть економити - такі світлодіодні лампи впливають на здоров'я погано.

Коли світлодіодні лампи встановлюються в рефлекторну оптику освітлення, відбивач такої фари не розрахований під LED-лампи і дуже часто на виході дає розмитий світло-тіньовий кордон з досить великою площею засвітлення. Найбільший дискомфорт для водія, який засліплюється LED-лампами, виникає під час дощу, коли хаотично розсіяне світло, додатково переломлюється через краплі дощу і водій не може сконцентрувати свою увагу на дорозі та учасниках дорожнього руху. Під час руху в темну пору доби при впливі на очі водія яскравого світла відбувається процес світлової адаптації. Світлова адаптація — це процес пристосування очей до умов освітлення. Цей процес відбувається не відразу, а через певний період адаптації до освітлення. Це важлива фізіологічна особливість зору, яка безпосередньо впливає на безпеку руху. Час адаптації може становити від кількох секунд до 30 с. Перехід від темряви до світла відбувається швидше, ніж навпаки. Раптова зміна рівнів освітлення викликає тимчасове осліплення, яке може тривати від кількох секунд до кількох хвилин [2]. Саме в цей проміжок часу може виникнути ситуація, в якій через засліплення водій не зможе об'єктивно оцінити дорожню обстановку і саме це стане причиною ДТП.

Проблема в тому, що в нашій країні в більшості випадків, ніхто не перевіряє та не контролює, який саме тип ламп встановлений на транспортному засобі та чи відповідає він вимогам Правил дорожнього руху, навіть коли це об'єктивно видно неозброєним оком. Тому багато людей свідомо встановлюють в свої автомобілі LED-лампи, які в подальшому засліплюють водіїв, які рухаються в зустрічному напрямку, тим самим створюючи небезпечну обстановку.

Коли водій засліплений, він позбавлений змоги в повному обсязі контролювати дорожню обстановку, тим самим створюючи небезпеку для руху іншим учасникам дорожнього руху. У разі дорожньо-транспортної пригоди, яка виникла через засліплення, мало хто з водіїв, які встановили в свої фари невідповідні лампи признають свою провину в тому, що саме вони могли бути причиною ДТП.

Звіти британського Королівського автомобільного клубу RAC (Royal Automobile Club) підкреслюють, що до 15% водіїв втрачають орієнтацію через

засліплення фарами зустрічних авто і рекомендують переглянути існуючі стандарти автомобільних фар, щоб підвищити безпеку на дорогах[3], що є дуже доречною порадою для уряду нашої країни, так як Україна входить в десятку країн Європи з найбільшою смертністю в ДТП.

### Література

14. Правила дорожнього руху України [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://монолит.укр/pdd/onlayn-pdr-ukrayini-ukrayinskoju-movoyu/> - Назва з екрану.
15. Анатомія і вікова фізіологія [Електронний ресурс] – [https://stud.com.ua/26944/meditsina/adaptatsiya\\_zoru](https://stud.com.ua/26944/meditsina/adaptatsiya_zoru) - Назва з екрану.
16. Технології [Електронний ресурс] – <https://www.autocentre.ua/ua/opyt/tehnologii/britanskie-uchenye-priznali-svetodiodnye-fary-opasnymi-453818.html> - Назва з екрану.

Аргун Щасяна Валиковна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [shasyana@gmail.com](mailto:shasyana@gmail.com)  
Мигаль Василь Дмитрович, д.т.н., професор, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка

### УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

Несмотря на широкое применение асинхронных электродвигателей они не всегда удовлетворяют требованиям надежности, предъявляемым к ним. Особенно это касается тяговых электродвигателей электромобилей [1, 2], что обусловлено тем, что тяговые электродвигатели работают в широком диапазоне частот вращения и переменных нагрузочных режимах частых остановок и пусков, и часто – в сложных дорожных условиях эксплуатации. Все это приводит к высоким вибронагрузениям тяговых электродвигателей и, соответственно, к снижению их надежности и ресурса [3, 4]. Поэтому уровни вибрации являются основным критерием оценки качества электродвигателей, по которым определяют дефекты конструирования и производства, а в эксплуатации – их неисправности. По вибрационным характеристикам асинхронных электродвигателей при конструировании определяют технический уровень принятых решений, в производстве – технический уровень технологий изготовления и сборки электродвигателей.

Снижение уровней вибрации электродвигателей позволяет повысить их безотказность, долговечность, ресурс, уменьшить вредное воздействие на человека и окружающую среду, снизить расходы на техническое обслуживание автомобилей.

Основным слабым звеном в механической системе асинхронных электродвигателей являются подшипниковые узлы. Они передают все силовые

воздействия от вращающихся деталей и сами по себе являются источниками возникновения периодических и непериодических динамических и вибрационных воздействий.

Поэтому целью данной работы является усовершенствование технологии сборки подшипниковых узлов тягового электродвигателя для повышения их надежности и ресурса.

Важно отметить, что существующая и наиболее распространенная технология поддетальной сборки подшипниковых узлов на вал электродвигателя имеет существенные недостатки. Сборка производится в горизонтальном положении вала ротора при последовательном монтаже деталей: капсюля с подшипником и далее других деталей. Перед установкой капсюль с подшипником нагревается в термостате до 90 °С. Такая сборка подшипниковых узлов на валу ротора не обеспечивает плотного прилегания внутреннего кольца подшипника к заплечикам посадочной шейки вала. В процессе присоединения крышки винтами к капсюлю подшипник может сдвигаться, а капсюль остывает раньше, чем его успевают зафиксировать гайкой. В результате снижается жесткость подшипникового узла, возможны перекосы внутреннего кольца на валу, нарушаются линейные размеры положения подшипника на валу.

Усовершенствованная технология сборки подшипникового узла производится в вертикальном положении вала ротора. Предварительно собирается подшипник в единый узел, нагревается в термостате до нормированной температуры, а затем вертикально устанавливается на шейку вала с последующей фиксацией.

В основу внесения изменений в структурные параметры подшипниковых узлов положены экспериментальные исследования авторов данной работы по выбору натягов, зазоров, посадок и типа подшипников.

Описанная технология сборки обеспечивает прилегание подшипника к заплечикам вала. При вертикальном положении вала снижаются возможности перекоса колец подшипника под действием веса подшипникового узла, увеличивается время регулировки фиксации подшипникового узла гайкой. Это позволяет улучшить качество подшипников ШЗ по сравнению с подшипниками Ш2, и по сравнению с подшипниками Ш2 снизить разброс уровней подшипниковых вибраций.

## **Выводы**

Предложена усовершенствованная технология сборки подшипниковых узлов тяговых электродвигателей, позволяющая:

- повысить точность сборки электродвигателя из двух независимо собираемых и контролируемых узлов;
- снизить трудоемкость сборки;
- уменьшить количество перебираемых деталей при ревизии и замене подшипников при ремонте.

## Литература

1. Migal V., Arhun Shch., Hnatov A., Dvadnenko V., Ponikarovska S. Substantiating the Criteria For Assessing the Quality of Asynchronous Traction Electric Motors in Electric Vehicles and Hybrid Cars. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 10, № 36, сс. 989–999, 2019, doi: 10.7736/KSPE.2019.36.10.989.
  2. Arhun S., Hnatov A., Migal V. Ponikarovska S. Determining the quality of electric motors by vibro-diagnostic characteristics, *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*, accepted, 2020, doi: 10.4108/eai.13-7-2018.164101.
  3. Bolvashenkov I., Herzog H.G. Degree of fault tolerance of the multi-phase traction electric motors: methodology and application, в *2016 IEEE 16th International Conference on Environment and Electrical Engineering (EEEIC)*, Florence, Italy, 2016, P. 1–6, doi: 10.1109/EEEIC.2016.7555635.
- Belousov E. V., Grigor'ev M. A., Gryzlov A. A. An electric traction drive for electric vehicles. *Russian Electrical Engineering*, Vol. 88, № 4, P. 185–188, 2017.

Бегерський Дмитро Богданович. к.т.н. Державний університет «Житомирська політехніка»

Опанасюк Євгеній Григорович. к.т.н., доцент. Державний університет «Житомирська політехніка»

Кубрак Юрій Олександрович. к.т.н., доцент. Державний університет «Житомирська політехніка»

## АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ І ПЕРСПЕКТИВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

У наш час спостерігається значне збільшення кількості електромобілів. Це викликано необхідністю вирішення низки проблем, насамперед екологічних, пов'язаних із використанням нафти як сировини для палива двигунів внутрішнього згорання. Уряди багатьох країн світу встановлюють обмеження на використання певних видів палива або двигунів внутрішнього згорання загалом.

В роботі [1] представлено огляд даних щодо використання нафти в світі. Показано, що 49% від світового видобутку нафти споживається у транспортному секторі. На прикладі США показано, що 68% усіх шкідливих викидів, пов'язаних із споживанням палива нафтового походження та 34% викидів вуглекислого газу припадає на транспортний сектор. На прикладі США та Китаю показано державні заходи спрямовані на стимуляцію розвитку екологічно чистого транспорту.

Також у цій роботі показано, що експлуатація автомобілів з електричними силовими установками замість двигунів внутрішнього згорання дозволить зменшити викиди вуглекислого газу на 20% (з урахуванням викидів при виробництві електроенергії), а при використанні відновлюваних джерел енергії - на 40%. Відмічено, що викиди, пов'язані з виробництвом

електроенергії для електромобілів, складають лише 2% окису вуглецю, 76% діоксиду вуглецю, 56% оксидів азоту порівняно з викидами від автомобілів, двигуни яких споживають палива нафтового походження. Показано також, що перехід на HEV (автомобілі з гібридними силовими установками) призведе до зменшення викидів вуглекислого газу на 20-40%, а заміна 80% автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння на HEV зменшить викиди вуглекислого газу більш ніж на 50% до 2050 року.

Таким чином можна зробити висновок про те, що перехід на EV (електромобілі) та HEV є шляхом вирішення багатьох екологічних проблем сьогодення, а отже, роботи спрямовані на вирішення проблем експлуатації EV та HEV є актуальними у наш час.

Основним джерелом енергії для роботи силової установки EV є електричний акумулятор, який водночас є джерелом основних проблем, що обмежують розвиток EV, і насамперед це проблеми, пов'язані із безпекою акумуляторних батарей.

У статті [2] представлено порівняльний аналіз різних типів акумуляторів, що використовуються на HEV та EV та визначено їх основні переваги та недоліки, а саме:

1) *Літій-іонні (Li-Ion).*

-Переваги: найкраще співвідношення заряду до ваги; відсутність ефекту пам'яті.

-Недоліки: висока робоча температура; значні затрати на виготовлення; труднощі з утилізацією; погіршення характеристик при перезаряді/перерозряді.

2) *Нікель-металогідридні (Ni-MH).*

-Переваги: висока щільність енергії та потужності; сумісність з двигунами, що працюють від 320 В змінного струму та від 180 В постійного струму; продовжений життєвий цикл до 80% глибокого розряду; можливість використовувати регенеровану в процесі гальмування енергію; діапазон робочих температур від - 30 °C до + 70 °C.

-Недоліки: збільшена вага; застаріла технологія.

3) *Натрій-нікельхлоридні (Na-NiCl<sub>2</sub>).*

-Переваги: висока щільність енергії; низька, в порівнянні з іншими видами, вартість; збереження робочих характеристик при перезаряді і перерозряді; збільшений порівняно з попередніми термін служби; надійність конструкції; незалежність від низьких температур навколишнього середовища.

-Недоліки: великі розміри; необхідність постійного використання EV з метою запобігання замерзання електроліту; необхідність використання зовнішньої системи підігріву для підтримки робочої температури електроліту, коли акумулятор не використовується; висока робоча температура.

У цій же науковій праці наведено результати віртуального експерименту із визначення автономного пробігу для кожного із зазначених типів акумуляторів при використанні побудованої у AVL Cruise моделі автомобіля VW E-Golf. Отримані авторами результати свідчать про те, що найбільший автономний пробіг, отриманий при використанні акумуляторів Na-NiCl<sub>2</sub>, становить 192 км; для Li-Ion – 165 км; для Ni-MH - 153 км. Однак, враховуючи

переваги та недоліки вищезазначених акумуляторів, автори дійшли висновку, що саме Li-Ion акумулятори в даний час є оптимальним варіантом для використання на EV.

У роботі [1] також визначено основні показники, що повинні забезпечувати акумулятори EV: висока питома ємність, висока швидкість заряду і тривалий життєвий цикл. Зазначено, що безпека акумуляторів є ключовим моментом для їх використання на електромобілях. Акцентується увага на тому, що внаслідок хімічних та електрохімічних реакцій, що відбуваються при заряді/розряді акумуляторів, виділяється значна кількість тепла, що може призвести до перегріву, пожежі та навіть вибуху батарей. У зв'язку з цим робляться висновки про необхідність використання високоефективних систем керування температурою для таких батарей. Представлені також результати багатьох відомих досліджень, що показують, суттєвий вплив температурного режиму батареї на такі її експлуатаційні властивості, як ємність та час життєвого циклу.

У цій же роботі сформульовано основні проблеми, пов'язані з температурним режимом батареї: 1) висока температура батареї під час її заряду/розряду призводить до зниження її працездатності; 2) нерівномірний розподіл температури по поверхні акумулятора (комірки, між комірками у модулі, між модулями) призводить до зростання вірогідності збільшення місцевого пошкодження акумуляторів, що негативно впливає на ресурс акумулятора.

На основі цього, сформульовано основні вимоги до систем керування тепловим режимом батареї, якими є: 1) підтримка оптимальної робочої температури кожної комірки батареї та батареї в цілому; 2) підтримка однакової температури на поверхні кожної комірки батареї, а також забезпечення мінімальної різниці температур між окремими комірками в кожному модулі та між окремими модулями в акумуляторі; 3) компактність, легкість, надійність, низька вартість і простота обслуговування.

В зазначеній роботі наведена класифікація систем керування тепловим режимом батареї. За принципом регулювання температури вони поділяються на активні та пасивні. Відповідно до теплоносія, що використовується для відведення теплоти, вони бувають повітряними, рідинними, з матеріалами, що змінюють агрегатний стан, і комбінованими.

Багато авторів стверджують, що найбільш перспективними є системи керування тепловим режимом батарей на основі матеріалів, що змінюють свій агрегатний стан, але останнім часом зростає увага також і до повітряних систем керування тепловим режимом батарей, про що свідчать останні публікації [3, 4]. На основі результатів наведених досліджень можна стверджувати, що роботи спрямовані на розвиток нових та удосконалення існуючих систем керування тепловим режимом акумуляторів є актуальними, а розвиток таких систем матиме велике практичне значення при вирішенні проблем безпечної експлуатації EV та HEV.



## Література

1. Rao, Zhonghao, and Shuangfeng Wang, 'A Review of Power Battery Thermal Energy Management', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15.9 (2011), 4554–71 <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.096>>
2. Iclodean, C, B Varga, N Burnete, D Cimerdean, and B Jurchiş, 'Comparison of Different Battery Types for Electric Vehicles', *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 252 (2017), 012058 <<https://doi.org/10.1088/1757-899X/252/1/012058>>
3. Akinlabi, A. A. Hakeem, and Davut Solyali, 'Configuration, Design, and Optimization of Air-Cooled Battery Thermal Management System for Electric Vehicles: A Review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 125 (2020), 109815 <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109815>>
4. Chen, Kai, Yiming Chen, Yiqi She, Mengxuan Song, Shuangfeng Wang, and Lin Chen, 'Construction of Effective Symmetrical Air-Cooled System for Battery Thermal Management', *Applied Thermal Engineering*, 166 (2020), 114679 <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114679>>

Богаевский Александр Борисович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [bogaevski.a@gmail.com](mailto:bogaevski.a@gmail.com)

Борисенко Анатолий Николаевич, д.т.н., профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», [4borisea@gmail.com](mailto:4borisea@gmail.com)

Буланов Дмитрий Андреевич, студент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

### СИНТЕЗ КВАЗИОПТИМАЛЬНОГО ПО ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ УПРАВЛЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ДИЗЕЛЯ

При решении задачи оптимизации управлений по топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля необходимо учитывать противоречивые зависимости удельного эффективного расхода топлива и выбросов вредных веществ в атмосферу в функции координаты топливodoзирующего органа, воздухообеспечения дизеля и фазы топливоподачи на различных режимах работы агрегата. Кроме того, необходимо учитывать ограничения на ряд параметров рабочего процесса двигателя (максимальное давление сгорания и скорость его изменения по углу поворота коленчатого вала, температуру отработавших газов и т.д.) Изменение фазы топливоподачи в различных диапазонах по-разному влияет на массу выбросов окислов азота, окислов углерода, сажи и т.д.

Наиболее широкое распространение в последние годы получили следующие методы оптимизации:

- а) вариационное исчисление;
- б) динамическое программирование;

- в) принцип максимума;
- г) математическое программирование.

Поскольку рассматриваемый объект имеет ограничения на переменные состояния и на управления, обусловленные его физическими характеристиками, вариационное исчисление применять нецелесообразно.

Основной недостаток динамического программирования заключается в необходимости большого объема памяти вычислительного устройства, используемого в качестве оптимального регулятора. Кроме того, положение усугубляется вследствие наличия нескольких управлений (трёх в данном случае), что, опять-таки, ведёт к росту потребного объема памяти на вычисление и хранение всех точек оптимальной траектории.

Рассмотрим применение принципа максимума для получения законов оптимального управления дизелем с газотурбинным наддувом в переходных режимах, вызываемых изменением скоростного и нагрузочного режимов его работы. При этом момент скачкообразного увеличения («наброса») нагрузки и момент окончания переходного процесса неизвестны, но задана длительность переходного процесса. Поскольку объект управления рассматривается как стационарная система, его реакция не зависит от момента появления возмущения. Кроме того, величина приращения («наброса») нагрузки заранее неизвестна.

Динамика объекта задается системой дифференциальных уравнений при соответствующих начальных условиях и ограничениях на управляющие воздействия и параметры рабочего процесса двигателя. В качестве критерия-функционала выбран аддитивный (т.е. состоящий из нескольких слагаемых) квадратичный функционал, в который входят угловая скорость, координата топливodosирующего органа и масса токсичных выбросов в атмосферу. Весовой коэффициент каждого слагаемого в выражении функционала может выбираться в частности на основании экспертных оценок. С учетом этого критерия и системы уравнений составляется многопараметровый матричный оператор - гамильтониан.

Условие равенства нулю максимума гамильтониана справедливо для рассматриваемого объекта регулирования, так как система уравнений инвариантна во времени, время окончания переходного процесса не задано и подынтегральная функция критерия-функционала также инвариантна во времени. Тогда гамильтониан учитывает координату топливodosирующего органа, угловую скорость коленчатого вала дизеля, количество воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, угловую скорость ротора турбокомпрессора и угол опережения подачи топлива. Равенство нулю максимума составленного гамильтониана определяет необходимое условие оптимальности суммарного в общем случае управления дизель – генератором.

Методы математического программирования направлены на отыскание экстремальных значений целевой функции среди множества ее возможных значений, определяемых в значительной мере физическими ограничениями. Так как при решении этих задач приходится выполнять значительный объем вычислений, то при сравнительной оценке методов большое значение

придається ефективності и удобству их реализации на ЭВМ. В зависимости от свойств целевой функции и функции ограничений все задачи математического программирования делятся на два основных класса: задачи линейного программирования и задачи нелинейного программирования;

Если целевая функция и функции ограничений – линейные функции, то соответствующая задача поиска экстремума является задачей линейного программирования. Если хотя бы одна из указанных функций нелинейна, то соответствующая задача поиска экстремума является задачей нелинейного программирования. Эти методы находят применение при определении параметров управления дизелем наряду с принципом максимума.

Полученные квазиоптимальные управления реализуются электронной системой на микроконтроллерах на среднеоборотном дизеле мощностью 2225 кВт и позволили снизить выбросы вредных веществ в атмосферу в процессе эксплуатации в среднем на 25-37%.

Борисенко Анна Олегівна, к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [anutochka2111@gmail.com](mailto:anutochka2111@gmail.com)

## **ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ГІБРИДНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Як показник паливної економичності автомобілів прийнята витрата палива в літрах на 100 км пройденого шляху. Але автомобіль Toyota Prius PHV крім палива витрачає електричну енергію, яка запасається в акумуляторній батареї від зовнішніх джерел енергії, наприклад, електричної мережі 220 В. Тому при визначенні паливної економичності гібридних транспортних засобів з зовнішнім зарядом треба звернутися до Міжнародних нормативних документів, які розкривають типи гібридних автомобілів та особливості визначення їх паливної економичності. Правилами ЄЕК ООН № 83-05:2005, IDT рекомендовано для гібридних транспортних засобів, які заряджаються за допомогою зовнішнього зарядного пристрою, з перемикачем робочих режимів для визначення паливної економичності (таблиця).

Таблиця – Приклад вибору робочих режимів

Гібридні режими	Тільки електрика	Тільки паливо	Тільки електрика  Тільки паливо	Гібридний режим (спортивний, економічний, міський, позаміський)
Заряд батареї	Гібридний режим	Гібридний режим	Гібридний режим	
Умова А. Повна зарядка	Гібридний режим	Гібридний режим	Гібридний режим	Гібридний режим з переважним споживанням електроенергії

Умова В. Мінімальна зарядка	Гібридний режим	Споживання палива	Споживання палива	Режим з переважним використанням палива
-----------------------------------	--------------------	----------------------	----------------------	---

Проводиться два випробування з дотриманням наступних умов:

- умова А: Випробування проводиться з повністю зарядженим пристроєм акумулювання електричної енергії / потужності;
- умова В: Випробування проводиться при мінімальній зарядці (максимальній розрядці) пристрою акумулювання електричної енергії / потужності. Перемикач робочих режимів встановлюється як показано в таблиці.

Але наведені випробувальні цикли для визначення паливної економічності не зовсім підходять для оцінювання витрати палива та електричної енергії гібридними транспортними засобами. Це пов'язано з тим, що транспортні засоби із електроприводом мають режим «тільки електрика» та можуть розганятися на електричній тязі до високих швидкостей. Це означає, що повний випробувальний цикл гібридний транспортний засіб може подолати за рахунок дешевої електричної енергії. При цьому в умовах реальної експлуатації гібридний транспортний засіб може застосовувати як електричний двигун, так і двигун внутрішнього згоряння.

Для визначення паливної економічності гібридних транспортних засобів на початку необхідно провести розрахунок витрат на енергоносії:

- електричну енергію, що отримана від зовнішнього джерела, наприклад, стаціонарної електричної мережі 220 В, 50 Гц, у режимі «тільки електрика»;
- витрати на паливо у «гібридному» режимі з переважним використанням палива.

Для визначення паливної економічності гібридних транспортних засобів доцільно враховувати вартість електроенергії, яка використовується для заряду тягової акумуляторної батареї від стандартної електричної мережі та еквівалентно перераховується цю вартість у витрату палива. Вартість енергетичних витрат автомобілів з гібридною силовою установкою на одному заряді акумуляторної батареї можна розрахувати на будь-яку відстань S.

Витрати на енергоносії гібридних транспортних засобів у загальному вигляді розраховується як сума двох складових.

$$C = C_{\text{Електро}(100\text{км})} + C_{\text{Гібрид}(100\text{км})}, \quad (1)$$

де  $C_{\text{Електро}}$  – витрати на енергоносії в режимі «тільки електрика», грн/100км;

$C_{\text{Гібрид}}$  – витрати на енергоносії в «гібридному» режимі з переважним використанням палива, грн/100 км

З урахуванням ККД зарядного пристрою  $\eta$ , отримуємо вартість 1 кВт·год енергії  $C_{\text{ЕлТАБ}}$ , що запасється в тяговій акумуляторній батареї гібридного транспортного засобу від стаціонарної електричної мережі, грн/1 кВт·год.

$$C_{\text{ЕлТАБ}} = \frac{C_{\text{кВт}}}{\eta} \cdot 100\%, \quad (2)$$

де  $C_{\text{кВт}}$  – тариф на електроенергію за 1 кВт·год;

$\eta$  – ККД зарядного пристрою, %.

Тоді витрати на енергоносії в режимі «тільки електрика»  $C_{\text{Електро}}$ , грн/км

$$C_{\text{Електро}} = W_{\text{Ел}} \cdot C_{\text{ЕлТАБ}}, \quad (3)$$

де  $W_{\text{Ел}}$  – витрата електроенергії для подолання 1 км шляху, кВт·год/км;

$C_{\text{ЕлТАБ}}$  – вартість 1 кВт·год енергії, що запасається в тяговій акумуляторній батареї від стандартної електричної мережі, грн/кВт·год.

Формула (2) з урахуванням формули (3) отримує вигляд, грн/км

$$C_{\text{Електро}} = W_{\text{Ел}} \cdot \frac{C_{\text{кВт}}}{\eta} \cdot 100 \% . \quad (4)$$

В загальному випадку, гібридний транспортний засіб може витратити відповідно декілька кВт·год електричної енергії та декілька літрів палива, які можна перерахувати у відповідну вартість цих складових та відповідну витрату палива. Для розрахунку вартості експлуатації гібридних транспортних засобів у режимі «тільки електрика») на відстань 100 км формула розрахунку (4) набуває вигляду, грн/100 км

$$C_{\text{Електро}(100\text{км})} = W_{\text{Ел}} \cdot \frac{C_{\text{кВт}}}{\eta} \cdot 10^4 . \quad (5)$$

Для перерахунку витрат на енергоносії у режимі «тільки електрика» у відповідну еквівалентну витрату палива необхідно отриману за формулою (5) вартість за електричну енергію (грн/100 км), що витрачена на рух автомобіля, перевести у відповідну витрату палива згідно з вартістю бензину у країні, в якій експлуатується гібридний транспортний засіб, л/100 км

$$Q_{\text{Електро}(100\text{км})} = \frac{W_{\text{Ел}} \cdot \frac{C_{\text{кВт}}}{\eta} \cdot 10^4}{C_{\text{палива}}}, \quad (6)$$

де  $C_{\text{палива}}$  – вартість палива, грн/л.

Друга складова формули (1) – це витрати на енергоносії в «гібридному» режимі з переважним використанням палива, грн/100 км

$$C_{\text{Гібрид}(100\text{км})} = Q_{\text{Гібрид}} \cdot C_{\text{Палива}}, \quad (7)$$

де  $Q_{\text{Гібрид}}$  – витрата палива в гібридному режимі, л/100 км;

$C_{\text{Палива}}$  – вартість палива, грн/л.

Наведений розрахунок наочно демонструє, що в режимі «тільки електрика» витрати на енергоносії значно менше, ніж у в «гібридному» режимі з переважним використанням палива. Тому доцільно використовувати режим «тільки електрика» з подальшою зарядкою акумуляторних батарей від стаціонарної електричної мережі.

Тому для достовірного оцінювання витрати енергоносіїв (палива та електричної енергії) у гібридних транспортних засобах можна, наприклад, застосовувати в їх системах керування спеціальні інформаційні системи, які будуть фіксувати витрату палива та електричної енергії за весь час експлуатації автомобіля. Ці дані вже є у системі керування ДВЗ та системі керування акумуляторними батареями BMS (Battery Manegement System), яка ставиться на

кожний акумуляторний елемент в батареї для керування процесом «заряд-розряд». Тільки ці усереднені дані про загальну витрату енергоносіїв будуть оцінювати економічність гібридних транспортних засобів в експлуатаційних умовах.

Слід зазначити, що вартість енергоносіїв буде відрізнятися не тільки в різних країнах, але й у одній і тій самій, але у різних умовах експлуатації, наприклад, улітку або взимку. Всі ці дані можуть бути подані на сайті виробника транспортного засобу та постійно оновлюватися. Тільки такі дані будуть передавати конкретні експлуатаційні витрати в кожному регіоні та давати покупцеві більш правдиву інформацію про паливну та електричну економічність гібридних транспортних засобів в різних експлуатаційних умовах.

Бороденко Юрий Николаевич, к. ф-м. н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [docentmaster@gmail.com](mailto:docentmaster@gmail.com)

## **ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ ДЛЯ АТС**

Основными задачами совершенствования автомобильного транспорта являются повышение его топливно-экономических и экологических показателей. Под топливом, в широком смысле, понимают энергоносители, которые используются для приведения силовой установки автомобиля в действие. Потенциальные энергоносители рассредоточены и в недрах земли, и на ее поверхности, и в атмосферном воздухе, и даже в космосе. Причем, некоторые из них существуют в различных субстанциях и акциденциях. Например, водород в различных химических соединениях содержится и под землей (углеводороды), и на земле (биомасса) и в атмосфере.

Эффективность использования энергетического продукта, с одной стороны, оценивается его энергоемкостью, с другой – затратами на его получение и преобразование в потребительский вид энергии. Особое внимание, уделяется восстанавливаемым и не лимитированным видам энергетической среды.

Рассматриваются три направления развития силовых установок работающих на альтернативных энергоносителях. Первое направление заключается в адаптации (конвертации) конструкции тепловых ДВС под альтернативные виды топлива (минимальные затраты на оборудование и производство топлива). Эффективность применения альтернативного топлива, в этом случае, оценивается показателями: экологической безопасности; затратами на получение конечного продукта; теплотворностью и качеством использования топлива; затратами на конвертацию двигателя, дополнительное оборудование и инфраструктурные объекты. Второй подход предполагает использование альтернативных двигателей, работающих от нетрадиционных источников энергии: электрических и пневматических аккумуляторов, солнечных батарей, азотных генераторов, водородных тепловых элементов и даже ядерных установок. Недостатком такого подхода можно считать значительные затраты на разработку силовой установки и реализацию

источника энергии. Компромиссным вариантом является комбинация указанных подходов с целью построения гибридных автомобилей.

Для автомобилей с тепловыми двигателями третьим по рейтингу после бензина и дизельного топлива является *природный углеводородный газ*, используемый в сжиженном или сжатом состоянии. Источниками природного газа (метана, пропана, бутана) в недрах земли являются различные геологические локации. Способ добычи и объемы залежей природного газа во многом определяют его сырьевую цену [1]. Для заправки автомобиля, как правило, используются сжатый метан и сжиженный пропан. Общие преимущества газового топлива: относительно низкая цена; сравнительная экологическая безопасность; увеличение пробега на одном объеме баллонного топлива. Общие недостатки: относительный дефицит инфраструктурных объектов; снижение мощности ДВС.

Различные плотности и давления баллонного метана и пропана во многом поясняют преимущества и недостатки их использования в качестве автомобильного топлива. Газобаллонное оборудование для пропана на 70 % дешевле, чем для метана, а стоимость заправки – выше. При этом, вес баллонов с пропаном в несколько раз легче, чем для сжатого метана, а вместимость сжиженного пропана, в равном объеме баллона, обеспечивает втрое больший пробег, чем на метане. Потеря мощности ДВС относительно бензина для пропана составляет 5 %, а для метана – 20 %. Экологические показатели пропана хуже, чем у метана. Метан менее взрывоопасен, оборудование для подготовки и заправки метана проще, чем для пропана, но при этом, сеть заправок метаном менее развита.

С учетом того, что содержание метана в природном газе составляет около 95 %, наметилась тенденция применения и *сжиженного метана* на автомобильном транспорте [2]. Такая технология с одной стороны позволяет повысить плотность энергии топлива, с другой, – требует значительных энергозатрат, поскольку сжиженный метан получают при охлаждении газа до минус 160 °С. При этом, его хранение требует применения специальных криогенных (термостатированных) емкостей на заправочных станциях и баллонов на борту автомобиля. Таким образом, применение жидкого метана в качестве экологического моторного топлива оправдано в условиях оперативного его использования на фиксированных пробегах.

Высокими теплотворными показателями характеризуются *спиртовые* (этанол, метанол, бутанол, биоэтанол, аммиак) и *жировые* (биодизельное топливо) виды топлива, а также их смеси, которые характеризуются более высоким октановым числом и меньшим содержанием вредных веществ в выбросах по сравнению с чистым бензином [1]. Рассмотренные горючие топлива являются невозобновляемыми энергоносителями и к тому же «выжигают» кислород из атмосферы при сгорании в двигателе.

*Аммиак* (соединение водорода и азота) не содержит углерода (нулевые выбросы углекислого газа). Его производство обходится дешевле других спиртов. При этом, плотность энергии аммиачного топлива в два раза ниже,

чем у бензина. Используется в качестве топлива для поршневых двигателей, а также в топливных элементах для получения водородного топлива.

*Водородное топливо* имеет удельную теплоту сгорания в три раза выше, чем у бензина и в процессе сгорания не выделяет вредных веществ. Это топливо представляет восстанавливаемый продукт, поскольку производится из воды, и после сгорания превращается в ее конденсат. Но производство водорода обходится гораздо дороже, чем бензина. При этом, затраченная на производство энергия еще и накладывает свой экологический оттенок.

*Электрическая энергия* используется для АТС с питанием от тяговых АКБ, или работающих на топливных элементах. В первом случае, при разработке электромобиля возникает ряд специфических вопросов, связанных с обеспечением необходимой емкости АКБ и мощности электропривода; расположения АКБ на боту автомобиля; использованием систем рекуперации энергии и охлаждения электрических агрегатов; поддержанием эксплуатационных характеристик силовой установки. Основным сдерживающим фактором в развитии АТС с автономной электрической тягой является низкая энергоемкость тяговых АКБ. Таким образом, к недостаткам применения электрического привода следует отнести: высокую стоимость и ограниченный срок службы АКБ, необходимость длительной зарядки, ограниченный ресурс автономного перемещения [3].

В *топливном элементе* протекает электрохимическая реакция между водородом и кислородом (обратная электролизу), в результате которой, образуется разность электрических потенциалов между электродами элемента. Реакция сопровождается выделением тепла (без воспламенения) и воды. Для производства электроэнергии в автомобиле, водород содержится в баке, а кислород поступает из воздуха [4]. Таким образом, рекомбинация продуктов в топливном элементе возвращает воду, а кислород восстанавливается на этапе производства водорода.

*Энергия, запасенная в жидком азоте* (78 % воздуха), равно как и в сжатом воздухе (атмосферные восстанавливаемые ресурсы), может быть использована для обеспечения движения автомобиля. При этом, рассматриваются два способа преобразования видов энергии – непосредственное преобразование с помощью пневмодвигателя и двухступенчатое преобразование с генераторной установкой и электродвигателем (последовательный гибрид). *Криогенная силовая установка* состоит из криогенного бака, газификатора, воздушного теплообменника и пневмодвигателя [5]. Пневмопривод колес или генератора реализуется с помощью пневмодвигателя. Криомобили с электроприводом характеризуются преимуществами: доступное дешевое и негорючее сырье; экология при утилизации и быстрая зарядка термических баков в сравнении с электрическими АКБ; использование побочного тепла ДВС в гибридных установках. Недостатки: высокие энергозатраты на производство жидкого азота и оборудование; низкая энергетическая плотность жидкого азота в сравнении с углеводородными топливами; отрицательное воздействие побочного продукта



производства азота из атмосферного воздуха на окружающую органику; вредное воздействие низких температур; отсутствие инфраструктуры.

*Использование мобильных источников солнечной энергии* (не лимитированного продукта энергетической среды космоса) лимитируется поверхностью транспортного средства для получения достаточной электрической мощности по средствам солнечных элементов, КПД которых составляет порядка 20 %. Небольшой пробег и недостаточная мощность привода на солнечном потенциале не обеспечивает потребительских запросов по ездовым качествам и условиям эксплуатации современного автомобиля. По этому, дальнейшее развитие солнечной энергетики на автомобиле пошло по второму направлению развития – гибридации источника электрической энергии [6].

К рассмотренным источникам энергии транспортных средств, в недалеком будущем, можно добавить *ядерные реакторы*, работающие на атомном тории. Энергетическая плотность такого топлива позволяет эксплуатировать автомобиль на одной «стартовой заправке» [7]. Однако, говорить о стоимости получения энергетического продукта и безопасности использования таких концептов, пока не приходится.

*Электромагнитные поля* (геомагнитные, наземные, околоземные и космические излучатели) в далеком будущем могут использоваться, как энергетический продукт для приведения в действие мобильных объектов. Энергия из эфира может восприниматься непосредственно на борт автомобиля [8] или транспортироваться централизованно. Во втором случае, заправочные станции трансформируются в распределенные инфраструктурные объекты в виде комплекса антенных резонаторов-приемников, конверторов частоты и трансляторов энергии направленного действия [9]. Последние, будут передавать энергию в виде электромагнитных колебаний фиксированной частоты на борт транспортного средства в процессе его движения. Таким образом, частотное нормирование «бесконтактной заправки» волновым энергоносителем, позволит свести к минимуму затраты на реализацию резонатора-приемника на борту транспортного средства.

*Вывод.* Источники энергии для перспективных АТС необходимо выбирать в формате «3-Э» (экология, экономия, эксплуатационные характеристики) с учетом комплексных показателей эффективности по всей энергетической цепочке, начиная с получения энергетического сырья и заканчивая транспортным процессом.

### **Информационные источники**

1. Альтернативные виды топлива. Режим доступа: <https://xn--80aaf3axghkd.xn--plai/alternativnye-vidy-topliva/>.

2. ГазоМАЗы: сжиженный метан и автобусы для Челябинска. Режим доступа: <https://autoreview.ru/articles/gruzoviki-i-avtobusy/gazomazy-szhizhennyi-metan-i-avtobusy-dlya-chelyabinska>.

3. Четыре главных вопроса перспективы массового использования электромобилей. Режим доступа: <https://hevcars.com.ua/reviews/4-pregrady-na-puti-razvitiya-uspeha-elektromobiley/>.

4. Автомобиль на водороде. Режим доступа: <https://habr.com/ru/company/toshibarus/blog/430372/>

5. Разработка первой в Украине демонстрационной модели экологически чистого автомобиля с криогенной силовой установкой. Режим доступа: [http://www.holod-konsultant.ru/articles/nizk/kriogennii\\_avtomobil.htm](http://www.holod-konsultant.ru/articles/nizk/kriogennii_avtomobil.htm).

6. Авто на солнечных батареях. Режим доступа: <https://amastercar.ru/blog/solncemobili-mif-ili-realnost.html>.

7. Атомные автомобили: прошлое и будущее. Режим доступа: <https://www.mirf.ru/science/atomnye-avtomobili>.

8. Получение электроэнергии из атмосферы с помощью антенны и приёмника. Режим доступа: <https://www.natural-sciences.ru/ru/article/view?id=31296>.

9. Три способа передачи энергии без проводов – от Теслы до наших дней. Режим доступа: <https://domikelectrica.ru/3-sposoba-peredachi-energii-bez-provodov/>

Маяк Микола Михайлович, д.т.н., проф., Луцький національний технічний університет

Ємець Богдан Володимирович, к.т.н., Житомирський агротехнічний коледж,

Рябчук Олександр Павлович, к.с.-г.н., Житомирський агротехнічний коледж, [bogdan1199@ukr.net](mailto:bogdan1199@ukr.net)

## **ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОЗГАНЯННЯ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ НА ГЕНЕРАТОРНОМУ ГАЗУ**

Проблема забруднення навколишнього середовища відпрацьованими газами від роботи двигунів автомобілів на нафтових видах палива притаманна багатьом країнам, у тому числі - Україні [1]. Тому актуальним є застосування альтернативних видів палива, які, можливо, спершу частково замінять бензин чи дизельне пальне. Один із способів вирішення проблеми альтернативи експлуатації нафтопродуктів – це можливість роботи двигунів автомобілів на генераторному газу (ГГ), отриманому шляхом газифікації твердого палива. Таке паливо може бути місцевим для того чи іншого регіону нашої країни (наприклад, для Полісся – деревина), що вкрай важливо з економічної точки зору [2].

В літературі часто не вказують єдиних критеріїв і показників розганяння автомобіля, проте в теорії автомобіля і на практиці застосовуються наступні [3]: час розганяння на шляху 400 і 1000 м; час розганяння до заданої швидкості; прискорення при розганянні; інші.

Показники тягово-швидкісних властивостей (окрім середньої швидкості) автомобіля, і, зокрема, показники розганяння, можна визначати шляхом роз-

в'язку рівняння руху автомобіля, яке запропоновано Г.В. Зимелевим у наступному зведеному вигляді [4]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

де  $M_a$  – повна маса автомобіля з врахуванням маси газогенераторної установки, кг;  $\delta_{об}$  – коефіцієнт, який ураховує обертові маси даного автомобіля;  $P_{кол}(V)$  – повна колова сила на ведучих колесах автомобіля, Н;  $P_{он}(V, V^2)$  – сума сил опору руху автомобіля, Н;  $G_a \cdot \sin \alpha$  – сила опору підйому, Н;  $G_a$  – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;  $\alpha$  – кут поздовжнього нахилу полотна дороги;  $V$  – швидкість руху автомобіля, м/с;  $dV/dt$  – прискорення автомобіля, м/с<sup>2</sup>.

Мета дослідження – покращити показники розганання вантажних автомобілів на ГГ методом підвищення густини газоповітряної суміші, що надходить до циліндрів двигуна цього автомобіля.

Аналіз літератури показує, що використання ГГ як палива для двигуна значно погіршує (більше, ніж у двічі) показники розганання автомобіля-самоскида ГАЗ-САЗ-35071. У автомобілів з газогенераторною установкою збільшується показники розганання, навіть у порівнянні з роботою їх на нафтовому газу, на 50...65% [5].

Ефективно підвищити показники розганання автомобілів на ГГ можна способом підвищення густини газоповітряної суміші, що надходить до циліндрів переобладнаного двигуна. Застосування цього методу збільшить величину середнього ефективного тиску та, як наслідок, ефективну потужність цього двигуна. Попередньо досліджено використання об'ємного нагнітача з механічним приводом для двигуна під час роботи на ГГ (рис. 1). Збільшення ефективної потужності роботи даного двигуна в цьому випадку можливе від 20 до 35%. Але ускладнення конструкції та роботи газогенераторної установки з нагнітанням газоповітряної суміші приводить до зниження надійності роботи двигуна переобладнаного автомобіля і потребує його ґрунтовних експериментальних дорожніх випробувань [5].



Рисунок 1 – Загальний вигляд нагнітача (з механічним приводом) газоповітряної суміші в циліндри двигуна

На рис. 2 представлена графічна залежність величини часу розганання бензинового автомобіля ГАЗ-САЗ-35071 від його швидкості у порівнянні з

часом розганяння цього ж автомобіля на ГГ з використанням нагнітача (з механічним приводом) газоповітряної суміші до циліндрів двигуна.

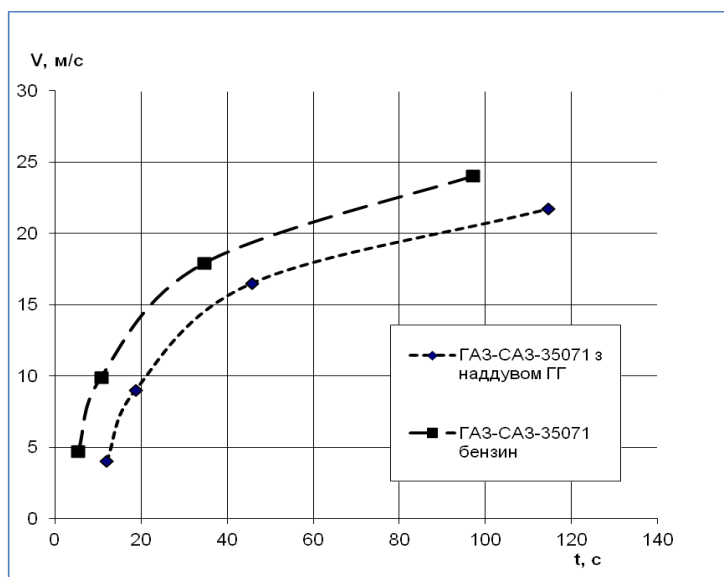


Рисунок 2 – Порівняння часу розганяння бензинового автомобіля ГАЗ-САЗ-35071 у порівнянні з розганянням цього ж автомобіля на ГГ

Аналіз отриманих даних показує, що використання нагнітача (з механічним приводом) газоповітряної суміші до циліндрів двигуна дозволяє підвищити значення показників розганяння автомобіля від 12 до 19% у порівнянні з газогенераторним автомобілем, який не використовує подібну систему.

Експериментальні дослідження показників розганяння автомобілів проводились відповідно до ГОСТу 22576-90. Такі випробування проводяться на рівній горизонтальній ділянці дороги довжиною 4 км та шириною не менше 15 м. Завантаження автомобіля до повної маси традиційно здійснюється мішками з піском. Зважування автомобіля після його завантаження здійснюється за методикою ОСТ 37.001.408 на автомобільних вагах середнього класу точності з найбільшою межею зважування 10 т по ГОСТ 14004.

Попередньо були отримані дані основних показників розганяння газогенераторного автомобіля з використанням нагнітача газоповітряної суміші, аналіз яких показує достатню точність (до 6%) аналітичних досліджень (табл. 1).

Таблиця 1

Дані випробувань показників розганяння автомобіля на ГГ

Показники	$\langle x_{екс} \rangle$	$\Delta_{\langle x_{екс} \rangle}$	$\epsilon$	$\epsilon_m$
Шлях розганяння до 16,7 м/с, м	1084,1	19,4	1,79	3,32
Час розганяння на шляху 400 м, с	58,5	0,71	1,21	3,89
Час розганяння на шляху 1000 м, с	129,7	1,1	0,85	5,53

В табл. 1:  $\langle x_{екс} \rangle$  - середнє з шести вимірювань;  $\Delta_{\langle x_{екс} \rangle}$  - довірча межа похибки вимірювання;  $\epsilon$  – відносна похибка результатів вимірювання, %;  $\epsilon_m$  – відносна похибка моделювання, %.

В подальшому доцільно виконати дослідницьку роботу з визначення інших тягово-швидкісних показників (наприклад, характеристику «розганяння – вибіг») вантажного автомобіля під час роботи на ГТ з використанням нагнітача газоповітряної суміші.

### Література

1. Мельник М.В., Ємець Б.В., Поліщук О.С. Обґрунтування продуктивного використання газового палива для бензинових двигунів автомобілів. *Вісник ЖНАЕУ*. 2010. № 2 (27). С. 139–145.
2. Ємець Б.В. Моделювання та покращення паливної економічності автомобілів сільськогосподарського призначення. *Вісник ЖНАЕУ*. 2016. №2 (56), т. 1. С. 268–273.
3. Туревский Н. С. Теория автомобиля. Москва : Высш. шк., 2005. 240 с.
4. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. Москва : Воениздат, 1957. 455 с.
5. Ємець Б.В. Покращення показників розганяння автомобілів під час роботи на місцевих альтернативних видах палива. *Екологічні науки*, 2020. №1 (28). С. 201-206.

Саражинский Д. С., кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Транспортные системы и технологии» Белорусского национального технического университета, г. Минск, Беларусь, [sarazhinsky@mail.ru](mailto:sarazhinsky@mail.ru)

### **К ФОРМАЛИЗАЦИИ СВЕТОФОРНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ – ПОНЯТИЕ УПРАВЛЯЮЩЕГО СИГНАЛА И ЕГО СИСТЕМАТИКА ON FORMALIZATION OF TRAFFIC LIGHT CONTROL – THE CONCEPT OF A CONTROL SIGNAL AND ITS SYSTEMATICS**

С целью унификации и упрощения построения «умных» систем автоматического управления дорожным движением на базе светофорной сигнализации предпринимается попытка построения универсальной (в рамках Венской конвенции о дорожных знаках и сигналах) формализованной концепции светофорного регулирования. В данной работе рассматривается первый этап такого построения, состоящий в переосмыслении, формализации и систематике такого центрального понятия как сигнал светофора.

For the purpose of unifying and simplifying construction of "smart" automatic traffic control systems based on traffic signaling, an attempt is made to build a universal (in the framework of the Vienna Convention on Road Signs and Signals) formalized concept of traffic light regulation. This paper considers the first stage of such construction, which consists in rethinking, formalizing and systematizing such a central concept as traffic light signal.

Ключевые слова: интеллектуальные системы управления дорожным движением, принципы светофорного регулирования, сигналы светофора, систематика.

Keywords: intelligent traffic control systems, traffic light control principles, traffic signals, systematics.

## ВВЕДЕНИЕ

Стремительное развитие технологических новшеств, включая развитие беспилотного транспорта, вызывают к необходимости перехода на новый уровень в автоматическом управлении светофорной сигнализацией. Одним из значительных препятствий на пути к этому является отсутствие формализации принципов такого управления. В частности, отсутствует общепринятая формализованная концепция, на основе которой можно было бы строить системы управления, владеющие *полной информацией* о том, какие управляющие сигналы и каким образом можно подавать с помощью светофорной сигнализации так, чтобы эти сигналы и их переключения были ожидаемым образом распознаны и интерпретированы всеми участниками движения. Несмотря на кажущуюся простоту базовых принципов светофорного регулирования, на практике из-за различных нюансов, связанных с многообразием гласных и негласных трактовок сигналов светофора, особенностями правил применения светофорного регулирования и т.п., построение такой общей формализованной концепции оказывается не такой простой задачей. Так, например, до сих пор нет общепринятой четкой фиксации управляющих значений сигналов, представленных комбинацией световых огней основной и дополнительной секций (в различных странах можно найти различные явные и неявные трактовки). До сих пор нет общепринятой четкой фиксации управляющих значений зеленого огня основной секции в виде круга и стрелки (зачастую де-юре их значения отождествляются, хотя де-факто, особенно при повороте налево, трактуются участниками движения как различные). Кроме того, возникает вопрос и с формализацией принципов переключения между такими сигналами. Например, если комбинация зеленый круглый огонь в основной секции + зеленая стрелка в дополнительной трактуется как один управляющий сигнал, а красный/желтый огонь в основной + зеленая стрелка в дополнительной – как другой, то вариант переключения сигнализации, когда выключение зеленой стрелки в дополнительной секции на пару секунд запаздывает за выключением зеленого огня основной приводит к тому, что в этом случае на эти пару секунд фактически включается новый

управляющий сигнал. Насколько это допустимо, и если не допустимо, то каким образом предписать переключение, чтобы таких ситуаций не могло возникать?

На сегодняшний день, насколько известно автору, с данными проблемами борются либо тем, что делают систему управления «глупой», по минимуму «проявляющей самодеятельность» (ответственность же за все нюансы, связанные с включениями сигналов, отдают технологу-программисту таких систем), либо отказываются от использования «сложных сигналов», например, избавляясь от дополнительных секций на светофорах. Первый подход, очевидно, ограничивает гибкость системы и возможность наделить ее «интеллектом» и самостоятельностью. Второй же ограничивает возможности светофорного регулирования (за счет сужения арсенала сигналов), что может влиять в конечном счете на эффективность организации управления.

Все это делает актуальной задачу формализации светофорного регулирования, решение которой естественно начать с этапа формализации и систематики самого понятия «сигнал светофора». Именно его разработке и посвящена данная работа. (Разработку последующих этапов предполагается провести в следующих статьях.)

## ПОНЯТИЕ УПРАВЛЯЮЩЕГО (ЛОГИЧЕСКОГО) СИГНАЛА

Анализ показывает, что в общем случае при светофорном регулировании так или иначе приходится сталкиваться со следующими фундаментальными понятиями (которыми обычно манипулируют в неявном виде, и которые, в соответствии с целью работы, имеет смысл выделить явно, дав им соответствующие определения).

*Управляющий логический сигнал* – представитель класса световых сигналов (светофора), несущих одно и то же управляющее логическое значение, совпадающее с управляющим логическим значением одного из сигналов, прописанных в Венской конвенции о дорожных знаках и сигналах (или ее расширении, см. ниже).

Так, например, и зеленый мигающий свет (в виде силуэта идущего человечка) пешеходного светофора на постсоветском пространстве, и оранжевый мигающий свет (в виде ладони) пешеходного светофора в США, и желтый свет пешеходного светофора в Швейцарии – все они по своему управляющему логическому значению для участника движения никак не отличаются между собой, а потому могут быть объединены в один класс. В качестве типичного представителя этого класса можно выбрать любой из них, например, зеленый мигающий свет. Его тогда и можно будет отождествлять с соответствующим управляющим логическим сигналом.

Стоит отметить, что с точки зрения управления именно управляющий логический сигнал является центральным понятием, с которым в первую



очередь приходится (явно или неявно) работать системам управления, а отнюдь не конкретное физическое представление этого сигнала в виде огня светофора.

В общем случае управляющее логическое значение имеет смысл подразделять на следующие два вида:

1) *основное* управляющее значение, включающее

- информацию о типе участников движения и направлениях, на которые распространяется управляющее действие;
- информацию о праве проезда/прохождения;
- информацию о порядке определения преимущества движения в конфликтных ситуациях;

2) *дополнительное* управляющее значение, включающее

- информацию о переходном процессе, связанном со сменой основного управляющего значения. В зависимости от того, какой характер носит процесс (относится к начальному периоду длительности основного логического значения или к конечному), имеет смысл различать В- и Е- дополнительные логические значения (от английских “Begin” – начало, «End» – конец).

Таким образом, в общем случае:

логическое значение управляющего сигнала =

основное управляющее значение + дополнительное управляющее значение.

Управляющий логический сигнал, который несет только основное значение, имеет смысл называть *основным управляющим логическим сигналом*. В противном случае (если присутствует непустое дополнительное управляющее значение) – *переходным управляющим логическим сигналом*.

Имеет также смысл договориться представителю множества всех управляющих логических сигналов с одним и тем же основным управляющим значением называть просто *управляющим (логическим) сигналом*. С учетом этого, можно считать, что один и тот же управляющий логический сигнал может иметь разные формы (соответственно, *оформления*):

- основная форма;
- В-переходная форма;
- Е-переходная форма.

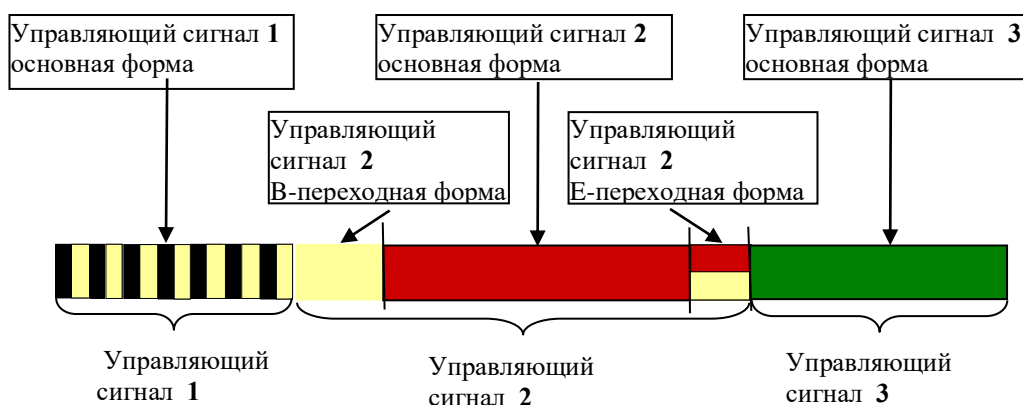


Рисунок 1 – Управляющие (логические) сигналы



## СИСТЕМАТИКА УПРАВЛЯЮЩИХ (ЛОГИЧЕСКИХ) СИГНАЛОВ

С учетом введенного выше понятия управляющего логического сигнала имеет теперь смысл обратиться к вопросу о систематизации всех наиболее часто встречающиеся в явном или неявном виде таких сигналов.

Для унификации представления такой систематики удобно сперва условно расширить текущий вариант Венской конвенции о дорожных знаках и сигналах [1] следующими дополнениями.

### Условное расширение Венской конвенции о дорожных знаках и сигналах

#### СТАТЬЯ 23

##### Сигналы, предназначенные для регулирования движения транспортных средств

1. b)

*iii) зеленый мигающий сигнал означает незамедлительную смену указаний сигнала, но он не изменяет разрешения проезда, предписанного зеленым огнем;*

10. Когда сигнал трехцветной системы дополнен одним или несколькими зелеными огнями, имеющими стрелку или стрелки, [...]

Высвечивание такого огня совместно с зеленым огнем или мигающим зеленым огнем трехцветной системы, разрешающим движение в том же направлении, в котором указывает соответствующая стрелка или стрелки, означает, что движение в данном направлении защищено от конфликтов пересечения с другими транспортными средствами.

Мигание дополнительного зеленого огня означает незамедлительную его смену, но он не изменяет значения, предписанного горящему дополнительному зеленому огню.

14. В трехцветной системе желтый огонь может дополняться другим желтым огнем (альтернативным желтым огнем) с тем же значением и требованиями.


С учетом приведенного условного расширения Венской конвенции систематика базовых управляющих логических сигналов теперь может быть представлена в следующем общем виде (см. таблицы ниже).

Таблица 1. Основные управляющие логические сигналы

Наименование основного управляющего сигнала	Представление	Управляющее логическое значение	
<b>транспортные</b>			
логический транспортный красный мигающий		как в Венской конвенции для соответствующего	высвечивающегося огня
логический транспортный красный		как в Венской конвенции для соответствующего	высвечивающегося огня
логический транспортный (обычный) зеленый		как в Венской конвенции для соответствующего	высвечивающегося зеленого огня
логический транспортный дополнительный зеленый		как в Венской конвенции для соответствующего	дополнительного зеленого огня (в виде стрелки или стрелок)
логический транспортный акцентированный зеленый		как в <b>расширенной</b> Венской конвенции п.10 для соответствующего	высвечивающегося огня
логический транспортный желтый мигающий		как в Венской конвенции для соответствующего	высвечивающегося огня
логический транспортный отсутствующий		как в Венской конвенции для соответствующего	высвечивающегося огня
<b>пешеходные</b>			
логический пешеходный красный		как в Венской конвенции для соответствующего	высвечивающегося огня
логический пешеходный зеленый		как в Венской конвенции для соответствующего	высвечивающегося огня
логический пешеходный отсутствующий		как в Венской конвенции для соответствующего	высвечивающегося огня

*Таблица 2. Переходные управляющие логические сигналы*

Наименование переходного управляющего сигнала	Представление	Управляющее логическое значение
транспортные		
логический транспортный желтый		как в Венской конвенции для соответствующего высвечивающегося огня
логический транспортный желтый альтернативный		как в <b>расширенной</b> Венской конвенции для соответствующего высвечивающегося огня
логический транспортный красно-желтый		как в Венской конвенции для соответствующих высвечивающихся огней
логический транспортный зеленый (обычный) мигающий		как в Венской конвенции для соответствующего высвечивающегося огня
логический транспортный мигающий акцентированный зеленый		как в <b>расширенной</b> Венской конвенции для соответствующего высвечивающегося огня
логический транспортный мигающий дополнительный зеленый		как в <b>расширенной</b> Венской конвенции для соответствующего высвечивающегося огня
логический транспортный дополнительный зеленый и желтый		как в Венской конвенции для соответствующих высвечивающихся огней (при условии отношения сигналов огней к одному и тому направлению)
логический транспортный дополнительный зеленый и альтернативный желтый		как в <b>расширенной</b> Венской конвенции для соответствующих высвечивающихся огней (при условии отношения сигналов огней к одному и тому направлению)
логический транспортный мигающий дополнительный зеленый и красный		как в <b>расширенной</b> Венской конвенции для соответствующих высвечивающихся огней (при условии отношения сигналов огней к одному и тому направлению)
логический транспортный дополнительный зеленый и красно-желтый		как в Венской конвенции для соответствующих высвечивающихся огней (при условии отношения сигналов огней к одному и тому направлению)
логический транспортный мигающий дополнительный зеленый и красно-желтый		как в <b>расширенной</b> Венской конвенции для соответствующих высвечивающихся огней (при условии отношения сигналов огней к одному и тому направлению)

логический транспортный зеленый акцентированный и зеленый мигающий		как в <b>расширенной</b> Венской конвенции для соответствующих высвечивающихся огней (при условии отношения сигналов огней к одному и тому направлению)
логический транспортный мигающий зеленый акцентированный и зеленый		как в <b>расширенной</b> Венской конвенции для соответствующих высвечивающихся огней (при условии отношения сигналов огней к одному и тому направлению)
пешеходные		
логический пешеходный желтый		как в Венской конвенции для соответствующего высвечивающегося огня
логический пешеходный желтый альтернативный		как логически пешеходный желтый

**Примечание 1.** Альтернативные желтые сигналы предполагают их использование при переключениях из желтого мигания/отключенные светофоры в красный сигнал. Так, например, соответствующие сигналы в настоящее время активно используются в США в схемах управления с так называемым «flashing yellow arrow» сигналом.

**Примечание 2.** Как можно видеть, фактически для транспорта выделяется три различных «зеленых» управляющих логических сигнала:

– логический транспортный (обычный) зеленый, который, в соответствии с [1], ст. 23, п.1, а), только разрешает движение в том или ином направлении. Его «формула распознавания водителем»:

*«зеленый огонь в основной секции светофора относится и к моему направлению движения».* (См. рис. 1, а))

– логический транспортный дополнительный зеленый, который, в соответствии с [1], ст. 23, п.10, разрешает движение, но с потерей преимущества движения перед транспортными средствами, в конфликтах «слияния». Его исходная «формула распознавания водителем»:

*«зеленый огонь в дополнительной секции светофора относится и к моему направлению движения»* (См. рис. 1, б))

Здесь нужно особо отметить, что в Венской конвенции о дорожных знаках и сигналах значение этого сигнала не зависит от того, какие огни горят в тот же момент в основных секциях!

– логический транспортный акцентированный зеленый, который используется во многих странах с целью помимо разрешения движения еще и сообщить водителю дополнительную информацию об отсутствии конфликтов пересечения. В различных странах его представление на светофоре может быть различным, однако, если брать за основу представление, которое на данный

момент используется в Англии (см. “indicative arrow”, [2]), то «формулу распознавания водителем» можно записать следующим образом:

«зеленый огонь в основной секции светофора и зеленый огонь в дополнительной секции **оба** относятся и к моему направлению движения». (См. рис. 2, с))

Идея здесь простая – «двойное» разрешение на проезд (когда достаточно было только одного) сообщает о дополнительной защищенности водителя от конфликта, в первую очередь конфликта пересечения.

В других странах эта же информация о том, что у водителя дополнительная защищенность от конфликтов пересечения, может доноситься, например (как это в явном виде сделано в США), с помощью использования зеленого огня в форме одиночной стрелки в основной секции.

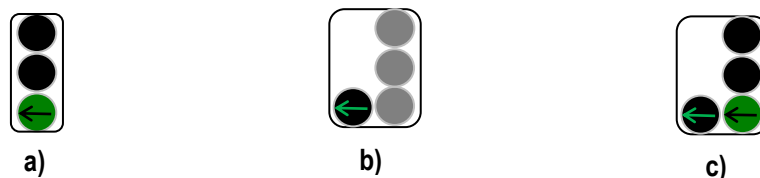


Рисунок 2 – Представление «зеленых» логических сигналов для движения налево:  
а) – (обычного) зеленого; б) – дополнительного зеленого; с) – акцентированного зеленого.

Серіков Георгій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com

Серікова Ірина Олексіївна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sirina301212@gmail.com

Медведський Кирило Ігорович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## АНАЛІЗ СИСТЕМ МОНІТОРИНГУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

При експлуатації електромобілів необхідно постійно відслідковувати залишковий заряд тягової батареї. Аналіз споживаного струму й залишкового заряду дозволяє прогнозувати залишковий пробіг до повного розряду батареї та оптимізувати витрату енергії. Для досягнення мети в оцінці залишкового заряду батареї електромобілів необхідно з достатнім ступенем точності визначити витрату енергії при русі [1].

Основним споживачем енергії, запасеної в батареях, є тяговий електродвигун. Струм, споживаний ним, можна визначити по фазних струмах системи захисту інвертора й двигуна, тим самим спростивши апаратну частину вимірювальної системи (рисунок 1).

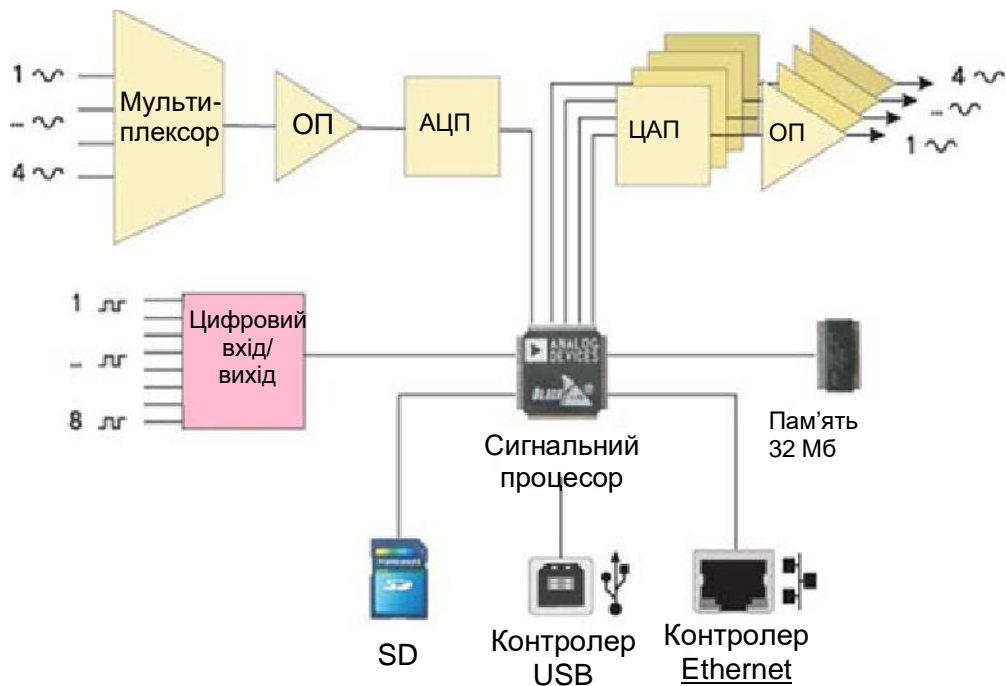


Рисунок 1 - Апаратна частина вимірювальної системи

Найбільш простим і розповсюдженим способом визначення струму є використання струмового шунта. Але для успішного перетворення виникаючого спадання напруги необхідне використання підсилювачів сигналу. Крім того, наявність гальванічного зв'язку суттєво обмежує можливі точки виміру струму [2].

Проблему з гальванічною розв'язкою дозволяють вирішити датчики, що визначають струм по напруженості магнітного поля. Вони мають вбудовані схеми температурної корекції й підсилювач сигналу, що суттєво полегшує їхнє використання. Однак вимір великих струмів викликає труднощі при такому способі. Починають позначатися крайові ефекти на провідниках з великим перетином (рисунок 2).

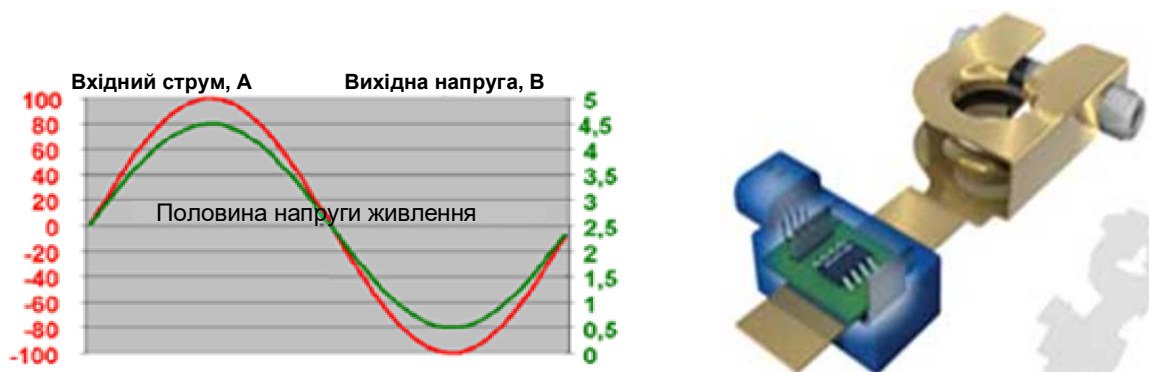


Рисунок 2 – Характеристика та конструкція магнітного датчика за flip chip технологією

Проблему виміру великих струмів з гальванічною розв'язкою дозволяють розв'язати датчики на основі сенсора Холу, встановленого в розрізі магнітної системи [3]. У такому випадку ми позбуваємося від зовнішніх перешкод і наведень, джерелом яких може бути, зокрема, інвертор. Однак така система може почати збоїти при виникненні кидків струму, наприклад, при старті. Це пов'язане з насиченням магнітопроводу. Найбільш перспективним рішенням є застосування способу визначення струму, в якому відсутній магнітопровід у вимірювальній системі, а проблему крайових ефектів можливо вирішити застосуванням трьох датчиків Холу з наступною обробкою обмірюваного сигналу.

Напруга батареї визначається за допомогою вимірювальної системи з потенційним входом, що містить датчик Холу. Безсумнівною перевагою цієї системи є гальванічна розв'язка, на відміну від звичайного дільника напруги.

Для проведення необхідних розрахунків, аналізу й визначення залишкового заряду батареї сигнали, отримані з датчиків, оброблюються й передаються в лічильно-вирішальний модуль.

Індикація розрахованих параметрів здійснюється за допомогою розповсюджених мобільних пристроїв, що мають графічний екран. Це може бути ноутбук, планшет або телефон, що мають Wi-Fi.

Передача даних між вимірювальною системою й системою індикації здійснюється по радіоканалу за допомогою розробленої плати узгодження модуль, що має у своєму составі Wi-Fi (рисунок 3).

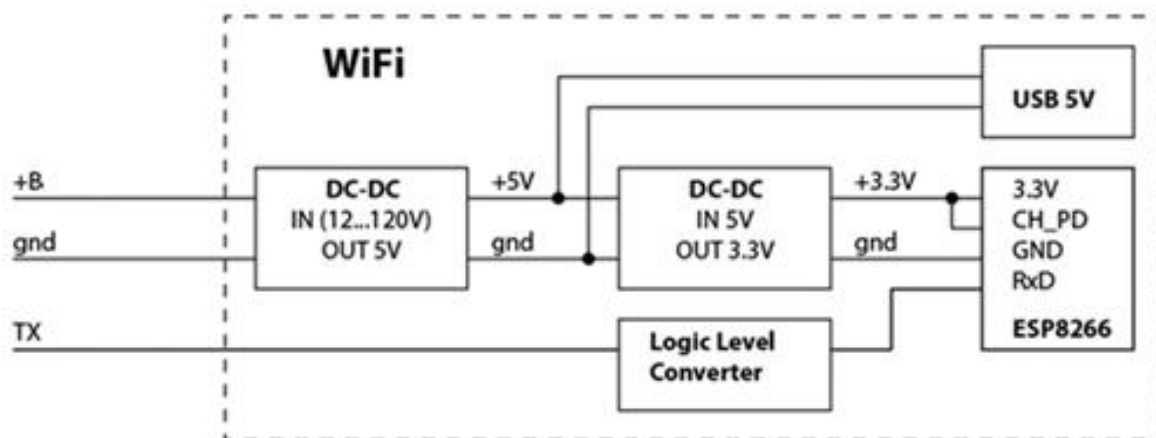


Рисунок 3 - Передача даних між вимірювальною системою й системою індикації по радіоканалу

**Висновки.**

Був проведений аналіз схемних рішень щодо створення системи моніторингу електроенергетики електромобілів.

Доведено доцільність використання цифрової системи моніторингу.

Застосування безконтактних датчиків струму, що запропоновані, дозволяють організувати гальванічний розв'язок.

Датчики струму, що мають цифровий інтерфейс мають підвищену надійність за рахунок використання функцій самодіагностики.



## Література

1. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Гнатов А.В., Колесніков А.В. Гібридні автомобілі. - Харків, ХНАДУ, 2008. - 327 с.

2. Клименко К. А. Сравнительный анализ современных датчиков тока / К. А. Клименко. // Молодой ученый. - 2011. - № 8 (31). - Т. 1. - С. 66-68. - URL: <https://moluch.ru/archive/31/3552/> (дата звернення: 11.09.2020).

3. Ван Айзегем Датчики тока и напряжения для промышленности / URL: [http://www.efo-power.ru/BROSHURES\\_CATALOGS/LEM/Industry\\_Current\\_and\\_Voltage\\_Transducers\\_RUS.pdf](http://www.efo-power.ru/BROSHURES_CATALOGS/LEM/Industry_Current_and_Voltage_Transducers_RUS.pdf) (дата звернення: 11.09.2020).

Серіков Георгій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com  
Серікова Ірина Олексіївна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sirina301212@gmail.com  
Медведський Кирило Ігорович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### **ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ КОРИСТУВАННЯ ТРАНСПОРТНИМИ ЗАСОБАМИ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ЗА РАХУНОК АВТОМАТИЗАЦІЇ ЗАРЯДНИХ СТАНЦІЙ**

Мета роботи – підвищення безпеки процесу заряджання електромобіля.

Зарядні станції для електромобілів різноманітні. Виробники електромобілів стандартизували протоколи процесів зарядки. Вони розподіляються за потужністю та живлячій напрузі на 4 рівня. Основна ідея стандартизації зарядних станцій полягає в тому, що зарядна станція повідомляє електромобілю максимальний припустимий струм, підтримуваний даною станцією. Електромобіль при зарядці обмежує струм заряду до максимально припустимого згідно з отриманою інформацією [1].

У Європі найбільшого поширення одержали зарядні станції рівня L2. Вони дозволяють заряджати електромобіль із максимальною швидкістю приросту запасу електроенергії 100 км за годину зарядки (рисунок 1).



Рисунок 1 – Використання заряджального пристрою у місцях загального користування



Для безпеки зарядна станція має наступні функції:

- перевірка наявності заземлення,
- моніторинг струмів витоку,
- визначення й перевірка пілотного сигналу.

Сигнал Пілот описаний стандартом J1772. Він має два інформаційні параметри. Амплітуда інформує зарядну станцію про поточний режим роботи (очікування, підключення, зарядка). Шпаруватість сигналу Пілот інформує електромобіль про максимальний припустимий струм, який може забезпечити зарядна станція [2].

Особливу увагу при автоматизації процесу заряду необхідно приділяти обмеженню припустимої переданої потужності. Від цього прямо залежить електрична й пожежна безпека зарядних станцій. Рознімання підключення електромобіля до зарядної станції є самим слабким місцем у колі передачі енергії. При перевищенні припустимого струму електричні контакти рознімання інтенсивно розігріваються, внаслідок чого відбувається його термічне руйнування, що призводить до необоротних наслідків. Зарядна станція кодує максимально припустимий струм заряду шпаруватістю ШІМ сигналу.

Пілот сигнал формується за допомогою двохполярного джерела живлення +12 В и -12 В та операційного підсилювача. Амплітуду зчитує плата керування й по ній визначає режим роботи.

Струми витоку визначаються блоком диференціального захисту, який звичайно настроюється на чутливість від 25 мА до 30 мА різниці між вхідним і вихідним струмами.

Підключення електромобіля до мережі відбувається після перевірки наявності заземлення й завдання максимально припустимого струму. Також проводиться контроль спрацьовування реле.

Керуючий контролер задає послідовність проходження перевірок безпеки й комутує зарядний струм.

Сучасні інформаційні технології дозволяють дистанційно відстежувати режими роботи автоматизованої зарядної станції та контролювати її стан за допомогою як персональних засобів обробки даних, так і централізовано (рисунок 2) [3].

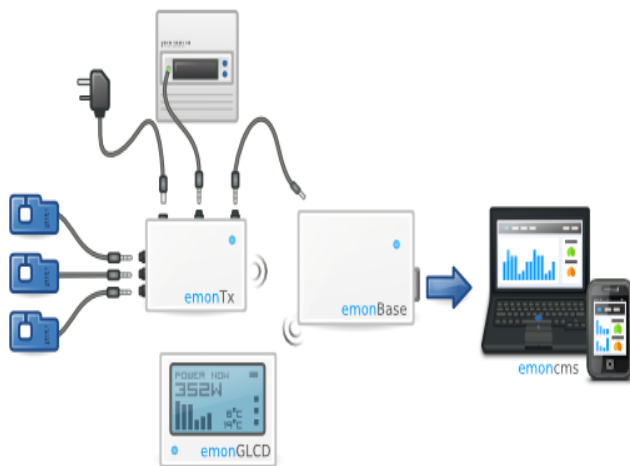


Рисунок 2 - Інтерфейсні комунікації зарядної станції

В роботі була розроблена структура автоматизованої зарядної станції, що дозволяє заряджати електромобілі, що підтримують протокол зарядки J1772 в автоматичному режимі та визначені необхідні модулі. При цьому можлива диспетчеризація декількох зарядних станцій по різних мережних інтерфейсах (рисунок 3).

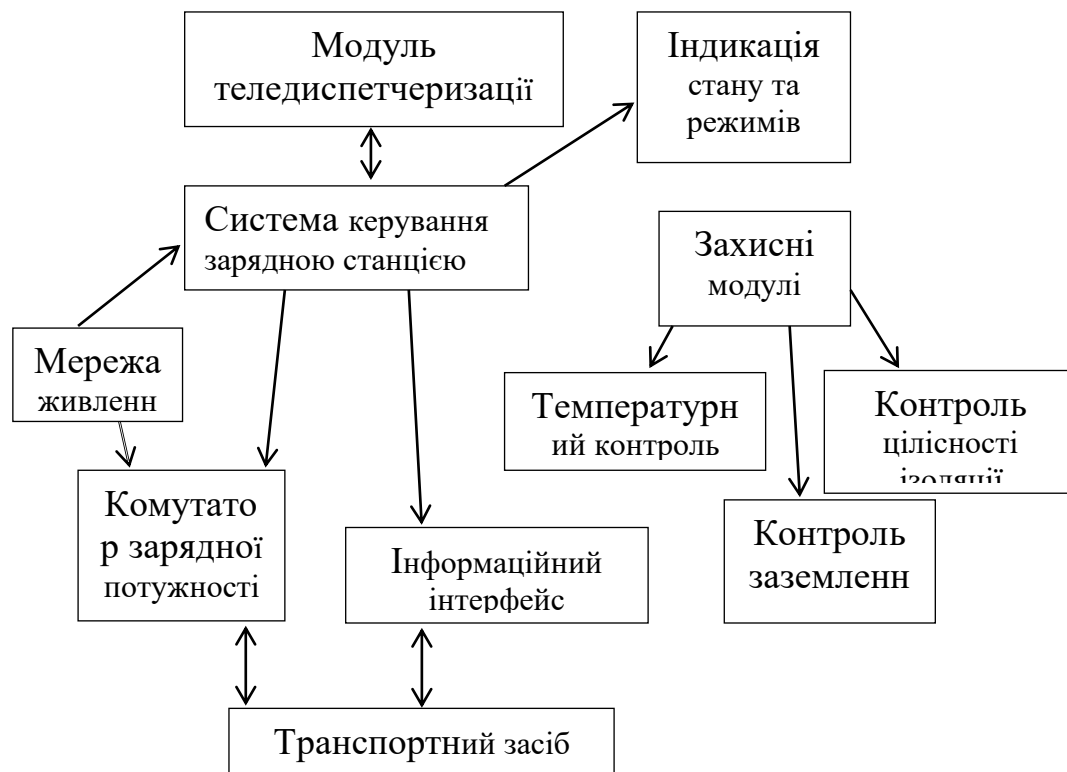


Рисунок 3 - Загальна структура автоматизованої зарядної станції

### Висновки

Був проведений аналіз схемних рішень побудови станцій для заряджання електромобілів.

Обрані необхідні захисні функції зарядних пристроїв.

Зазначені допоміжні сервісні можливості, що можливо застосовувати при експлуатації зарядного пристрою.

Розроблена схема електрична принципова, програма керування та друкована плата пристрою.

Проведені натурні випробування розробленої зарядної станції з електромобілями Nissan Leaf та Tesla Model S85 підтвердили працездатність розробки.

### Література

1. Как устроены зарядные станции для электромобилей URL: [https://www.autom.com.ua/ru/articles/kak\\_ustroeny\\_zaryadnye\\_stantsii\\_dlya\\_ele/](https://www.autom.com.ua/ru/articles/kak_ustroeny_zaryadnye_stantsii_dlya_ele/) (дата звернення: 11.09.2020).

2. SAE Electric Vehicle and Plug in Hybrid Electric Vehicle Conductive Charge Coupler URL: [https://www.sae.org/standards/content/j1772\\_201001/](https://www.sae.org/standards/content/j1772_201001/) (дата звернення: 11.09.2020).

<https://guide.openenergymonitor.org/setup/> (дата звернення: 11.09.2020).

Смирнов Олег Петрович, д.т.н, доцент, професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [SmirnovO@gmail.com](mailto:SmirnovO@gmail.com)

Марченко Антон Валерійович, аспірант кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [anton.marchenko.1994@gmail.com](mailto:anton.marchenko.1994@gmail.com)

## ОСОБЛИВОСТІ ЕЛЕКТРОПРИВОДА TESLA MODEL S

Tesla Model S – п'ятидверний [електромобіль](#) виробництва [американської](#) компанії [Tesla Motors](#). Електромобіль Tesla Model S вперше був представлений на Франкфуртському автосалоні в 2009 р., продажі в США почалися в червні 2012 р. Технічні характеристики модельного ряду Tesla Model S в базовій комплектації наведені у таблиці [1], [2], [3].

Таблиця – Технічні характеристики модельного ряду Tesla Model S

Технічні характеристики	S40	S60	S70	S75	S85	S90	S100
Ємність батареї, кВт·год	40	60	70	75	85	90	100
Потужність, кВт	200	250	290	290	290	325	585
Крутний момент, Нм	430	430	440	440	440	480	600
Розгін до 100 км/год, с	6,5	5,8	5,8	4,5	5,4	4,4	2,4
Максимальна швидкість, км/год	180	210	230	230	230	250	250
Дальність пробігу, км	224	375	420	401	502	557	632

Порівняльні механічні характеристики електродвигунів автомобілів Tesla Model S наведені на рисунку 1.

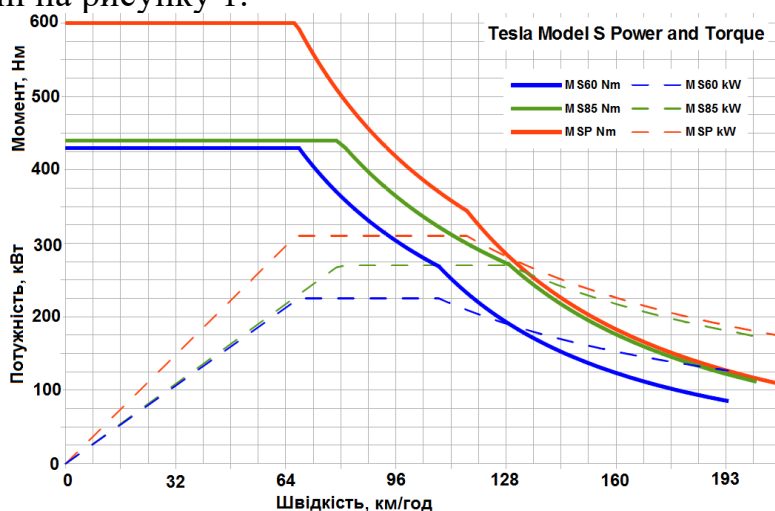


Рисунок 1 – Механічні характеристики електродвигунів автомобілів Tesla Model S

У серпні 2016 р. компанія Tesla представила нову модифікацію Model S P100D. Запас ходу збільшився до 632 км на одному заряді, а до 100 км/год електромобіль розганяється за 2,4 с. Проведемо аналіз та розглянемо особливості компоновки електропривода Tesla Model S P100D, яка виконана як п'ятидверний fastback з повністю алюмінієвим кузовом. У маркуванні P100D перша буква P – це версія автомобіля Perfomans, буква D – означає привід 4x4 (Dual Motor), тобто по одному електромотору на кожен вісь. Передній Drive Unit для модифікації 4x4 Performance застосовує асинхронний електродвигун типу 270 HP потужністю 200 кВт та з максимальними обертами 18 000 об/хв. Задній Drive Unit для модифікації 4x4 Performance застосовує асинхронний електродвигун з мідним ротором типу 503 HP потужністю 370 кВт та з максимальними обертами 16 000 об/хв.

Задній приводний блок прикріплений до заднього підрамника кріпленнями переднього і заднього редукторів, які вбудовані в корпус коробки передач, а третє кріплення кріпиться на корпусі двигуна. Коробка передач на автомобілі відсутня. Її замінив редуктор з передавальним числом 9.73. Передача завжди одна, електродвигун механічно постійно пов'язаний з колесами.

Інвертор отримує живлення від тягової акумуляторної батареї напругою 400 В постійного струму, перетворює його в змінний струм і подає напругу на електродвигун. Пікові значення струму можуть досягати 1400 А. Такий струм, як і максимальна сумісна потужність електричних двигунів 570 кВт - це лише пікові значення, які можуть використані досить короткочасно. Під час руху на практиці спостерігається значно нижча потужність та струм живлення.

Інвертор містить два процесори цифрових сигналів (DSP) на платі управління. Головний DSP управляє двигуном, контролює працездатність системи приводу і обробляє запити водія. Другий DSP (званий «Педальний монітор») – це монітор безпеки, який може зупинити генерацію крутного моменту, якщо струми двигуна, швидкість або стан педалі акселератора вказують на те, що основний DSP працює неправильно. Програмована вентильна матриця (FPGA) на платі управління управляє різними схемами безпеки і захисту на апаратному рівні.

Інвертор контролює температуру двигуна і силової електроніки. Він відправляє запити на охолодження двигуна і внутрішньої електроніки на терморегулятор. Немає прямого контролю потоку охолоджуючої рідини або швидкості обертання вентилятора від перетворювача; терморегулятор управляє системою для цілей, які оптимізовані по дальності і ефективності. Якщо температурні межі перевищені, приводний інвертор обмежує крутний момент двигуна до тих пір, поки температура не повернеться в номінальний робочий діапазон.

Двигун, коробка передач і приводний перетворювач мають загальну систему рідинного охолодження. Охолоджуюча рідина надходить на сторону двигуна приводу і проходить через коробку передач і приводний інвертор через ряд внутрішніх проходів.

Рекуперативне гальмування досягається за допомогою інвертора для створення негативного крутного моменту і відповідного струму, що протікає від електричного двигуна до батареї. Рекуперативне гальмування дозволено тільки при активованій системі контролю стійкості і ABS. Контроль тяги реалізований в системі контролю стійкості в моделі S з командами обмеження крутного моменту, що посилаються інвертору при зменшенні тяги.

Tesla Model S показує інформацію про пробіг, ґрунтуючись на заряді батареї і статистикою споживання заряду. Цей підрахунок не враховує перепади висоти і можливий вітер. Чим повільніше рухається автомобіль, тим менше опір повітря і довше пробіг.

На графіку (рисунок 2) наведена залежність між швидкістю і максимальним пробігом, а також залежність між витратою енергії і швидкістю.

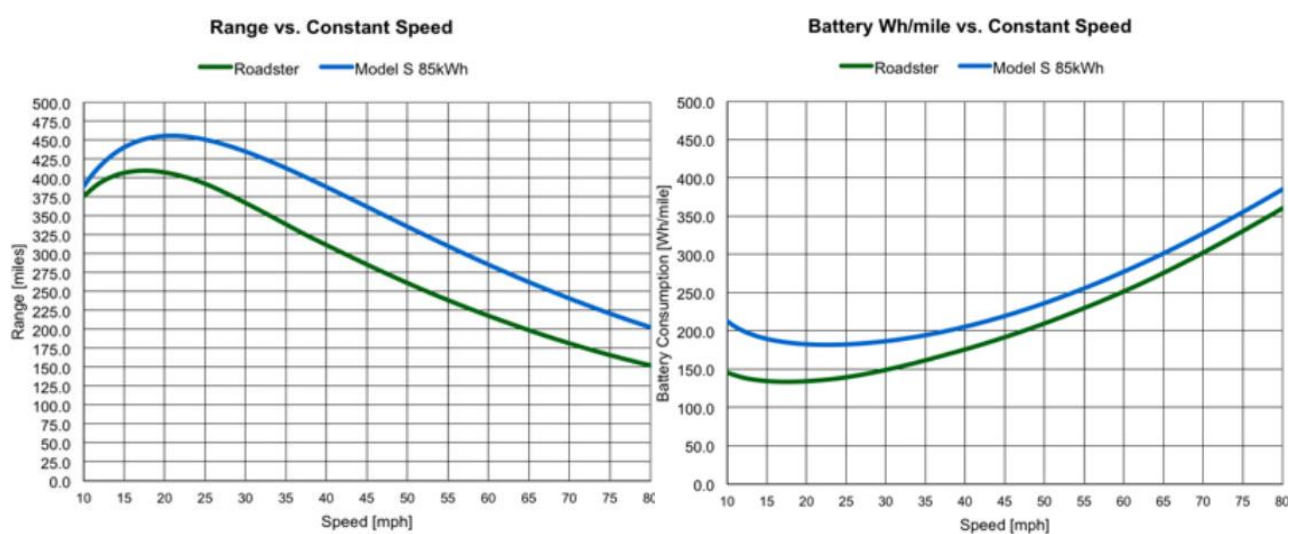


Рисунок 2 – Залежність між швидкістю і максимальним пробігом, залежність між витратою енергії і швидкістю

Проведений аналіз та дослідження особливостей електроприводу автомобіля Tesla Model S демонструє, що мається наступна тенденція розвитку електромобіля:

- збільшується енергоємність батареї (з 40 кВт·год до 105 кВт·год) при цьому збільшується дальність пробігу на одному заряді з 224 км до 665 км. Доведено також що, чим повільніше рухається автомобіль, тим довше пробіг, а найбільш економна швидкість електромобіля складає від 15 км/год до 45 км/год;

- збільшується потужність двигунів (з 200 кВт до 585 кВт) при цьому знижується час розгону від 0 км/год до 100 км/год з 6,5 с до 2,4 с.

## Література

1. 2012 Tesla Model S: EPA Range Of 265 Miles, 89 MPGe Efficiency. URL: [https://www.greencarreports.com/news/1077122\\_2012-tesla-model-s-epa-range-of-265-miles-89-mpge-efficiency](https://www.greencarreports.com/news/1077122_2012-tesla-model-s-epa-range-of-265-miles-89-mpge-efficiency) (дата звернення 02.09.2020)

2. Tesla 60 kWh Model S Deliveries Delayed To January-February, Entry Level Until March-April. URL: <https://insideevs.com/news/316982/tesla-60-kwh-model-s-deliveries-delayed-to-january-february-entry-level-until-march-april/> (дата звернення 02.09.2020)
3. Tesla Model S. <https://www.tesla.com/models> (дата звернення 02.09.2020)

Данець Сергій Віталійович, к.т.н, заступник завідувача відділу - завідувач сектору автотехнічних досліджень Харківського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України, danez@ukr.net. +380509583725

## **ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНА ПРИГОДА – СУЧАСНА МІЖНАРОДНА ПРОБЛЕМА.**

За даними Всесвітньої організації здоров'я (ВОЗ) щорічно в дорожньо-транспортних пригодах (ДТП) у світі гине близько 1,35 млн.

У країнах з низьким та середнім рівнем доходу збитки від ДТП досягають 3 % валового внутрішнього продукту країн, що разом складає понад 100 млрд. доларів США. Дорожньо-транспортний травматизм разом зі СНІДом, самогубством, і вбивством стають основними причинами загибелі молодих людей у віці 5–29 років [2].

Основні фактори, які за даними ВОЗ впливають на показники ДТП – це рівень доходу країни (низький, середній, високий), транспортна політика в галузі безпеки руху (її наявність, відсутність), стан дорожньої інфраструктури і якість медичної допомоги. ВОЗ виділяє п'ять основних елементів, які повинні визначати національні плани країн в галузі безпеки дорожнього руху – це управління безпекою дорожнього руху, більш безпечні дороги і мобільність, більш безпечні транспортні засоби (ТЗ), більш безпечна поведінка учасників дорожнього руху, відповідні заходи після ДТП [3]. Аналогічні вимоги з акцентом на профілактику безпеки дорожнього руху створені, постійно підтримуються та удосконалюються і в нашій країні.

Згідно статистичними даними патрульної поліції України кількість загиблих у ДТП і поранених із року в рік залишається дуже великою. Так у 2020 році відбулося 160675 ДТП, у яких загинуло 3454 людини, отримали поранення 32736 [4].

Найбільш небезпечними районами України в плані кількості ДТП є великі міста такі, як Київ, Одеса, Харків, Дніпропетровськ, Львів (дивись таблицю 1):

Таблиця 1. Розподіл ДТП за регіонами.

Регіон	Усього ДТП	ДТП с постраждалими		
		усього	загинуло	травмовано
АР Крим	0	0	0	0
Вінницька	3408	692	150	882
Волинська	2909	807	124	984
Дніпропетровська	11301	2102	189	2583
Донецька	4100	1028	123	1308

Житомирська	3919	1002	180	1283
Закарпатська	3065	508	86	657
Запорізька	6140	1168	150	1471
Івано- Франківська	3336	813	147	1037
Київська	12384	1893	334	2430
Київ	40750	2278	137	2655
Кіровоградська	1967	532	70	662
Луганська	879	305	22	392
Львівська	11292	2095	283	2844
Миколаївська	3692	972	128	1233
Одеська	14107	1972	233	2405
Полтавська	3764	995	123	1305
Рівненська	2614	752	131	891
Сумська	1935	603	79	720
Тернопільська	2293	513	107	674
Харківська	11902	1807	182	2185
Херсонська	3295	708	93	876
Хмельницька	3118	664	87	887
Черкаська	3662	765	113	956
Чернігівська	2506	583	108	724
Чернівецька	2337	495	75	692
Севастополь	0	0	0	0
<b>ЗАГАЛОМ</b>	<b>160675</b>	<b>26052</b>	<b>3454</b>	<b>32736</b>
<b>ЗА ДОБУ</b>	<b>440</b>	<b>71</b>	<b>10</b>	<b>90</b>

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 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 таблицю 2).

Таблиця 2. Статистика ДТП за видами.

Вид ДТП			
	усього	загинуло	травмовано
Зіткнення	10569	1133	16519
Перекидання	1729	298	2251

Наїзд на транспортний засіб, що стоїть	542	96	737
Наїзд на перешкоду	2574	412	3298
Наїзд на пішохода	8612	1261	8005
Наїзд на велосипедиста	1526	223	1392
Інші ДТП	500	31	534
<b>ЗАГАЛОМ</b>	<b>26052</b>	<b>3454</b>	<b>32736</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 [1, 5].

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 232 легкових автомобілів на 1000 жителів [6].

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. [1].

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. 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.



2. Всесвітня організація здравоохранення. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [www.who.int/ru/news-room/fact-sheets/detail/road-traffic-injuries](http://www.who.int/ru/news-room/fact-sheets/detail/road-traffic-injuries).

3. Міжнародні організації, конвенції та багатосторонні угоди в галузі транспорту. Автомобільний транспорт: навч. посіб. / за ред. А. М. Редзюка. К.: ДП «ДержавтотрансНДПроект», 2009. Т. 1. 207 с.

4. Патрульна поліція. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka>.

5. Туренко А.Н. Автотехническая экспертиза: учебное пособие / А.Н. Туренко, В. И. Клименко, А. В. Сараев. – Х. : ХНАДУ, 2007. – 156 с.

6. [Електронний ресурс]. [https://ru.wikipedia.org/wiki/Список\\_стран\\_по\\_количеству\\_автомобилей\\_на\\_1000\\_человек#cite\\_note-9](https://ru.wikipedia.org/wiki/Список_стран_по_количеству_автомобилей_на_1000_человек#cite_note-9).

Гнатів Андрій Вікторович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [kalifus76@gmail.com](mailto:kalifus76@gmail.com), тел. (066)7430887

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧОЇ ПЛАТФОРМИ ДЛЯ ЕЛЕКТРИЧНИХ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ТА ЇХ ІНФРАСТРУКТУРИ**

### **Вступ**

На даний момент проглядається чітко виражена світова тенденція - впровадження альтернативних малопотужних поновлюваних джерел електроенергії (ЕЕ). На них покладається функції по розвантаженню і по балансуванню навантаження електромереж. В основному, під цими поновлюваними джерелами ЕЕ розуміють різного виду і типу сонячні електростанції, вітрогенератори, геотермальні електростанції тощо [1-5]. Однак не завжди можна застосувати вище перелічені джерелами енергії. Це пов'язано з конструктивними особливостями поновлюваних джерел ЕЕ, умовами щодо ефективного їх використання, розмірами, наявністю відповідного місця і багато інших специфічних факторів та вимог, які продиктовані умовами їх експлуатації. У свою чергу, у великих містах вимоги до місця розташування і компактності поновлюваних джерел енергії виходять на перший план, що, найчастіше, може нівелювати всі їх згадані переваги. В такому випадку, досить привабливими з економічної та екологічної точки зору є невеликі системи або пристрої, що мають хорошу мобільність і які можуть бути легко встановлені в будь-якому місці для забезпечення альтернативного електроживлення. При цьому, мається на увазі те, що дані джерела енергії здатні частково або повністю забезпечити електроенергією конкретних споживачів [6 - 12].

### **Енергогенеруюча платформа**

Це дослідження має за мету представлення одного з варіантів технічного рішення енергогенеруючої платформи (ЕП), яку можна розглядати як малопотужне поновлюване джерело ЕЕ [7]. Проведено експериментальні

дослідження процесу генерування електроенергії ЕП в залежності від кількості і схем підключення електрогенераторів до її електромашинного вузлу. Така платформа має компактні габаритні розміри і призначена для установки в місцях з великою прохідністю людей. При цьому вона може бути встановлена як всередині приміщення, так і зовні. Для проведення експериментальних досліджень було розроблено дослідний зразок ЕП. Електромашинний вузол ЕП може працювати з одним або двома електрогенераторами - кроковими двигунами (КД). При виконанні кроку на ЕП йде процес генерації електроенергії, який полягає в перетворенні кінетичної енергії кроку в електричну [10-14].

На рис. 1 представлена схема електрична-принципова ЕП, де активний опір  $R$  - є опором шунта, на якому вимірюється сигнал напруги.

Відповідно до розробленої конструкцією на базі мультиплікатора з прямозубими колесами і представленої електричної принципової схемою (рис. 1), було розроблено конструкцію ЕП.

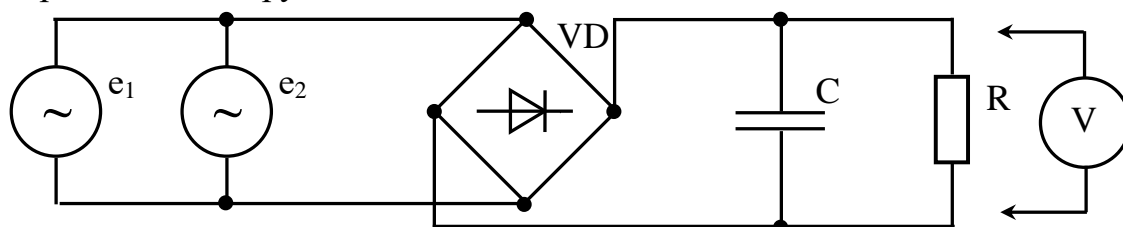


Рисунок 1 – Схема електрична-принципова ЕП

Конструктивні особливості розробленої ЕП дозволяють проводити дослідження в режимі генерації ЕЕ окремо кожного КД та при паралельному підключенні двох КД [1, 3, 8, 11-13, 15-17].

Аналіз результатів проведених експериментальних досліджень, а також їх обробка показують, що при прямому і зворотному напрямку руху ЕП генерує різне значення ЕЕ. Так, при прямому напрямку руху середнє значення згенерованої ЕЕ за один крок при підключенні двох КД становить  $\approx 1,11$  Вт, при зворотному  $\approx 0,62$  Вт. У той час як при підключенні одного КД, згенерує  $\approx 0,66$  Вт і  $0,46$  Вт відповідно.

### Висновки

Проведено експериментальні дослідження процесу генерування ЕЕ ЕП в залежності від кількості та схеми підключення КД до її електромашинного вузлу. Така платформа має компактні габаритні розміри і призначена для установки як усередині приміщень, на транспортних засобах, так і зовні, на інфраструктурних об'єктах транспорту в місцях з великою прохідністю людей.

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено дослідний зразок ЕП з електромашинним вузлом.

### Література

1. Гнатов А. В. Энергогенерирующая плитка как альтернативное маломощное джерело електричної енергії / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун // Автомобильный транспорт. – Х. : ХНАДУ. – 2017. – Вып. 40. – С. 167-172.

2. Hnatov A. *Energy saving technologies for urban bus transport* / A. Hnatov, Shch. Arhun, S. Ponikarovska // *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2017. – №14(4). – С. 4649-4664.
3. Patlins A. et al. *Sustainable pavement enable to produce electricity for road lighting using green energy* // *2018 Energy and Sustainability for Small Developing Economies (ES2DE)*. – IEEE, 2018. – С. 1-2.
4. Гнатов А. В. *Сучасні дороги та дороги майбутнього, їх види та перспективи використання* / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун, О.Р. Киценко // *Вісник ХНАДУ*. – 2017. – № 76. – С. 66–73.
5. Гнатов А. В. *Електромобілі – майбутнє, яке вже настало* / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун, О. А. Ульянець // *Автомобиль и электроника. Современные технологии: электронное научное специализированное издание*. – Х.: ХНАДУ, 2017. – № 11. – С. 24-28. – ISSN 2226-9266– Режим доступа: [http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P\\_SIS/AE17\\_1/1.4.pdf](http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE17_1/1.4.pdf)
6. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S. *Safety of Pedestrian Crossings and Additional Lighting Using Green Energy*. No: *Transport Means 2018: Proceedings of 22nd International Scientific Conference, Lietuva, Trakai, 3-5. October, 2018*. Kaunas: Kaunas University of Technology, 2018, 527-531.lpp. ISSN 1822-296X. e-ISSN 2351-7034.
7. Аргун Щ.В. *Екологічний та енергоефективний атомобільний транспорті його інфраструктура* / Щ. В. Аргун, А. В. Гнатов, О.А. Ульянець // *Вісник Житомирського державного технологічного університету*. – 2016. – № 2 (77). – С. 18–27.
8. S. Arhun, A. Hnatov, O. Dziubenko, S. Ponikarovska. *A Device for Converting Kinetic Energy of Press Into Electric Power as a Means of Energy Saving*. *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 36, No. 1, pp. 105-110. January 2019.
9. Гнатов А.В., Аргун Щ. В., Дзюбенко О.А. *Понікоровська С.В. Вибір схеми підключення електродвигунів у електромашиному вузлі пристрою генерації електричної енергії*. *Автомобиль и электроника. Современные технологии: электронное научное специализированное издание*. – Х.: ХНАДУ, 2018. – № 13. – С. 13-21.
10. Тарасова В.В. *Анализ перспектив развития нетрадиционных источников энергии и оценка возможностей их использования* / В.В. Тарасова, В.П. Разживин, А.С. Тельный, А.В. Гнатов, Щ.В. Аргун, А.А. Дзюбенко // *Автомобиль и электроника. Современные технологии: электронное научное специализированное издание*. – Х.: ХНАДУ, 2017. – № 12. – С. 50-56.
11. Hnatov, A., Arhun, S., Dziubenko, O., & Ponikarovska, S. (2018). *Choice of Electric Engines Connection Circuits in Electric Machine Unit of Electric Power Generation Device*. *Majlesi Journal of Electrical Engineering*, 12(4), 87-95.
12. Гнатов А. В. *Вибір схеми технічного рішення енергогенеруючої сходинок* / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун, О. А. Дзюбенко // *Вісник ХНАДУ*. – 2018. – № 81. – С. 29-38.
13. Аргун Щ.В. *Енергогенеруюча плитка з електромашиним вузлом на базі крокових двигунів* / Щ.В.Аргун, А.В. Гнатов, О.А. Дзюбенко, С.В. Понікарівська // *Вісник національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Енергетика: надійність та енергоефективність* – Харків: НТУ «ХПІ», 2019. – №. 14 (1339). – С. 20 – 25.
14. Гнатов А. В., Аргун Щ. В. Гнатова Г. А, Тарасов К. С., Понікарівська С. В. *Пристрій примусового зниження швидкості з функцією генерування*

електроенергії // *Автомобільний транспорт*. - X.: ХНАДУ. 2019. Вип. 45. – С. 70-78.

15. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., & Dzyubenko, O. (2019). Design and research of constructive features of paving slabs for power generation by pedestrians. *Transportation Research Procedia*, 40, 434-441.

16. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., Bogdan, D., Dziubenko, O. Development of an Energy Generating Platform for Converting Kinetic Energy into Electrical Energy Using the Kinematic Synthesis of a Three-Stage Multiplier. In: *TRANSPORT MEANS 2019. Sustainability: Research and Solutions. PROCEEDINGS OF THE 23rd INTERNATIONALSCIENTIFIC CONFERENCE PART I, Lithuania, Palanga, 2-4 October, 2019. Kaunas: Kaunas University of Technology, 2019, pp.403-408.*

17. Hnatov, A., Arhun, S., Tarasov, K., Hnatova, H., Mygal, V., Patlins, A. Researching the model of electric propulsion system for bus using Matlab Simulink //2019 IEEE 60th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON). – IEEE, 2019. – С. 1-6.

Hnatova Hanna, student, Kharkiv National Automobile and Highway University, annagnatova22@gmail.com

Arhun Shchasiana, Ph.D., Associate Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University

## **BATTERY MANAGEMENT SYSTEM**

Conditionally, in an electric vehicle, there are 3 main constituent elements (systems): an energy source, a propulsion system and an auxiliary system.

The battery management system is one of the important elements of an energy source. This system is able not only to provide data exchange with the charger, but also to regulate the operation of the batteries in such a way as to maximize their performance in various conditions, as well as inform the user about the degree of their legal capacity.

Batteries of electric vehicles consist of a plurality of series-connected accumulators, which cannot be identical in mass production. Capacity, internal resistance, self-discharge rate and degradation of the same type of battery are always slightly different.

This effect is most characteristic when the battery is divided into several modules of batteries connected in series and placed in different compartments of the electric vehicle (in the engine compartment, in the luggage compartment, in the passenger compartment or under the bottom and suchlike).

With prolonged use of the battery, the problem of its imbalance arises. The negative impact of the battery imbalance described in the following situation [1].

During the movement of an electric vehicle, the voltage on one of the battery cells dropped to a predetermined lower level, below which irreversible battery degradation can occur, that is, this cell or module is discharged. In this case, the safety system of the electric vehicle will open the battery discharge circuit and the electric vehicle will not be able to continue driving. But after all, individual cells were still not completely discharged. And this indicates an inefficient use of the

battery. In the future, when operating such a battery, we will not receive full capacity, that is, our electric car will be able to travel a shorter distance. Moreover, due to the uneven distribution of charge, the battery will quickly become unusable.

BMS makes possible to avoid the negative destructive processes in the battery. The control system ensures that all cells receive equal voltage at the end of charging. As the charging process comes to an end, the BMS makes balancing by shunting the charged cells. It can also transfer the energy of elements with a higher voltage to elements with a lower voltage. Shunt - a device that allows electric current (or magnetic flow) to flow bypassing any part of the circuit, usually a low-resistance resistor, coil or conductor.

With passive balancing, the cells that completely replenish the charge receive less current or are excluded from the charging process until all the battery cells have an equal voltage level. The battery management system (BMS) maximizes the battery life balancing and also providing temperature control and a number of other functions [2-3].

The main objectives of the application of BMS [1]:

1. Protection of battery cells and the whole battery from damage;
2. increased battery life;
3. maintaining the battery in the state in which completing all the tasks assigned to it becomes possible.

BMS Features

To achieve these goals, BMS must perform the following functions:

1. The first function of the BMS is to monitor the state of the battery cells, namely:

a. Voltage: total voltage, voltage of individual cells, minimum and maximum cell voltage;

b. Temperature: average temperature, electrolyte temperature, outlet temperature, temperature of individual battery cells, BMS boards. The BMS electronic board is equipped with both internal temperature sensors and external ones, which are used to control the temperature of specific battery cells;

c. Charge and depth of discharge;

d. Charge / discharge currents;

e. Serviceability.

The control system can store in memory such indicators as the number of charge/discharge cycles, the maximum and minimum voltage of the cells, the maximum and minimum value of the charge and discharge current. These data make it possible to determine the state of the battery operability.

*Incorrect charge* is one of the most common causes of battery failure, therefore, charge control is one of the main functions of the BMS microcontroller.

2. The second function is called intelligent computing. It is responsible for assessing:

a. the maximum allowable charge current;

b. the maximum permissible discharge current;

c. the amount of energy supplied as a result of charging, or lost during discharge;

- d. the cell internal resistance;
- e. the total number of work cycles.

3. The third function is connective. That is, BMS shares the data listed in the previous paragraph. BMS can transmit data through both wired and wireless communication.

4. The fourth function is protective. BMS protects the battery from:

- a. over current;
- b. overvoltage (during charging);
- c. voltage drops below the permissible level (during discharge);
- d. overheating;
- e. hypothermia;
- f. current leakage.

Battery Management System (BMS) disconnects the battery from the load or the charger when at least one of the operating parameters exceeds the permissible range.

5. The fifth function of the BMS is balancing. This is what we have already talked about. Balancing is a method of evenly distributing the charge between all cells of the battery, due to which the battery life is maximized [2, 3].

In order to protect the BMS board from the negative effects of moisture and dust, it is coated with a special epoxy sealant. Not always batteries have only one control and balancing system. Sometimes, instead of a single BMS board, several regulatory electronic boards connected to each other are used at once, each of which controls a certain number of cells and supplies the output data to a single controller.

This system is vital for an electric car since the functionality of BMS allows not only to improve the operating mode of batteries, but also to maximize their service life [4].

The architecture of the battery management system for each manufacturer is different. BMS can be designed using a variety of function blocks and design methods [5].

Conclusions. The Battery Management System (BMS) is an electronic system that:

- controls the charge / discharge process of the battery;
- responsible for the safety of the battery;
- monitors battery status;
- assesses secondary health data;
- conducts individual control of voltage and resistance of each battery element;
- distributes currents between the components of the battery during the charging process;
- guarantees safe connection / disconnection of the load;
- when recovering energy, BMS also regulates the process of recharging the battery.

The battery management system is a very important part of the electric car, and it performs much more functions than just managing the battery. BMS is the brain of the battery pack.

## Reference

1. Hongbin R., Yuzhuang Z., Sizhong C., Taipeng W. Design and implementation of a battery management system with active charge balance based on the SOC and SOH online estimation. *Energy*. (1 January 2019), 2019, vol. 166, pp. 908-917.
2. Wei L., Jie L., Wenji S., Ziping F. Study on passive balancing characteristics of serially connected lithium-ion battery string. *2017 13th IEEE International Conference on Electronic Measurement & Instruments (ICEMI)*. Yangzhou, 2017, pp. 489-495.
3. Y. Barsukov Battery Cell Balancing: What to Balance and How. *Texas Instruments*. 2009. pp. 21-28.
4. Garche J., Jossen A. Battery management systems (BMS) for increasing battery life time. *TELESCON 2000. Third International Telecommunications Energy Special Conference*. Dresden, 2000, pp. 81-88.
5. Bergveld H. J. Battery management systems design by modelling. *Royal Philips Electronics N.V.*, 2001, pp. 1-306.

Дзюбенко О.А., к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dzyubenko.alan@gmail.com

## **СИСТЕМА АВТОМАТИЗОВАНОГО УПРАВЛІННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ ДЛЯ АВТОБУСІВ ТА ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ**

Значна частина часу руху автомобіля в міських умовах припадає на несталі режими, перемикання передач і рушання з місця. Часта дія на орган керування зчепленням негативно позначається на фізичному стані водія та призводить до помилок у керуванні. Розробники автомобільної техніки багато уваги приділяють питанню зниження зусилля на педалі зчеплення та автоматизації перемикання передач, особливо це важливо для автобусів і вантажних автомобілів де максимальне зусилля на педалі зчеплення коливається в діапазоні 150...250 Н. Ця задача може бути вирішена переходом від гідропневматичного приводу щеплення до електропневматичного з електронним управлінням.

Для визначення найбільш оптимального варіанту конструкції електропневматичного виконавчого механізму керування зчепленням було проведено ряд попередніх експериментальних досліджень відомих конструкцій САУЗ, розглянутих у [1]. З цією метою була створена лабораторна установка, конструкція якої, принцип дії і результати дослідження показано в [2]. Однією із найпоширеніших є конструкція САУЗ, робота якої заснована на керуванні двома електропневматичними клапанами. Це клапани впуску та випуску стиснутого повітря. Структурна схема дослідного зразка представлена на рисунку 1.

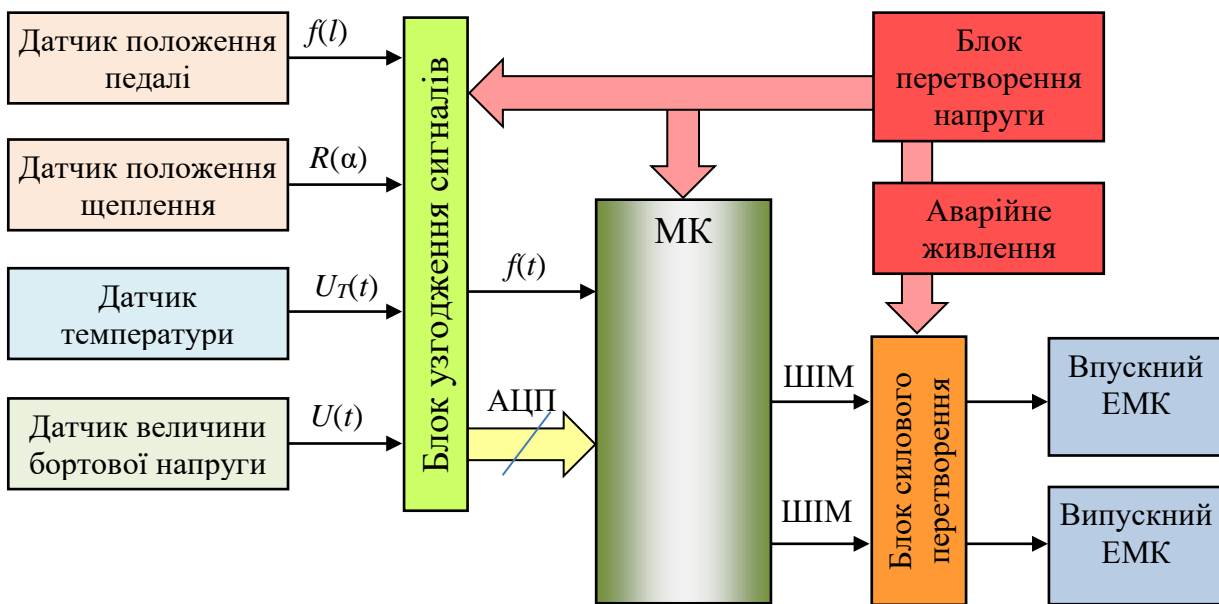


Рисунок 1 – Структурна схема дослідного зразка САУЗ

Система складається з мікроконтролера, який опитує датчики і відповідно до алгоритму визначає управляючий вплив на електромагнітні клапани. Датчик положення педалі представляє собою електромагнітну котушку, занурення осердя в яку призводить до зміни її індуктивності і, як наслідок, до зміни частоти генерації коливального контуру. В якості датчика положення щеплення використовується безконтактний датчик положення дросельної заслінки, який перетворює кутове положення вісі в вихідну напругу. Поточні данні від датчиків перераховуються у відносні одиниці положення механізмів.

Температура в блоці управління визначається для компенсації температурних відхилень характеристик датчиків і визначається з-за допомогою внутрішнього датчика температури мікроконтролера. Бортова напруга мережі вимірюється для компенсації часових інтервалів управління електромагнітними клапанами і визначається через подільник, що приводить значення напруги бортової мережі до значень АЦП мікроконтролера.

Блок перетворення напруги побудований на DC/DC перетворювачах і призначений для забезпечення усіх вузлів електронного блоку необхідною напругою живлення (5В, 3,3В) незалежно від зміни напруги бортової мережі. Для управління електромагнітними клапанами сигнали мікроконтролера посилюються за допомогою блоку силового перетворення.

Працює представлена конструкція САУЗ наступним чином. При включенні МК опитує датчики і робить висновок про справність і поточний стан системи, при наявності несправності система повідомляє про це оператора і блокує подальшу роботу. Якщо все справно, система відкриває випускний клапан на 2 с для того, щоб перевести механізм щеплення у початковий стан. Після цього система переходить в режим безперервного слідкування за показниками датчиків положення.

Програма обчислення управляючого впливу на МК реалізує алгоритм ПД-регулятора. Таким чином, якщо значення датчиків педалі і положення



щеплення мають однакову величину, помилка управління дорівнює нулю і управляючі сигнали на виходах МК відсутні, електромагнітні клапани знаходяться в закритому стані.

При натисканні на педаль значення задатчика, в відповідно і помилка управління зростає і МК розраховує тривалість імпульсу управління на впускний клапан відповідно до коефіцієнтів ПД-регулятора та реальних часових параметрів сигналів управління електромагнітними клапанами. Стиснуте повітря від ресивера потрапляє у штокову порожнину силового циліндра. Під тиском стислого повітря поршень силового циліндра переміщується, впливаючи на вилку вимикання зчеплення. В процесі переміщення поршня МК, за інформацією від датчика положення щеплення, відстежує його положення і перераховує тривалість управляючого сигналу впускного клапану. При досягненні поршнем силового циліндра положення, заданого органом керування, МК припиняє подачу управляючого сигналу на впускний клапан. Таким чином, електромагнітні клапани знаходяться у закритому стані і шток силового циліндра утримується в положенні, відповідному педалі управління.

При відпусканні педалі помилка приймає від'ємне значення і розраховане значення тривалості управляючого впливу підводиться до впускного клапана. При цьому штокова порожнина силового циліндра з'єднується з атмосферою, під дією натискних пружин зчеплення усі деталі приводу повертаються у початкове положення. При повільному натисканні на педаль, на клапан подаються управляючий сигнал у вигляді імпульсів, тривалість яких не перевищує 3 мс. Це забезпечує дискретність переміщення штоку 0,5 мм.

В якості електромагнітних клапанів використовуються відсікаючі клапани систем подачі газу газобалонного обладнання, розраховані на живлення 12 В. Для підвищення швидкодії електромагнітних клапанів до котушок підводиться бортова напруга 24-28 В. Однак, для запобігання перегріву електромагнітних котушок клапанів, мікроконтролер генерує сигнал управління по методу *reak&hold* за яким спочатку подається форсуючий імпульс, для швидкого відкривання клапану, а потім за допомогою ШІМ-сигналу клапан утримується в відкритому стані.

В цілому при тиску 0,8 МПа у пневматичній живлячій магістралі забезпечується швидкодія 0,2 с і плавність ходу при повільному впливі на орган управління.

#### Література

1. Електропневматичний підсилювач керування зчепленням / В.О. Богомолів, Д.М. Леонт'єв, М.Г. Михалевич, В.І. Клименко [та ін.] // Патент на корисну модель МПК F16D 48/06, F16D 25/00. – 2018р.
2. Особенности управления электропневматическими клапанами исполнительного механизма управления сцеплением с ускорительным клапаном / АА Ярита, НГ Михалевич, ДН Леонт'єв, ВИ Клименко // Научно-технический журнал НАУКА и ТЕХНИКА. – Минск: БНТУ. – 2018. – Вип.1(17). – С. 64-71

Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., доцент, професор кафедри «Автомобілі»,  
Національний транспортний університет, [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net), тел.:  
(067) 386-14-68

Разбойніков Олександр Олександрович, інженер кафедри «Автомобілі»,  
Національний транспортний університет, [razboyn1k@ukr.net](mailto:razboyn1k@ukr.net), тел.:  
(097) 221-47-90

## МЕТОДИКА АНАЛІЗУ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

Запропонована методика аналізу експериментальних і теоретичних досліджень динаміки руху автомобіля, яка полягає в тому, що на матеріали з відеокамер «накладається» зображення візуалізації (далі за текстом – «анімації») руху фізичної моделі автомобіля.

Відеоматеріали експериментальних досліджень отримано з контрольньо-реєструючих приладів-відеокамер, що були встановленні на випробувальній трасі, створеній в лабораторії кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Анімації побудовані з використанням програмного пакету *MathCad*. Поточне положення характерних точок об'єктів моделювання (координати точок на тривимірному графічному полі) визначається за результатами розрахунків отриманих з математичної моделі.

Лінії зйомок на відеоматеріалах та в анімаціях співпадали, а отримані зображення синхронізувались в часі. На стоп-кадр з відеоматеріалу було поверхнево включено відповідний стоп-кадр з анімації. Рівень прозорості анімації (рис. 1) встановлювався з використанням програми *Vitrte*. Після досягнення збігу контурів зображень відбувалось збереження отриманого результату у вигляді скріншоту. В подальшому отримані зображення були змонтовані у відеофайл.

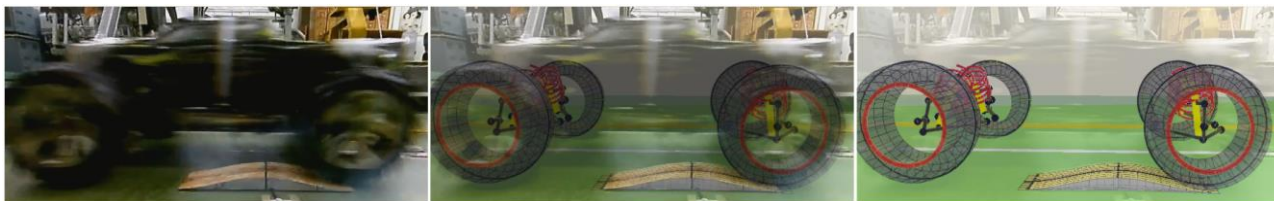


Рисунок 1 – Рівень прозорості анімації зліва на право: 100%, 70%, 30%

Таким чином, було отримано відеофайли на яких одночасно відображено результати експериментальних та теоретичних досліджень динаміки руху фізичної моделі автомобіля (рис. 2). Крім того, це дає можливість на відеоматеріалах експериментів відобразити віртуальні об'єкти (наприклад, напівпрозорий коридор безпеки) (рис. 3).

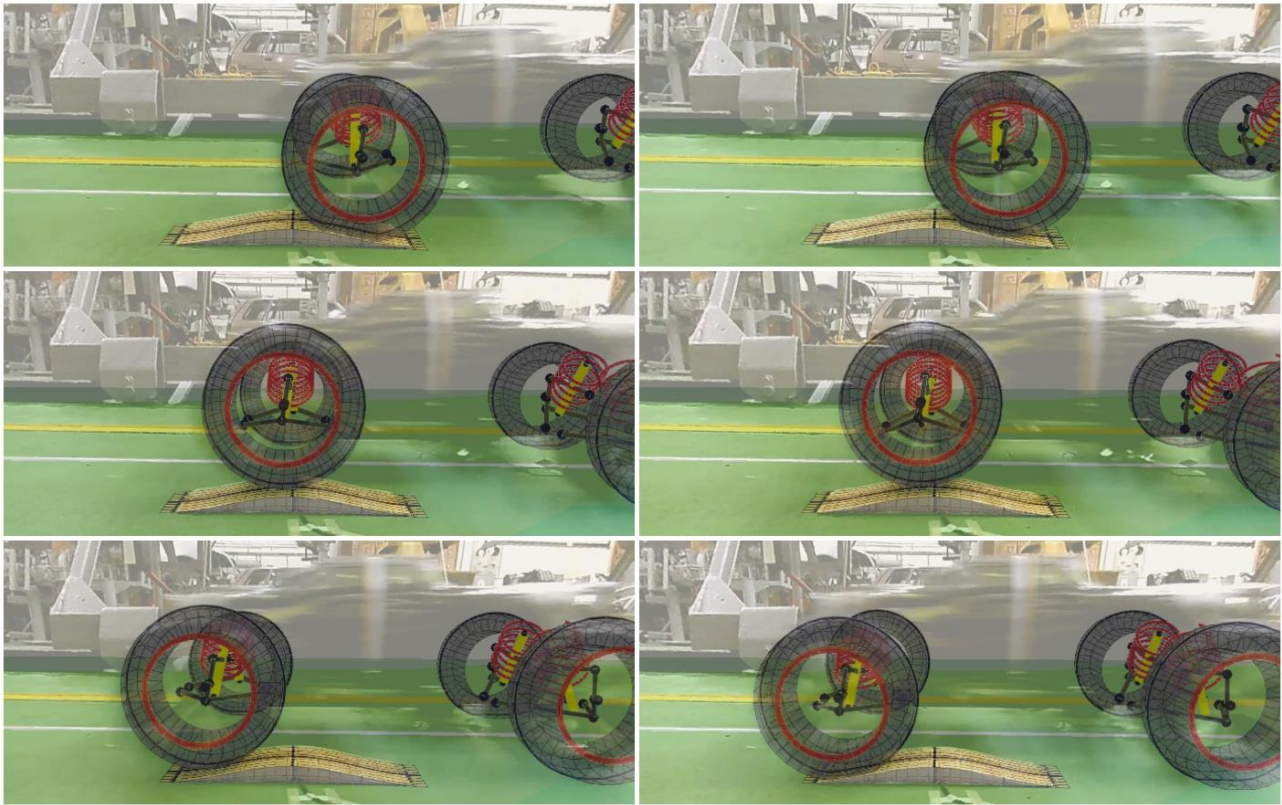


Рисунок 2 – Стоп-кадри відеофайлів порівняння результатів досліджень (зліва – пасивна підвіска; справа – активна)

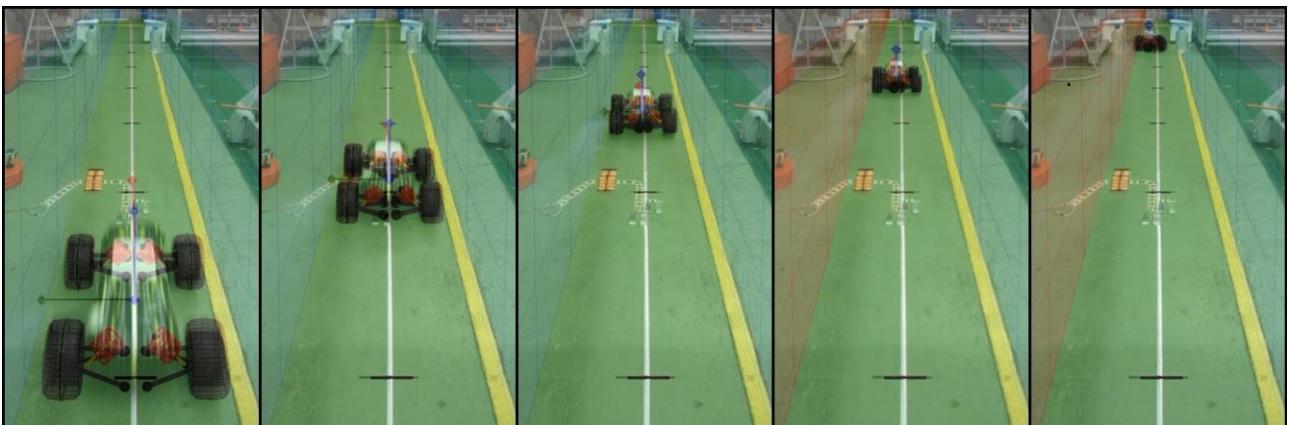


Рисунок 3 – Стоп кадри відеофайлів порівняння результатів досліджень

Під час аналізу, отриманих за даною методикою відео матеріалів, було виявлено неспівпадіння результатів досліджень руху моделі автомобіля з активною підвіскою по нерівній дорозі (для пасивної підвіски рівень збігу був задовільний), що спонукало до необхідності виявлення нових відомостей роботи підвіски, які в подальшому були враховані в математичній моделі.

Запропонована методика порівняння відеоматеріалів експериментальних досліджень з візуалізаціями теоретичних досліджень, що дозволяє якісно оцінити подібність результатів проведених досліджень та підтвердити їх достовірність, або виявити їх недоліки, а також отримати додаткові відомості.

Кухаренок Георгий Михайлович, д.т.н., профессор, Белорусский национальный технический университет

Предко Андрей Владимирович, с.н.с., ОАО «УКХ «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД»

## ОЦЕНКА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ ДИЗЕЛЯ

Для организации высокоэффективного процесса сгорания дизельного двигателя с камерой в поршне необходимо создание направленного движения воздушного заряда требуемой интенсивности. Степень соответствия интенсивности вихревого движения заряда оказывает на рабочий процесс значительное воздействие, несоответствие топливных факелов и интенсивности вихря ведет к снижению мощности до 25%. Поэтому создание впускных каналов с заранее заданными аэродинамическими характеристиками можно считать одним из направлений совершенствования рабочего процесса дизеля. Профили впускных каналов создаются по принятым геометрическим зависимостям в пакетах 3D-моделирования и возникает проблема определения их аэродинамических характеристик еще на стадии профилирования без создания натуральных образцов.

Определение свойств каналов с разработанными профилями осуществлялось на «виртуальном» продувочном стенде (рисунок 1) в CFD приложении, позволяющем моделировать течение вязкой сжимаемой жидкости.

Моделировании потоков проводилось при высотах подъема клапана  $h_{кл}=2...10$  мм и одинаковых граничных условиях - давление и температура на входе  $P_{вх}=102306$  Па,  $T_{вх}=293,2$  К; на выходе  $P_{вых}=101325$  Па,  $T_{вых}=293,2$  К.

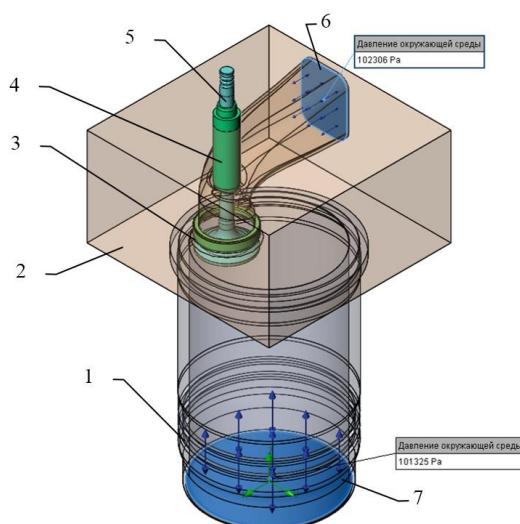


Рисунок 1 – Схема виртуальной установки:

1 – гильза цилиндра; 2 – макет головки с испытываемым каналом; 3 – седло клапана; 4 – втулка направляющая; 5 – клапан; 6, 7 – крышки на входе и выходе с заданными граничными условиями.



В результате моделирования определялся массовый расход воздуха  $M_{сек}$ , окружная скорость воздушного потока относительно оси цилиндра  $w_t$ , анализировалось распределение скоростей и линий тока в канале, клапанной щели и цилиндре.

Для оценки свойств каналов использовались следующие параметры:

- эффективное проходное сечение

$$\mu f = \frac{M_{сек}}{M_m} \cdot f_{кл} = \frac{M_{сек}}{W_m \cdot \rho_k},$$

где  $M_{сек}$  – массовый расход воздуха, определенный по результатам продувки;  $M_m$  – теоретический расход воздуха;  $W_m$  – теоретическая скорость истечения;  $\rho_k$  – плотность воздуха;

- момент количества движения

$$M_{кр} = \omega \cdot M_{сек} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2,$$

где  $D$  – диаметр цилиндра.

Результаты расчетов представлены на рисунке 2.

Виртуальные испытания позволили на ранней стадии проектирования отобрать варианты впускных каналов, генерирующих воздушный вихрь требуемой интенсивности и обладающих высокой пропускной способностью. Испытания макетов спроектированных каналов на безмоторной установке показали хорошую сходимость результатов виртуальных и натуральных исследований. Расхождения при определении эффективного проходного сечения  $\mu f$ , момента количества движения воздушного заряда  $M_{кр}$  соответственно не превышало 3% и 13%.

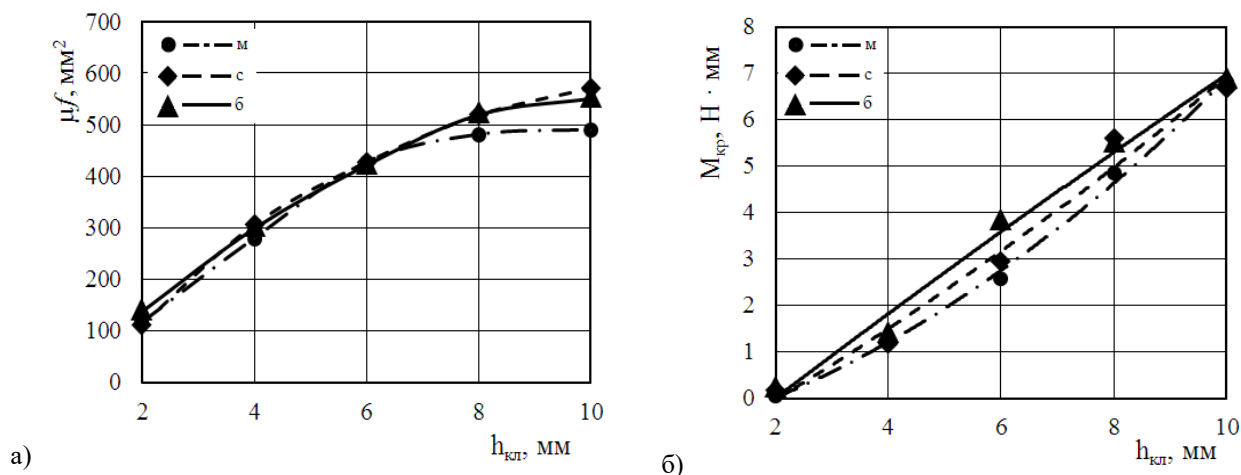


Рисунок 2 – Результаты виртуальной продувки каналов:

а) эффективное проходное сечение; б) расчетный момент на решетке;  
буквами «м», «с», «б» - обозначены варианты каналов

Предложенный метод предварительной оценки аэродинамических свойств каналов на «виртуальном» продувочном стенде может применяться при создании новых и доводке существующих конструкций каналов газообмена.