Міністерство освіти і науки України
Херсонська державна морська академія

# СИСТЕМИ І ЗАСОБИ ТРАНСПОРТУ

# ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ І ДІАГНОСТИКИ



Монографія

**Присвячено 185-річчю**
**Херсонської державної морської академії**



**Міністерство освіти і науки України**
**Херсонська державна морська академія**

# СИСТЕМИ І ЗАСОБИ ТРАНСПОРТУ

## ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ І ДІАГНОСТИКИ

Монографія

За науковою редакцією професора Грицука Ігоря

Херсон
2019

**Ministry of Educationand Science of Ukraine**
**Kherson State Maritime Academy**

# SYSTEMS AND MEANS OF TRANSPORT

## PROBLEMS OF OPERATION AND DIAGNOSTICS

The monograph

Under the scientific editor ship of professor Igor Gritsuk

Kherson
2019

УДК 656.017
С41

**Авторський колектив:**

Blatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj, Kuric Ivan, Sága Milan, Агеев Максим, Безродний Володимир, Белоусов Евгений, Березун Виталий, Білогуб Олександр, Бойко Максим, Булгаков Микола, Вербовський Валерій, Вичужанін Володимир, Волков Володимир, Волков Юрій, Волкова Тетяна, Володарець Микита, Волошинов Сергій, Вольська Олена, Воробйов Юрій, Врублевський Роман, Гатченко Вікторія, Головань Андрей, Гончарук Ирина, Горбов Віктор, Горбунов Николай, Горобченко Олександр, Грицук Ігор, Грицук Юрій, Дели Александр, Дубінін Євген, Зенкін Євген, Зуєв Володимир, Кайдалов Руслан, Калінін Євген, Каращук Сергій, Каслін Олександр, Клец Дмитро, Клименко Світлана, Колєснік Іван, Костенко Алексей, Костюкевич Александр, Кравченко Екатерина, Кривошапов Сергій, Кудімов Сергій, Кухарёнок Георгий, Лебедєв Анатолій, Майорова Катерина, Малайчук Валентин, Манжелей Віктор, Матейчик Василь, Мітєнкова Віра, Нгуєн Ван Зіонг, Нечипорук Микола, Павлюк Олег, Погорлецький Дмитро, Подригало Михайло, Полив'янчук Андрій, Рабінович Ернест, Рудинець Микола, Рудніченко Микола, Савчук Володимир, Семененко Роман, Симоненко Роман, Скалига Микола, Скурідіна Олена, Слинченко Ігор, Стаценко Володимир, Сторчак Александр, Тулученко Галина, Холодов Антон, Худяков Ігор, Цюман Микола, Черненко Валентина, Чернявський Василь, Черняк Юрій, Шибаєв Денис, Шибаєва Наталя, Шпак Лариса, Шуляк Михайло

**Рецензенти:**

*ШАРКО Олександр* – професор кафедри транспортних технологій Херсонської державної морської академії, доктор тех. наук, професор;
*САРАЄВ Олексій* – декан автомобільного факультету, доцент кафедри «Автомобілів» Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, доктор тех. наук, доцент;
*КРАВЧЕНКО Олександр* – завідувач кафедри «Автомобілі і транспортні технології» державного університету «Житомирська політехніка» доктор тех. наук, професор;
*ШАХОВ Анатолій* – професор кафедри «Технічне обслуговування та ремонт суден» Одеського Національного морського університету, доктор тех. наук, професор

*Монографія рекомендована до друку вченої радою Херсонської державної морської академії (протокол № 1 від 30 серпня 2019 р.)*

С41 **Системи** і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики : монографія / Blatnický 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

У монографії подано формування і практична реалізація функціональних можливостей транспортних засобів. Висвітлено напрямки вирішення проблем їх експлуатації і діагностики. Розглянуто питання створення методологічних основ оптимального технічного використання, технічного обслуговування і ремонту засобів транспорту, вивчення закономірностей зміни їх технічного стану, високоефективного використання з дотриманням вимог охорони навколишнього природного середовища та розробці технічних заходів у напрямку підвищення надійності функціональних і енергетичних транспортних систем. Видання розраховано на науковців транспортної галузі, аспірантів, студентів та магістрантів технічних університетів, а також фахівців транспортного комплексу, які працюють в області конструювання, випробувань та експлуатації засобів транспорту.

**УДК 656.017**

ISBN 978-966-2245-53-0

© ХДМА, 2019
© Blatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj, 2019

# ЗМІСТ


ПЕРЕДМОВА …… 8

1. МЕТОД ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУР И НАПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЯ ДВС …….. 9
**ЗИОНГ Нгуен Ван, БЕЛОГУБ Александр**

2. APPLICATION OF COMPUTER SIMULATIONS FOR ANALYSIS OF RIDE PROPERTIES OF A THREE-WHEELED ELECTRIC ROAD VEHICLE …….. 28
**DIŽO Ján, BLATNICKÝ Miroslav**

3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СТЕНДОВЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК В КОНТАКТЕ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ .. 44
**GERLICI Juraj, ГОРБУНОВ Николай, КРАВЧЕНКО Екатерина, КОСТЮКЕВИЧ Александр**

4. ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИЙ АНАЛІЗ BIG DATA ПРИ ДІАГНОСТИЦІ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ …….. 57
**ВИЧУЖАНІН Володимир, РУДНІЧЕНКО Микола, ШИБАЄВА Наталя, ШИБАЄВ Денис**

5. СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДИСТАНЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ ПРАЦЕЗДАТНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛІВ …….. 69
**ВОЛКОВ Володимир, ВОЛКОВА Тетяна, ВОЛКОВ Юрій, БЕЗРОДНИЙ Володимир**

6. ОЦІНЮВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПРИВОДА ЗА ДАНИМИ РОЗГОНУ ТА ВИБІГУ МАШИНИ …… 81
**РАБІНОВИЧ Ернест, ЗУЄВ Володимир**

7. ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОДУГОВЫХ ПОКРЫТИЙ ПУТЕМ ОБРАБОТКИ ИМПУЛЬСНЫМ ИОННЫМ АЗОТИРОВАНИЕМ ……. 95
**АГЕЕВ Максим**

8. ОСОБЕННОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ПРОЦЕССА ДИАГНОСТИКИ УЗЛОВ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ГАРМОНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПРИ ОБРАБОТКЕ ДИСКРЕТНЫХ СИГНАЛОВ ……... 109
**ГОЛОВАНЬ Андрей**

9. ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЙ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ВИРІШЕННЯ ПИТАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ..……..... 123
**ВОЛОДАРЕЦЬ Микита**

10. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ……... 139
**БЕЛОУСОВ Евгений**

11. ПОКРАЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ-СМІТТЄВОЗІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ БІОГАЗОВОГО ПАЛИВА ……. 173
**СКАЛИГА Микола, РУДИНЕЦЬ Микола, ПАВЛЮК Олег**

12. ПІДХІД ДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛІВ ПРОТИ ЗАНОСУ НА ДОРОЗІ З НИЗЬКИМ КОЕФІЦІЄНТОМ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З ДОРОГОЮ ……..……... 181
**ПОДРИГАЛО Михайло, КАЙДАЛОВ Руслан, КУДІМОВ Сергій**

13. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ ….. 193
**ЛЕБЕДЄВ Анатолій, КАЛІНІН Євген, ШУЛЯК Михайло, КОЛЄСНІК Іван**

14. СПОСОБЫ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ …….. 206
**КУХАРЁНОК Георгий, БЕРЕЗУН Виталий**

15. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНЦЕПЦІЇ ОЦІНЮВАННЯ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ МАШИН ……... 216
**КЛЕЦ Дмитро, ДУБІНІН Євген, ХОЛОДОВ Антон, СЛИНЧЕНКО Ігор**

16. ОСОБЕННОСТИ МОНИТОРИНГА ВЫБРОСОВ ДВУОКИСИ УГЛЕРОДА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ ГРУЗОВОГО СУДНА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ……... 226
**ДЕЛИ Александр, КОСТЕНКО Алексей, ГОНЧАРУК Ирина, СТОРЧАК Александр**

17. КОМПЛЕКСНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ДИСТАНЦІЙНОГО МОНІТОРИНГУ ТА СПЕЦІАЛЬНОГО ЕКСПРЕС-ДІАГНОСТУВАННЯ ДЛЯ ПОШУКУ ВІДМОВ СИСТЕМИ COMMON RAIL ……... 235
**ЗЕНКІН Євген, БУЛГАКОВ Микола, KURIC Ivan, SÁGA Milan**

18. ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ТА АНАЛІЗУ ІНФОРМАЦІЙНИХ СТРУКТУР СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У ВЗАЄМОДІЇ З ТАХОГРАФОМ …… 250
**ХУДЯКОВ Ігор, СИМОНЕНКО Роман, МАНЖЕЛЕЙ Віктор, ЧЕРНЕНКО Валентина**

19. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ В УДОСКОНАЛЕНІЙ СИСТЕМІ «ДВИГУН-НЕЙТРАЛІЗАТОР» …… 260
**МАТЕЙЧИК Василь, ГРИЦУК Ігор, ЦЮМАН Микола, ГРИЦУК Юрій**

20. МОДЕЛЮВАННЯ СХЕМИ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ЕЛЕКТРОВОЗУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ …… 278
**ГОРОБЧЕНКО Олександр, ЧЕРНЯК Юрій, ГАТЧЕНКО Вікторія, КАРАЩУК Сергій**

21. ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ З ВИКОРИСТАННЯМ АКУМУЛЬОВАНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ СТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА ……. 288
**ВЕРБОВСЬКИЙ Валерій**

22. ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНІВ ТА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ …….. 308
**ЧЕРНЯВСЬКИЙ Василь, ВОЛЬСЬКА Олена, ВОЛОШИНОВ Сергій, ШПАК Лариса**

23. ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ПРОБИ В СИСТЕМАХ ЕКОЛОГІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ДИЗЕЛІВ МІНІ- ТА МІКРОТУНЕЛЯХ ……. 327
**ПОЛИВ'ЯНЧУК Андрій, КАСЛІН Олександр, СЕМЕНЕНКО Роман, СКУРІДІНА Олена**

24. УРАХУВАННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТАНКЕРІВ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ ІНДЕКСУ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ …….. 341
**ГОРБОВ Віктор, МІТЄНКОВА Віра**

25. ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПСИХОФІЗІОЛОГІЧНОГО СТАНУ ВОДІЯ В ІНФОРМАЦІЙНИХ СИСТЕМАХ МОНІТОРИНГУ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ……... 356
**МАЛАЙЧУК Валентин, КЛИМЕНКО Світлана, СТАЦЕНКО Володимир**

26. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СИЛОВИХ ПЕРЕДАЧ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ ……... 368
**САВЧУК Володимир, ТУЛУЧЕНКО Галина, БОЙКО Максим**

27. СТРУКТУРА ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ДВИГУНОМ, ОБЛАДНАНИМ СИСТЕМОЮ ВПОРСКУВАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА, В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБАМИ ITS ……. 383
**ПОГОРЛЕЦЬКИЙ Дмитро**

28. ЗАСТОСУВАННЯ ОНТОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ПРИ ВИБОРІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ЗАСОБІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ СКЛАДАННЯ І РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ . 395
**ВОРОБЙОВ Юрій, НЕЧИПОРУК Микола, МАЙОРОВА Катерина**

29. ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ МАГНІТНО-ІМПУЛЬСНОЮ ОБРОБКОЮ ДЕТАЛЕЙ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ……. 409
**ВРУБЛЕВСЬКИЙ Роман**

30 ВДОСКОНАЛЕННЯ ІСНУЮЧОЇ МЕТОДИКИ НОРМУВАННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ …… 419
**КРИВОШАПОВ Сергій**

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ ……... 435

# ПЕРЕДМОВА

В колективній монографії викладені основні інженерні принципи і відомості, необхідні для дослідження, удосконалення і розвитку систем і засобів транспорту в частині розгляду основних проблем експлуатації і технічної діагностики. Велика увага приділена розгляду процесів експлуатації транспортних машин, їх систем, вузлів, агрегатів і енергетичних установок. Це надає можливість цілісно розглядати складні динамічні процеси, що відбуваються в агрегатах, системах і транспортних засобах в цілому. Завдяки саме цьому читачі отримають важливий обсяг знань щодо основного об'єкта – транспортного засобу і його енергетичної установки, процесів дослідження і розвитку їх основних елементів, вузлів і систем. Це дозволяє повніше оцінити на них вплив різноманітних конструктивних і експлуатаційних факторів і правильно визначити вибір оптимальних параметрів в умовах експлуатації.

Монографію складено у вигляді наукових статей-розділів відповідних тематичних спрямувань, в яких ґрунтовно розглянуті основні питання в наступних розділах: основні напрямки і перспективи розвитку конструкцій систем і засобів транспорту в залежності від умов експлуатації; основні напрямки і перспективи розвитку конструкцій енергетичних установок і їх складових в залежності від експлуатаційних вимог і умов їх застосування; вдосконалення їх робочих процесів; дослідження складових і елементів трансмісій; вдосконалення і удосконалення механізмів і органів керування; діагностика складних систем у складі засобів транспорту; вирішення задач оптимізації в процесах експлуатації засобів транспорту тощо.

При розгляді основних питань і проблем експлуатації та діагностики систем і засобів транспорту в колективній монографії авторами багато уваги приділено проблемам створення методологічних основ оптимального технічного використання засобів транспорту, технічного обслуговування і ремонту, вивчення закономірностей зміни технічного стану засобів транспорту, розробці технічних заходів щодо підвищення надійності функціональних і енергетичних транспортних систем, створення умов для високоефективного використання засобів транспорту з дотриманням вимог охорони навколишнього природного середовища.

В цій роботі розглянуті нові та удосконалені наявні науково-обґрунтовані стратегії, режими і програми технічного обслуговування та ремонту засобів транспорту, обґрунтовані експлуатаційні вимоги до транспортної техніки, визначення параметрів необхідної ремонтно-експлуатаційної інфраструктури. Також наведені відомості щодо функціонування засобів транспорту в різних умовах експлуатації, а також виробничо-технічної бази для забезпечення їх технічної готовності.

Крім того подано значний обсяг матеріалу стосовно особливостей експлуатації і діагностики різних видів транспорту в різноманітних умовах експлуатації. Колективна монографія може надати допомогу науковцям, магістрантам та студентам при наукових дослідженнях основних проблем транспортної галузі України і світу.

В колективній монографії брали участь науковці з 37 університетів і академій з України, Білорусі і Словаччини у складі 24 докторів наук, 36 кандидатів наук і 21 пошуковця.

**УДК 621.4:621.1.01**

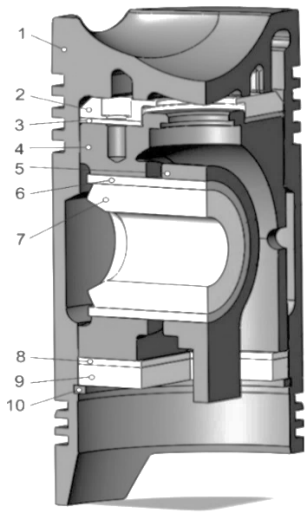
# МЕТОД ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУР И НАПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЯ ДВС

**ЗИОНГ Нгуен Ван, БЕЛОГУБ Александр**

В работе представлен метод моделирования напряженно-деформированного состояния составного поршня тепловозного двигателя под воздействием преимущественно тепловых нагрузок. Проанализировано влияние на тепловое состояние поршня применяемых формул расчета коэффициентов теплоотдачи ($\alpha$-формул) при расчете рабочего процесса, параметров масляного струйного охлаждения днища поршня и параметров зазоров между головкой поршня и гильзой цилиндра. Проведена оценка влияния динамики прогрева двигателя на поле температур и напряжений. Приведены результаты расчета профиля поршня.

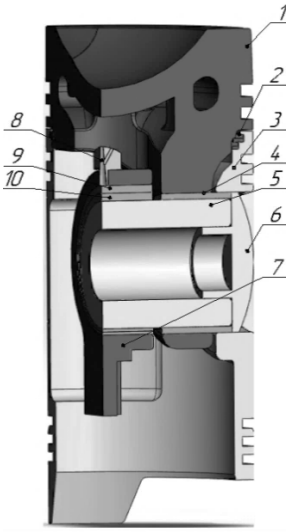
## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время на железных дорогах Украины и некоторых других стран эксплуатируются тепловозы, оснащенные двухтактными дизелями 2Д100 и 10Д100. Известно, что одним из определяющих ресурс элементов конструкции является поршень. В этом двигателе он составной, изготовлен из чугуна, имеет большую массу (рис. 1) 37,8…39,2 кг у верхнего и 38,4…40,0 кг у нижнего [1]. Сегодня известны составные конструкции, головка у которых чугунная или стальная, а тронк – из алюминиевого сплава. Подобная конструкция (рис. 2) и взята нами для проработки, её модельная масса составляет 26 кг.




*1 – стакан поршня;*
*2 – плита верхняя;*
*3 – прокладка верхняя;*
*4 – вставка;*
*5 – шатун;*
*6 – втулка бронзовая;*
*7 – палец;*
*8 – прокладка нижняя,*
*9 – плита нижняя;*
*10 –кольцо стопорное*

Рис. 1 – Конструкция существующего поршня 10Д100




*1 – головка поршня;*
*2 – кольцо;*
*3 – корпус;*
*4 – втулка бронзовая;*
*5 – палец;*
*6 – заглушка;*
*7 – шатун;*
*8 – форсунка;*
*9, 10 – регулируемая бронзовая втулка*

Рис. 2 – Конструкция предлагаемого варианта поршня

Из рисунков видно, что количество деталей у штатного поршня и у предлагаемого одинаково. Отличия, кроме очевидных, связаны со способом регулировки степени сжатия – у штатного это прокладки 3 и 8 (рис. 1), у предлагаемого – эксцентриковые втулки 9, 10 (рис. 2).

Совершенно понятно, что новая конструкция должна быть не хуже чем штатная по всем эксплуатационным параметрам (прочности, ресурсу), но быть меньше ее по массе, что отразится на повышении механического КПД [2].

Очевидно, что корректное моделирование напряженно-деформированного состояния возможно только при корректном задании граничных условий (ГУ) на всех границах раздела, которые для поршня есть: камера сгорания (КС); внутренняя поверхность поршня (в нашем случае – омываемая маслом); сопряжения колец с поршнем; зазоры и контакты с цилиндром.

## ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью настоящего исследования является определение ГУ по камере сгорания путем моделирования рабочего процесса и идентификации модели по имеющимся экспериментальным данным [3, 4], моделирования струйного масляного охлаждения в поле переменной гравитации для определения ГУ по внутренней поверхности головки поршня и моделирования теплопередач в зазоре «головка поршня – цилиндр» для определения ГУ в этом месте [5].

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

В нашем случае создание конструкции поршня представляет собой алгоритм, представленный на рис.3. Важным здесь является то, что корректировка геометрической модели влечет за собой изменения в рабочем процессе, связанные с изменением внутреннего теплового баланса и изменения в масляном охлаждении внутренней поверхности поршня. Подробное описание геометрического моделирования можно найти в [1]. На описании поиска корректных -формул [5, 6] остановимся подробнее.

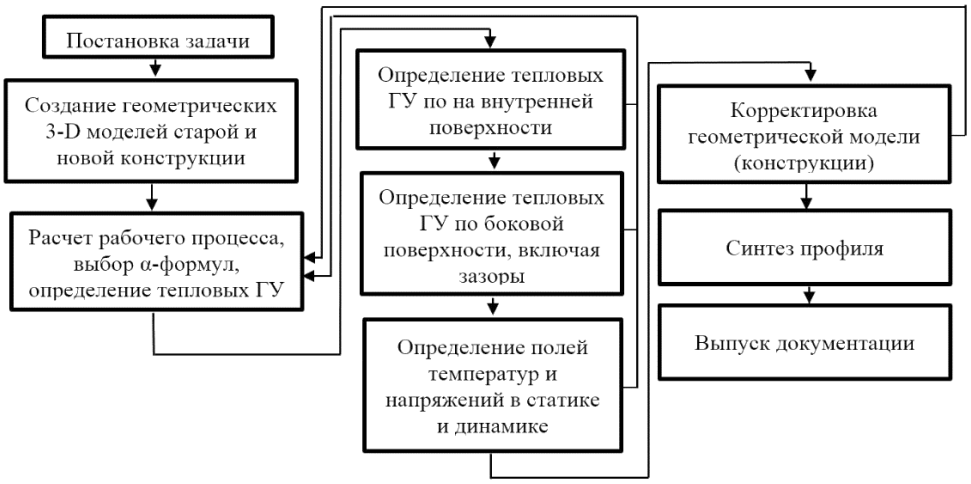



Рис. 3 – Алгоритм создания нового поршня

## 1. АНАЛИЗ ПРИМЕНИМОСТИ РАЗЛИЧНЫХ $\alpha$-ФОРМУЛ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГУ ПО КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

Для проведения исследования по известным методикам [7, 8] была разработана программа расчета индикаторной диаграммы, при этом, кроме известных допущений, принято значение коэффициента теплоотдачи в стенки цилиндра и днища поршней постоянными по всей поверхности, а для настройки программы и предварительного анализа принято, что доля теплоты на охлаждение на номинальном режиме равна 20% от внесенной теплоты. Для моделирования процесса сгорания принята расширенная модель И. И. Вибе [9].

Для расчёта и анализа теплообмена с рабочим телом в разработанной программе заложены $\alpha$-формулы, предложенные Г. Вошни, В. Аннандом, И. М. Лениным – А. В. Костровым, В. Нусельтом, Г. Хохенбергом, Г. Эйхельбергом, Х. Цапфом, Р. З. Кавтарадзе, Н. Р. Брилингом, Г. Б. Розенблитом.

Для сокращения изложения приводим только $\alpha$-формулу, предложенную Г. Б. Розенблитом [5], поскольку именно на основании этой формулы проведено дальнейшее моделирование.

$$\alpha_{Ti} = 349\sqrt{\frac{W_{\tau i}}{D}} \cdot \sqrt{\lambda_i \cdot C_{pi} \cdot \rho_i}\left(1 - 0,29\frac{X_i \cdot Q_н \cdot B_ц}{G_a \cdot \beta_x \cdot C_{pi} \cdot T_i}\right), \qquad (1)$$

где $W_{\tau i}$ – тангенциальная составляющая скорости движения воздуха в цилиндре ДВС, м/с; $D$ – диаметр цилиндра, м; $\lambda_i$, $C_{pi}$, $\rho_i$ – мгновенные значения теплопроводности, теплоёмкости, плотности рабочего тела в $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $\text{кг}/\text{м}^3$ соответственно; $X_i$ – закон тепловыделения в цилиндре ДВС; $Q_н$ – низшая теплота сгорания, Дж/кг; $G_a$ – масса газа в цилиндре до момента подачи топлива, кг; $\beta_x$ – коэффициент молекулярного изменения.

На рисунке 4 приведены результаты расчёта теплового баланса с использованием $\alpha$-формул (1…15). Расчеты выполнены для двигателя 10Д100 ( $20,7/25,4$ ) при действительной степени сжатия $\varepsilon_д = 14,8$, коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2.0$, частоте вращения коленчатого вала $n = 850$ об/мин.

Коэффициент использования топлива принят 0,9

Из рис.4 видно, что при использовании формулы И. М. Ленина - А. В. Кострова теплоотдача в стенки составляет всего 1,4%. По другим формулам теплота, переданная в стенки цилиндра и головки поршней также является достаточно малой, максимально 15 % по формуле Г. Б. Розенблита. Индикаторный КПД ($Q_i$) также существенно завышен, по результатам экспериментов для номинального режима он составляет 47%. Эти данные не соответствуют эксперименту и при моделировании требуется настройка модели.

В [10] и других источниках, показано, что доля теплоты, передаваемая охлаждающей среде может достигать 30% для дизеля с наддувом (в дальнейшем нами проведен расчет для дизеля 10Д100, где принято $Q_{охл} - 20\%$ ).

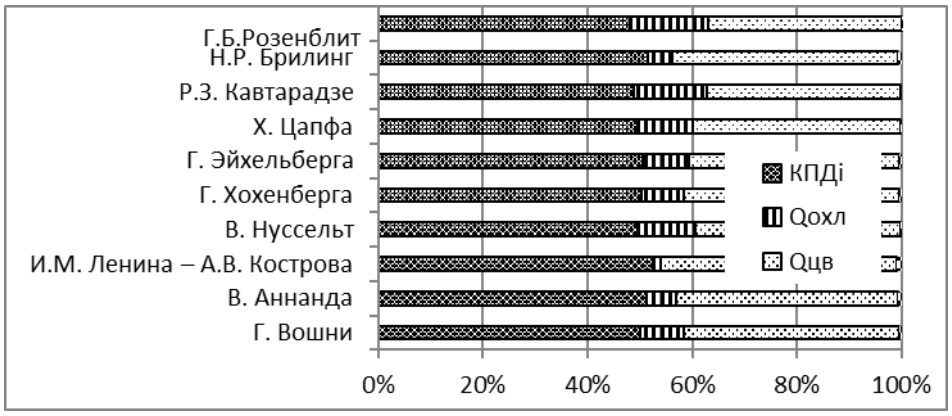



Рис. 4 – Распределение теплоты, рассчитанное по различным α-формулам

На рис. 5 приведены мгновенные значения коэффициентов теплопередачи, рассчитанные по оригинальным формулам. Максимальное значение коэффициента $\alpha_T$ (до 3500 $Вт/м^2К$) получено по формуле Г. Вошни, Близкие максимальные значения – по формулам Розенблита, Хохенберга и Эйхельберга. Минимальное – по формуле И. М. Ленина – А. В. Кострова, – только 300 $Вт/м^2К$.

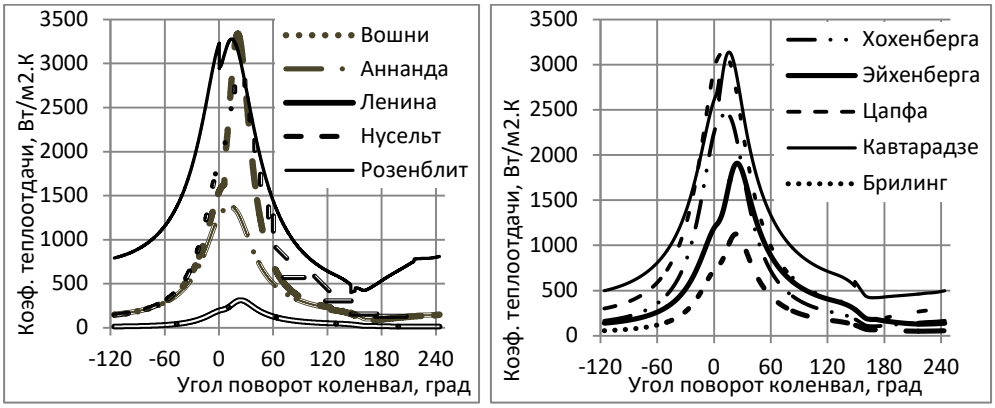



Рис. 5 – Зависимость изменения коэффициента теплоотдачи от угла поворота коленчатого вала, рассчитанного по оригинальным формулам.

По данным исследований для двигателя 10Д100, выполненных Г. Б. Розенблитом ([3] с. 72), показано, что максимальный коэффициент $\alpha_{Tmax}$ достигает $5000-6000$ $Вт/м^2К$. Во всех представленных расчетных случаях получен коэффициент теплоотдачи существенно меньше, чем в эксперименте. Это подтверждает тезис о невозможности без корректировки использовать выше приведенные формулы для исследуемого двигателя.

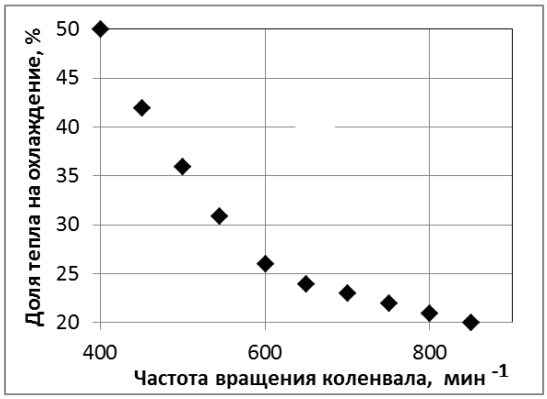



Рис. 6 – Теплота, отдаваемая в стенки по тепловозной характеристике

Дальнейшее моделирование было направлено на нахождение такого базового коэффициента $C_{баз}$ в $\alpha$–формулах (для формулы Г. Б. Розенблита это «**349**») которые удовлетворяют теплообмену по всей тепловозной характеристике. Решение задачи предполагало изменение базового коэффициента так, что тепловой баланс при заданных индикаторном КПД и доле теплоты, отданной системе охлаждения сойдется. Доля теплоты, отдаваемой в систему охлаждения принята как на рис. 6 [8]. В таблице 1 приведены значения коэффициентов ***C*** – базового и предлагаемого. Новое значение коэффициента $C$ рассчитано для каждой $\alpha$-формулы для режима максимальной мощности и доли тепла на охлаждение – 20%. Для остальных режимов он в каждой из формул зафиксирован.

Таблица 1. Значения основных и предлагаемых коэффициентов С для различных α-формул.

| ***α*-формула** | $C_{баз}$ | $C$ | ***α*-формула** | $C_{баз}$ | $C$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Г. Вошни | 128 | 332,8 | Г. Эйхельберга | 0,779 | 1,95 |
| В. Аннанда | 0,26 | 1,04 | Х. Цапфа | 535 | 1070 |
| И.М. Ленина – А.В. Кострова | 1,163 | 22,68 | Р.З. Кавтарадзе | 0,27 | 0,41 |
| В. Нуссельта | 1,16 | 2,26 | Н.Р. Брилинга | 1,16 | 6,03 |
| Г. Хохенберга | 130 | 357,5 | Г.Б. Розенблит | 349 | 500 |

Последующий расчет по $\alpha$–формулам с откорректированным коэффициентом $C$ и последующий анализ показали, что отвод тепла для других режимов тепловозной характеристики существенно отличается.

На рис. 7 представлены зависимости отведенной теплоты в стенки по тепловозной характеристике при использовании $\alpha$-формул, дающих наиболее

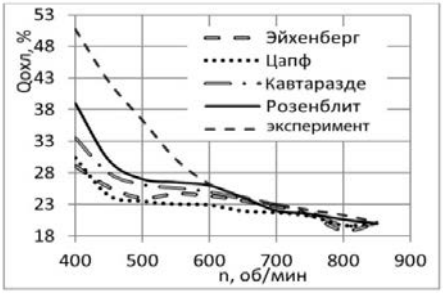



Рис. 7 – Зависимости количества отведенной теплоты в стенки по тепловозной характеристике

адекватный результат. Но и он существенно отличается от характера изменения, показанного в [8]. Следует отметить, что максимальный коэффициент теплопередачи, экспериментально полученный Г. Б. Розенблитом при исследованиях этого двигателя практически совпадает с данными, полученными по формулам Г. Эйхельберга, Р. З. Кавтарадзе, Х. Цапфа и Г. Б. Розенблита для максимального режима, но с измененными коэффициентами $C_{баз}$.

Для моделирования ГУ со стороны КС целесообразно использовать формулу Г. Б. Розенблита с откорректированным базовым коэффициентом.

Для расчета масляного охлаждения и тепловых параметров в зазорах.

## 2. СВОЙСТВА ИСПОЛЬЗОВАННЫХ МАТЕРИАЛОВ

### 2.1. Свойства чугуна

Поршень двигателя 10Д100 изготовлен из модифицированного или высокопрочного чугуна с шаровидным графитом при твёрдости материала $НВ = 207 – 255$ [1]. Для расчётов выбираем материал ВЧ60-2 свойства которого приведены в таблице 2 и рис. 8 [11, 12, Электронный вариант].

Таблица 2 – свойства ВЧ60-2 в зависимости от температуры

| Т, С | λ, вт/м.К | Ср, Дж/кг.К | α, $10^{-6}$, 1/К | Е, МПа | $\sigma_B$, МПа | $\sigma_{0,2}$, МПа |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 20 | 54.5 | 390 | 10 | 180000 | 600 | 400 |
| 370 | 46.2 | 505 | 11.5 | 163650 | 510 | 307 |
| 537 | 42.4 | 523 | 12.25 | 152410 | 270 | 208 |
| 650 | 40.3 | 568 | 12.45 | 142500 | 99 | 90 |

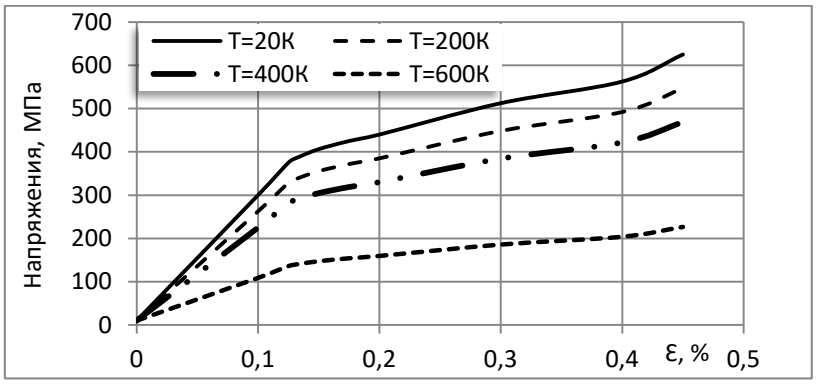



Рис. 8 – Диаграмма деформации ВЧ 60-2

### 2.2. Свойства масла

Масло для двигателя 10Д100 – М14В2, его свойства (плотность, теплоёмкость, теплопроводность и кинематическая вязкость) рассчитаны по следующие формулы. [11, 12 Электронный вариант]

$$\rho = e^{6,818-0,000718(T-273)},\ \left(Кг/м^3\right) \quad (2)$$

$$C_p = e^{(7,475+0,002272(T-273))},\ \left(Дж/кг\cdot К\right) \quad (3)$$

$$\lambda = 0{,}1427 \cdot e^{\left(-0{,}0009971(T-273)\right)},\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}) \tag{4}$$

$$\vartheta = 2{,}29042\left(T-273\right)^{-2{,}60745},\ \text{м}^2/\text{с} \tag{5}$$

**2.3. Свойства воздуха**

Плотность

$$\rho_в = \frac{P_в}{287 \cdot T},\ \text{кг}/\text{м}^3. \tag{6}$$

Теплоёмкость $\left(C_{рв}\right)$, теплопроводность $\left(\lambda_в\right)$ и динамическая вязкость $\left(\mu_в\right)$

$$C_{рв} = 0{,}9952 + 0{,}00009349\left(T-273\right),\ \text{кДж}/(\text{Кг}\cdot\text{К}), \tag{7}$$

$$\lambda_в = \lambda_0\left(\frac{T}{T_0}\right)^n,\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}), \tag{8}$$

где $\lambda_0 = 2{,}44\cdot10^{-2}$ – теплопроводность газа при $T_0 = 273$ К, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; Т - абсолютная температура, К ; $n = 0{,}82$ – постоянная, определяемая экспериментальным путем.

$$\mu_в = 1{,}717\cdot10^{-5}\left(\frac{T}{273}\right)^{0{,}683},\ \text{Па}\cdot\text{с} \tag{9}$$

**2.4. Свойства антифриза**

Для двигателя 10Д100, выбираем антифриз - 65 и его свойства (теплоёмкость) рассчитан по формул

$$C_p = 7{,}6106\cdot T + 769,\ \text{кДж}/(\text{Кг}\cdot\text{К}). \tag{10}$$

## 3. РАСЧЁТ ОХЛАЖДЕНИЯ

**3.1. Моделирование движение масла в поршне**

Расчётная схема для поршня (рис. 2б), приведена на рис. 9.

Задача решалась в среде ANSYS Workbench. Согласно рис. 2, строим модель внутренней полости поршня (рис. 10).

Расчетная сетка построена в ANSYS ICEM CFD с возможностью параметрического изменения. Решение нестационарной задачи гидродинамики в трехмерной постановке, производившееся в пакете ANSYS CFX. Скорость $V_n$ и ускорение $a_n$ поршня

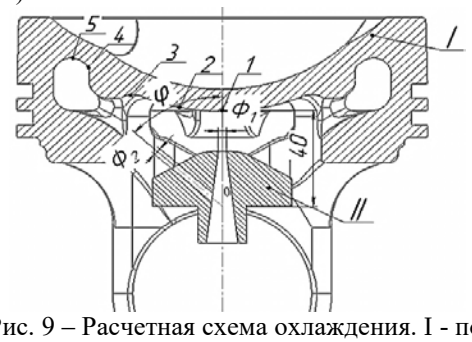



Рис. 9 – Расчетная схема охлаждения. I - поршень; II - форсунка; $\varphi$ - угол наклона боковых отверстия, град; $Ø_1$, $Ø_2$ – диаметр центрального и боковых отверстий

рассчитаны по следующим формулам [10]:

$$V_n = \omega R\left(\sin\varphi + \lambda/2 \sin\left(2\varphi\right)\right) \quad (11)$$

$$a_n = \omega^2 R\left(\cos\varphi + \lambda\cos\left(2\varphi\right)\right) \quad (12)$$

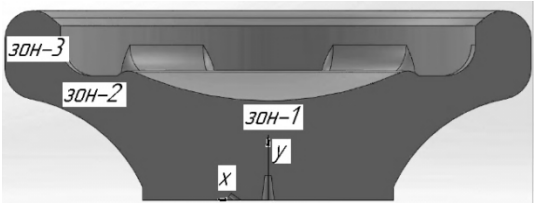



Рис. 10 - Модель внутренней полости поршня.

При выходе из форсунки, масло и поршень двигаются с одним ускорением $a_n$ относительная скорость масла и поршня соответствует скорости истечения из отверстия форсунки. Вне форсунки (во внутренней полости поршня), масло двигаться с ускорением силы тяжести, поэтому, если поршень не двигается, масло во внутренней полости поршня двигается со скоростью $V_м$ при выходе форсунки и с относительным ускорения $a_{м-п}$ во внутренней полости поршня. Относительное ускорения $a_{м-п}$ рассчитано по формуле:

$$a_{м-п} = a_п - g \quad (13)$$

где $a_{м-п}$ – относительное ускорение между маслом и поршнем во внутренней полости поршня; $g$ - ускорения силы тяжести; $V_м$ - скорость выхода масла относительно форсунки. Ускорение силы тяжести пренебрегаем ввиду его незначительности. Тогда $a_{м-п} = a_п$ и направлено положительно по оси ОУ. График изменения $a_{м-п}$ приведен на рис.11.




Рис. 11 – Зависимость ускорения от угла поворота коленчатого вала

**3.2. Анализ результатов расчета коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности поршня к маслу.**

Требуемые для разработки расчетной модели исходные данные для дизеля 10Д100: форсунка существующая в верхней головке шатуна имеет $ø = 3$ мм [1]. В соответствии с [3], расход масла через форсунку $G_м = 520$ л/ч со скоростью $V_1 = 22$ м/с.

В таблице 3 приведены результаты исследования, связанного с изменением конструктивных параметров – количества отверстий и угла наклона боковых отверстий в форсунке.

Таблица 3 – Результаты расчета

| Температура масла, К | $\varphi$, град | n | $Ø_1$, мм | $Ø_2$, мм | $G_м$, л/ч | $V_1$, м/с | $V_2$, м/с | $\alpha_{1ср}$, Вт/м$^2$·К | $\alpha_{2ср}$, Вт/м$^2$·К | $\alpha_{3ср}$, Вт/м$^2$·К |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 350 | 55 | 4 | 2 | 1,4 | 520 | 22 | 16 | 830 | 600 | 520 |
| 330 | 55 | 4 | 2 | 1,4 | 520 | 22 | 16 | 640 | 470 | 400 |
| 370 | 55 | 4 | 2 | 1,4 | 520 | 22 | 16 | 1200 | 750 | 590 |

В таблице 3: $n$ – количество отверстий форсунки (1 центральное отверстие); $G_м$ - расход масла, л/ч; $V_1$, $V_2$ – скорости масла при выходе из центрального и боковых отверстий, м/с; $\alpha_{1ср}$, $\alpha_{2ср}$, $\alpha_{3ср}$ – средние коэффициенты теплоотдачи от стенки поршня к маслу по разным зонам: зона 1, зона 2, зона 3 (рис. 10).

В рис. 12 показано изменение коэффициенты теплоотдачи в разных точек (по рис. 9) при $T_м = 370$ К.

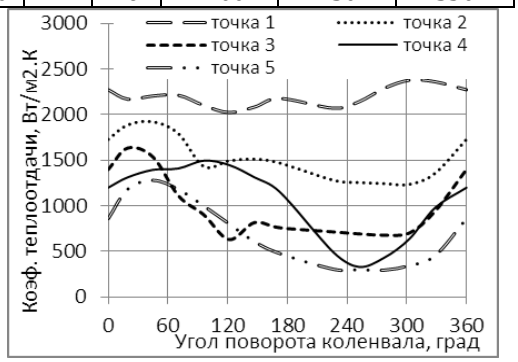
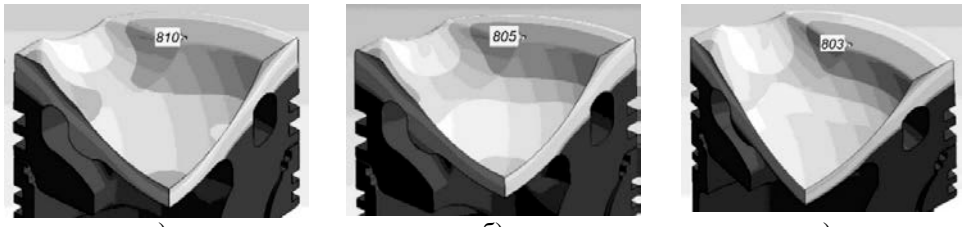



Рис. 12 – коэффициент теплоотдачи в разных точках внутренней поверхности головки

На рис. 13 показано влияние температуры масла на температуру внешней поверхности КС. При температуре масла $T_м = 370$ К, поршень более холодней, особенно в центре камеры сгорания, что связано с уменьшением вязкости и увеличением расхода.




а) б) в)

Рис. 13 – Поле температур поршня при разной температуре масла.
а) – $T_м$=330 К, б) – $T_м$=350 К, в) – $T_м$=370 К.

## 4. ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ЗАЗОРАХ

Движение и пути утечки газов через зазоры были исследованы и приведены в [13] (рис. 14).

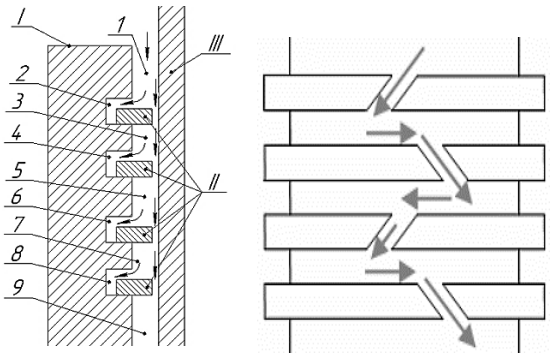



Рис. 14 – Три возможных пути утечки газа через кольца

### 4.1. Процесс теплопередачи через зазоры 1, 3, 5

Предположим, что утечка газа через зазор незначительна и процесс изменения давления не влияет на движение газа в зазоре 1, 3, 5 и ими можно пренебречь. Тогда количество газа в зазоре неизменно. Движение газа в зазоре 1, 3, 5 будет зависеть только от относительного движения поршня с кольцом и цилиндра. Если поршень и кольцо движутся с одной скоростью $V_n$, а цилиндр неподвижен, тогда газы в зазоре будут двигаться вместе с поршнем и кольцом, движения газов в зазоре будет зависеть от действия сил вязкости между газом и стенками. Ввиду симметричности описанной задачи, исследуем процесс теплообмена для участка, как на рис. 15.

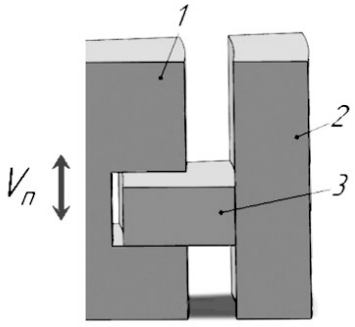



Рис. 15 – Участок для исследования зазора 1 (рис.14). 1 – поршень, 2 – гильза, 3 – поршневое кольцо.

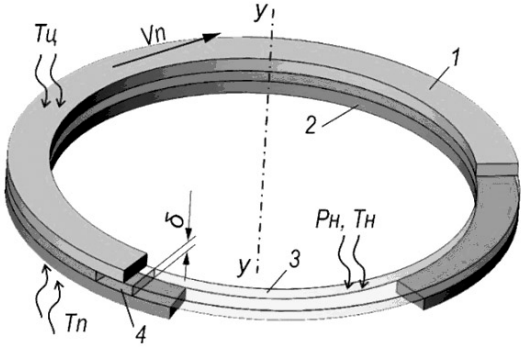



Рис. 16 – Модель зазора «головка поршня – цилиндр». 1 – подвижное кольцо, 2 – неподвижное кольцо, 3 – газовый зазор, 4 – неподвижный паз.

Для моделирования относительного движение «поршень - газ - цилиндр», предложена модель (рис. 16) в которой кольцо 1 имитирующее цилиндр, может вращаться вокруг оси *y-y*, кольцо 2, имитирующее поршень и паз 4, имитирующий поршневое кольцо – неподвижные, а газ 3 находится между кольцами 1 и 2.

Проведено две серии модельных экспериментов – для кольца 1, вращающегося с постоянной окружной скоростью, равной средней скорости поршня и с окружной скоростью, равной мгновенной скорости поршня.

**4.2. Граничные условия**

Частота вращения детали 1 рассчитана по следующей формуле:

$$n_ц = \frac{V_п}{П}, \text{ об/мин} \quad (14)$$

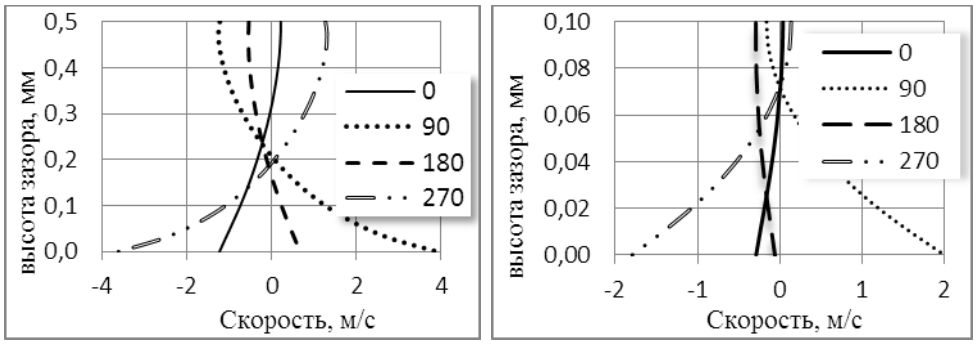
где $П$ – Периметр по среднему диаметру колец 1, 2, 3; $V_п$ – скорость поршня рассчитанная по формуле (11); $T_п$ – температура кольца 2, равная средней температуре стенки головки поршня, К; $T_ц$ – температура кольца 1, равная средней температуре внутренней стенки цилиндра в полости рабочего объёма, К; $P_н$ – давление газов, равное среднему давлению рабочий тела в цикле, Па. $T_н$ – начальная температура газов, К.

В таблице 4 приведены ГУ, принятые для двигателя 10Д100 для холостого хода и максимального режима.

Таблица 4 – Граничные условия по разных вариантов

| Частота вращения, мин-1 | $T_п$, К | $T_ц$, К | $P_н$, МПа | $T_н$, К |
|---|---|---|---|---|
| 450 | 500 | 362 | 0,98 | 431 |
| 850 | 650 | 400 | 2 | 525 |

Результаты расчета скоростей на поверхностях теплообмена и коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности поршня и цилиндра приведен в рис.17, 18. На рис. 17 приведены результаты моделирования скоростей в зазоре в характерных точках цикла – 0, 90, 180 и 270 град. п.к.в. На рис. 18 приведен график изменения коэффициента теплоотдачи по поверхностям поршня $\alpha_{тп}$ и цилиндра $\alpha_{тц}$.




δ = 0,5 мм δ = 0,1 мм

Рис. 17 – Изменение скорости газа по высоте зазора на среднем диаметре (максимальный режим).

Для определения коэффициента теплопередачи через зазор, используем следующую формулу [5]

$$\frac{1}{\alpha_з}=\frac{1}{\alpha_п}+\frac{\delta}{\lambda_в}+\frac{1}{\alpha_ц}, \qquad (15)$$

где $\alpha_з$ - коэффициент теплопередачи через зазор, Вт/м2.К; $\alpha_{тп}$ – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке поршня; $\alpha_{тц}$ – от газов к стенки цилиндра .

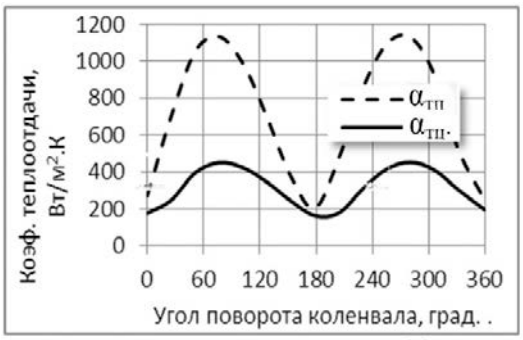



Рис. 18 – Изменение среднее коэффициент теплоотдачи газов и стенки по углу п.к.в.

**4.3. Процесс теплопередачи через зазоры 2, 4, 6**

Расход газов через указанные зазоры происходит через замки поршневых колец (рис. 14) и через неплотности прилегания колец к поверхностям поршня и цилиндра. Основное количество утечек происходит в процессе сжатия-сгорания-расширения, что связано с высоким давлением в надпоршневой полости. Принимаем, что в компрессионных кольцах контакты нижней поверхности с поршнем практически полные. Принимаем, что потери газов через зазоры кольцо-цилиндр незначительны. Потерями газов через эти зазоры пренебрегаем и учитываем потери только через замки колец. На рис. 19 приведена модель зазоров 2, 4, 6.

В первую очередь проведено исследования для разной ширины зазора $\delta$ равного 0,1 мм, 0,2 мм и 0,5 мм. Коэффициент теплоотдачи от верхнего и нижнего контакта газа со стенками отличается несущественно. Принимаем его строго одинаковым и не зависящим от ширины зазора.

В таблице 5 приведены коэффициенты теплоотдачи газ-стенка по разным граничным условиям (*V, P, T*). Коэффициент теплопередачи через зазор рассчитал по формуле (15).

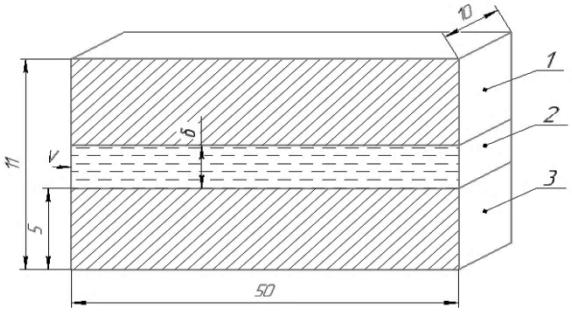



Рис. 19 – Модель зазора кольцо-поршень: 1 – верхняя деталь – имитация стенки поршня с температурой $T_п$, К; 2 – поток газа (воздуха) с входной скоростью на входе *V*, м/с; 3 – нижняя деталь имитация кольца с температурой $T_{кц}$, К; δ – ширина зазора, мм.

Таблица 5 – Средний коэффициент теплоотдачи от газов к стенке

| n, об/мин | $P_{ср}$, МПа | $T_{п}$, К | $T_{кц}$, К | $T_{ср}$, К | $V_{вх}$, м/с | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | 1,0 | 2,0 |
| 400 | 0.8 | 415 | 360 | 387 | 37 | 75 |
| 850 | 2.0 | 545 | 385 | 465 | 80 | 162 |

## 5. РАСЧЕТ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ

### 5.1. Эквивалентные ГУ на поверхностях

Для исследования теплообмена детали с окружающей средой или с другой деталью при нестационарном подогреве, принимаем модель как на рис.20, А – расчетная поверхность площадью F, на которой происходит теплообмена.

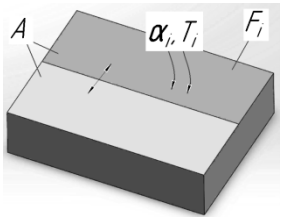



Рис. 20 – Расчетная модель

Эквивалентные ГУ рассчитаны с помощью закона сохранения энергия по следующие формулы:

$$Q = \sum_{i=1}^{n} \alpha_{Ti} \cdot F_i \left( T_i - T_{ср} \right) dt = \alpha_{Tср} \cdot F \left( T_э - T_{ср} \right) \tau, \quad (16)$$

где $n$ – количество расчетных интегралы; $i$ – номер расчетного интеграл; $Q$ – количество теплота переданной через площадь $F$ за расчетное время τ; $F_i$ – текущая площадь поверхности $A$, на которой происходит теплообмен; $T_i$ – температура окружная среда действующий на поверхности $F_i$ при i-го расчётный интеграл; $T_{ср}$ – средняя температура поверхности $A$, за расчетное время τ; $\alpha_{Tср}$ – средний коэффициент теплоотдачи поверхности $A$ за расчетная время τ; $T_э$ - эквивалентная температура среды действующей на поверхность $A$ за расчётное время τ; $dt$ – шаг по времени;

τ – расчетное время;

Средний коэффициент теплоотдачи рассчитан по формуле

$$\alpha_{Tср} = \frac{Q}{\sum_{i=1}^{n} F_i \left( T_i - T_{ср} \right) dt}. \quad (17)$$

Эквивалентная температура рассчитана по формуле

$$T_э = \frac{Q}{\alpha_{Tср} \cdot F \cdot \tau} + T_{ср}. \quad (18)$$

Алгоритм определения эквивалентных ГУ приведен на рис. 21.

Для проверки правильности выбора ГУ на поверхности, решена нестационарная задача прогрева следующим образом:

– определено начальное поле температур для нестационарной задачи путём решения стационарной задачи (блок 3, рис. 21).

– определены ГУ для нестационарной задачи перебором начальных значений $\alpha$ и $T$ до тех пор, пока изменение температуры контрольных точек поршня за последующие 5 циклов (или за время τ) станет незначительным (менее заданных значений $\varepsilon_i$ ).

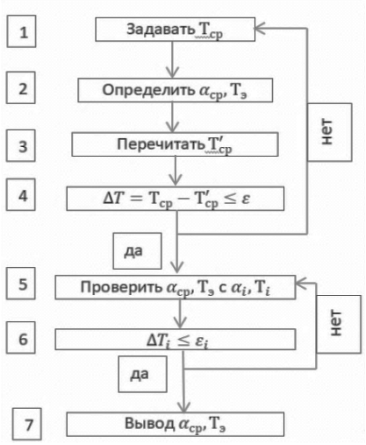



Рис. 21 – Алгоритм расчета ГУ

Граничные условия для номинального режима, рассчитанные по предлагаемой методике, для серийной и предлагаемой конструкций (рис. 1, 2) по зонам показанным на рис. 22 приведены в таблице 6. Задача решена для сборки с цилиндром. ГУ на наружной поверхности цилиндра (контакт с охлаждающей жидкостью) приняты $\alpha_в = 18000$ Вт/(м$^2 \cdot$К), $T_в = 350$ К [4], термические свойства определены по формуле (15). ГУ на внутренней поверхности поршня определены, исходя из температуры и расхода масла $T_м = 370$ К и 720 л/ч.

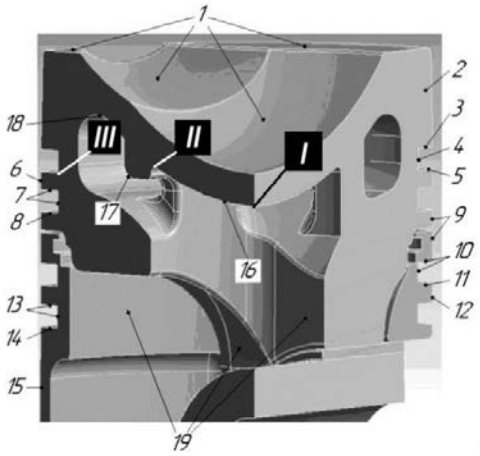



Рис. 22 – Зоны ГУ

Таблица 6 – ГУ поршня при максимальном режиме по зонам

| № зоны | $\alpha_T$, Вт/м$^2$.К | Т, К | $\alpha_T$, Вт/м$^2$.К | Т, К | № зоны | $\alpha_T$, Вт/м$^2$.К | Т, К | $\alpha_T$, Вт/м$^2$.К | Т, К |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1955 | 985 | 1890 | 982 | 11 | 12000 | 385 | 12000 | 360 |
| 2 | 350 | 656 | 350 | 625 | 12 | 2000 | 385 | 2000 | 360 |
| 3 | 80 | 600 | 80 | 540 | 13 | 1000 | 385 | 1000 | 357 |
| 4 | 80 | 540 | 80 | 477 | 14 | 7000 | 385 | 7000 | 357 |
| 5 | 25000 | 435 | 25000 | 400 | 15 | 3000 | 385 | 3000 | 355 |
| 6 | 230 | 435 | 230 | 400 | 16 | 1480 | 353 | 1550 | 370 |
| 7 | 50 | 435 | 50 | 400 | 17 | 425 | 358 | 1050 | 370 |
| 8 | 17000 | 405 | 17000 | 370 | 18 | 650 | 373 | 630 | 370 |
| 9 | 150 | 405 | 150 | 370 | 19 | 250 | 370 | 250 | 370 |
| 10 | 25 | 405 | 25 | 370 | | | | | |

**5.2. Определение полей температур и напряжений**

Используя результаты определения ГУ были рассчитаны поля температур и температурных напряжений поршня как предлагаемого поршня (рис. 2) так и традиционного (рис. 1). В процессе моделирования проведена оптимизация конструкции – выбор толщин стенок, скруглений и др. Результаты моделирования приведены на рис. 23…26 и в таблице 7 (точки контроля на рис. 22). Понятно, что в процессе оптимизации конструкции ГУ по некоторым поверхностям изменились. Необходимо изменить эффективность охлаждения. Для оптимизированной конструкции изменения следующие: по КС: $\alpha_{\text{п}} = 1890$ Вт$/$(м$^2 \cdot$К), $T_{эп} = 980$ К; на внутренней поверхности $\alpha_{16} = 1630$ Вт$/$(м$^2 \cdot$К); $\alpha_{17} = 1050$ Вт$/$(м$^2 \cdot$К); $\alpha_{18} = 750$ Вт$/$(м$^2 \cdot$К) (рис. 22).

Из рисунков 23…26 и таблицы 7 видно, что предлагаемая конструкция более холодная (среднее температура поверхности $T_{\text{п}} = 775$ К у предагаемого против 815 К у традиционного, а в точке 1 меньше на 43 К), напряжения тоже меньше, уменьшение на 30 Мпа (185 Мпа против 215 Мпа).

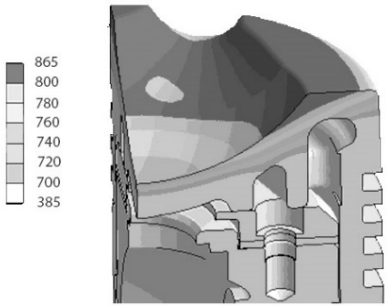



Рис. 23 – Поле температур традиционного поршня

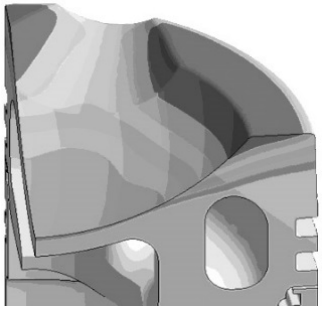


Рис. 24 – Поле температур предлагаемого поршня.

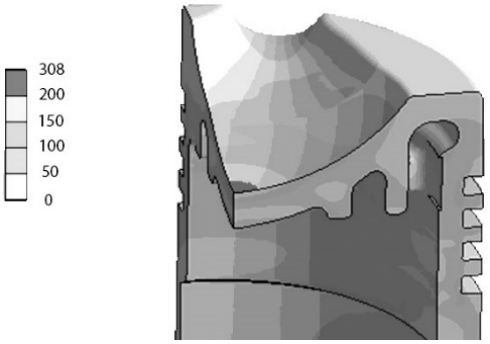



Рис. 25 – Поле напряжений традиционного поршня

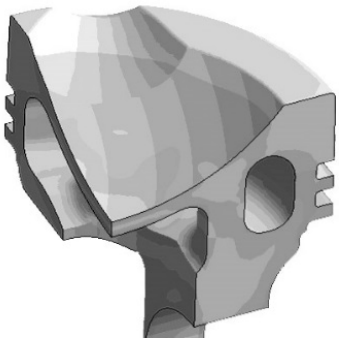


Рисунок 26 – Поле напряжений предлагаемого поршня.

Таблица 7 – Результаты моделирования термонапряженного состояния

| | Традиционная конструкция | | Предлагаемая до оптимизации | | Предлагаемая после оптимизации | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Т, К | σ, МПа | Т, К | σ, МПа | Т, К | σ, МПа |
| Точка I | 755 | 215 | 732 | 237 | 712 | 185 |
| Точка II | 590 | 244 | 550 | 250 | 530 | 225 |
| Точка III | 480 | 275 | 440 | 320 | 420 | 243 |

# 6. СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ

При расчете профиля важным является гарантированное сохранение зазора по головке поршня, включая пояс компрессионных колец. Зазор в общем случае определяется тепловым расширением сопряженных деталей деформацией от силовых воздействий и поворотом поршня в зазоре. Важен также учет темпа прогрева (остывания), т.к. не всегда можно сохранить зазор, рассчитанный для режима максимальной мощности. В связи с вышеизложенным было проведено моделирование переходного процесса от холодного состояния с начальной температурой -20°С до режима максимальной мощности. Геометрия наружной поверхности поршня (при Т = 20°С) принята как на рис. 27.

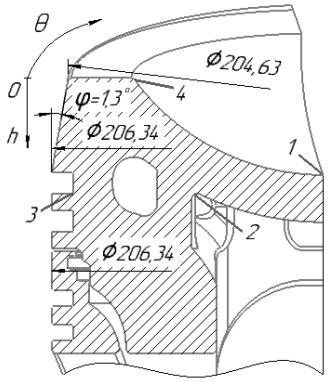


Рис. 27 – Геометрические параметры головки поршня

### 6.1. Расчет времени подогрева масла и воды

Исследуемый двигатель с жидкостным охлаждением, работает с антифризом –65°С. Масляная система двухконтурная, вторичной контур для охлаждени масла антифризом. Второй контур открывается, когда температура масла достигает 370К, а антифриза – 350К.

По результаты теплового расчета и согласно [14, Электронный вариант], было принято среднее тепловыделение в водяную система $Q_в = 1000$ кВт, в масляную систему $Q_м = 420$ кВт. Масса антифриза $m_в = 1250$ кг, масса масла $m_м = 1250$ кг. В таблице 8 приведены некоторые параметры теплообмена при прогреве от -20°С.

Коэффициент теплоотдачи антифриза к стенке цилиндра принят 18000 $Вт/м^2 \cdot К$, коэффициент теплоотдачи масла и внутренней поверхности поршня рассчитал по выше приведенной методике (таблица 8).

Определив изменение ГУ по времени, были определены изменения температур, напряжений и деформаций поршня. Результаты для разных точек (см. рис. 27) приведен на рис. 28, 29.

Моделирование показало, что температура некоторых точек поверхности достигает своих максимальных значений примерно на 3-й минуте прогрева, а затем падает. Максимальная температура точки 1 соответствует времени $t = 110$ с (893К против 712К на установившемся максимальном режиме), в точка 2 при $t = 200$ с (847К против 836К).

Таблица 8 – Изменение температуры жидкостей и коэффициенты теплоотдачи антифриза и масла с соответствующими поверхностями

| Время, с | $T_м$, К | $\alpha_{16}$, $Вт/м^2 \cdot К$ | $\alpha_{17}$, $Вт/м^2 \cdot К$ | $\alpha_{18}$, $Вт/м^2 \cdot К$ | $T_в$, К | $\alpha_в$, $Вт/м^2 \cdot К$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 253 | 50 | 30 | 30 | 253 | 18000 |
| 100 | 272 | 150 | 100 | 100 | 281 | 18000 |
| 380 | 325 | 950 | 675 | 575 | 350 | 18000 |
| 640 | 370 | 1630 | 1050 | 750 | 350 | 18000 |
| 1000 | 370 | 1630 | 1050 | 750 | 350 | 18000 |

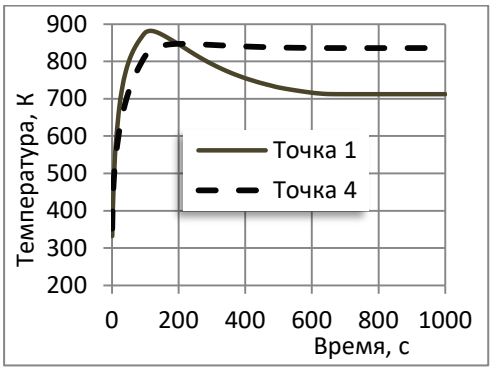



Рис. 28 – Изменение температуры выбранных точек по времени

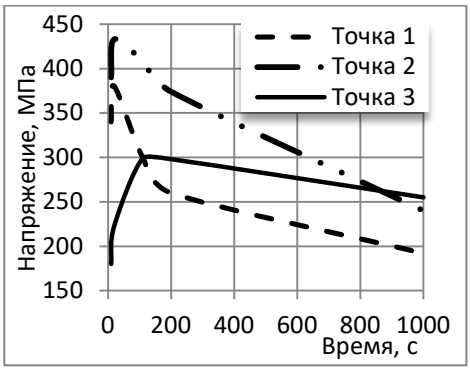



Рис. 29 – Изменение напряжения выбранных точек по времени

**6.2. Результат синтеза профиля**

Моделирование поля температур, напряжений и деформаций позволило синтезировать профиль наружной поверхности поршня и цилиндра при прогреве. Расчет показал, рис. 30, 31, что, при $t = 200$ с, появились точки на поверхности поршня (на расстоянии $h = 34$ мм от края камеры сгорания, см. рис. 27, в положении НМТ) которые «проникают» в цилиндр. Диаметр поршня в этом месте уменьшен, минимальный зазор «поршень-цилиндр» принят 0,13 мм.

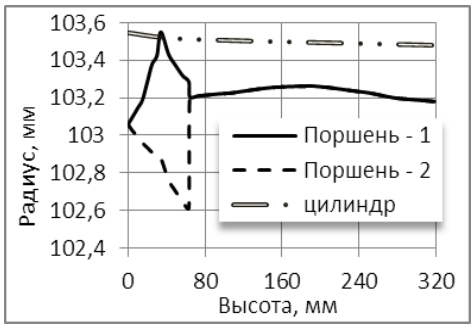



Рис. 30 – Изменение профиля при $\varphi = 90^0$, $t = 200$ с.

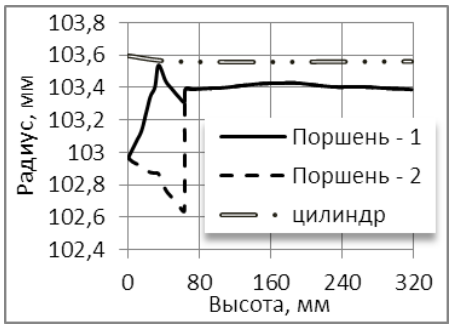



Рис. 31 – Изменение профиль при $\varphi = 90^0$, $t = 1000$ с.

«Поршень-1» – профиль поршня до изменения геометрии, «Поршень-2» – профиль поршня после изменение геометрии.

На рис. 32 и 33 представлены деформации поршня (профиль) и гильзы на режиме максимальной мощности.

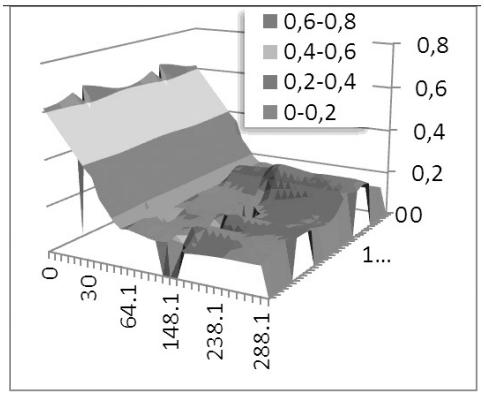



Рис. 32 – Профиль поршня

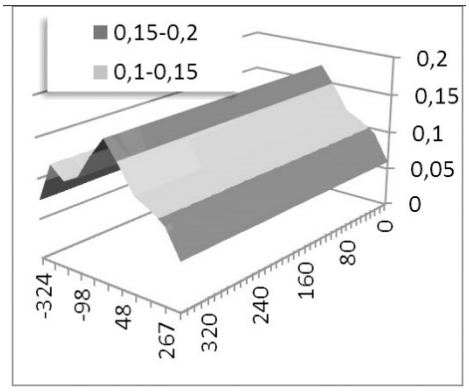



Рис. 33 – Профиль цилиндра

**ВЫВОДЫ**

В работе представлен метод конструирования тепловозного поршня для 2-тактного дизеля типа Д100, учитывающий изменения граничных условий, связанные с изменением конструкции.

Проанализировано влияние на протекание рабочего процесса и внутренний тепловой баланс использования популярных $\alpha$–формул. Показано, что по характеру изменения коэффициента теплоотдачи для нашего случая больше всего подходят формула, предложенная проф. Г. Б. Розенблитом.

Предложен практичный метод определения ГУ на внуренних поверхностях поршня, метод определения тепловых характеристик зазоров, и, как следствие, метод определения ГУ на боковые поверхности головки поршня.

Результаты моделирования температур и напряжений показал, что новая конструкция поршня имеет более низкие температуры поверхности КС (средняя температура КС поршня составляет 775 К против 815 К у традиционного) и меньшие напряжение чем у штатного поршня (185 МПа против 215 МПа в центре КС).

Предложена конструкция с массой 26 кг, что составляет 65% от массы штатного поршня.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

[1]. Аврунин А. Г. Тепловозной дизели 2Д100 и 10Д100 / А. Г. Аврунин // Изд-во «Транспорт». 1970, 1-320 с.

[2]. Белогуб А. В. Разработка конструкции «легкого» поршня для дизелей типа Д100 / А. В. Белогуб, В. З. Нгуен, О. Ю. Линьков, С. А. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания – 2016. - №1. с. 50-55.

[3]. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. – М., Машиностроение. – 1977. – 216 с.

[4]. Розенблит Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях: дис. д-р техн. наук: 05.04.02 / Розенблит Геннадий Борисовича. – Х., 1978. - 472с.
[5]. Шеховцов А. Ф. Методические указания для самостоятельной работы студентов по курсу «Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания» / А.Ф. Шеховцов // Харьковский ордена Ленина Политехнический институт им. В. И. Ленина. – Х., 1972. – 259 с.
[6]. Нгуен Ван Зионг Расчёт процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных α-формул / Нгуен Ван Зионг, А. В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2018. – №1. – С. 14-20.
[7]. Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: учебник / В. Г.Дьяченко ; перевод с украинского языка. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
[8]. Орлин А. С. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, Н. А. Ивашенко, В. И. Ивин и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова . – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983 – 372 с.
[9]. Лазарев Е. А. Физические концепции математические модели процесса сгорания топлива в дизеле / Е. А. Лазарев // Сер: «Машиностроение». – Вып. 15.
[10]. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебник пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов – М.: Высш. шк., 2008 – 496 с.
[11]. Бухмиров В. В. Справочные материалы для решения задач по курсу «Теломассообмен» : учеб. пособие / В. В. Бухмиров, Д. В. Ракутина, Ю. С. Сонышкова // ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2009. – 102 с.
[12]. Гиршовича Н. Г. Справочник по чугунному литью / Н. Г. Гиршовича – М.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978 – 758с.
[13]. Arafat Andril Piston ring assembly for a new natural gas vehicle symmetrical multistage wobble-plate compressor / Andril Arafat, Zair Asrar Ahmad, Ardiyansyah Syahrom at all // Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia.
[14]. Дорофеев В. М. Тепловозные дизели семейства Д49. Конструкция, техническое обслуживание, ремонт: учеб. пособие / В. М. Дорофеев. – М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. – 380 с.

**PREDICTION METHOD FOR TEMPERATURE AND STRESS FIELDS OF PISTON ICE**

The paper presents a method for simulating the stress-strain state of diesel composite piston mainly caused by thermal loads. The dependence of the piston thermal state on the equations applied for calculating heat transfer coefficients (α-formulas) and parameters of jet oil-cooling of the piston bottom as well as parameters of gap between crown and cylinder liner is analyzed. The influence of the heating rate of the engine on the piston thermal-stress state is estimated. The results of calculating the piston profile are shown.

**УДК 629.34**

# APPLICATION OF COMPUTER SIMULATIONS FOR ANALYSIS OF RIDE PROPERTIES OF A THREE-WHEELED ELECTRIC ROAD VEHICLE

**DIŽO Ján, BLATNICKÝ Miroslav**

The article deals with application of computer simulations for evaluation of ride properties of a three-wheeled electric road vehicle with a modified steering system. The classic solution of three-wheeled vehicles is unstable at a certain speed, which leads to the dangerous of its tilting. The new designed steering system of such a vehicle should contribute to increasing of its safety and to widening the scope for its use. The vehicle is currently designed for one person, but it is expected to increase its capacity to two persons and their luggage. It brings changes in a construction of the vehicle and results in a change in the centre of gravity. The modified solution of the vehicle steering system increases its maximum speed. The vehicle construction consists of an electric drive located above the rear axle with torque transmission to the rear wheels. The front wheel is steered. The classic steering solution is replaced by a steering wheel that facilitates steering. The article compares the stability of a vehicle with a modified steering system to the conventional solution during driving in a curve. Besides of analysis of steering properties, evaluation of vibration properties is presented as well. The simulation computations were performed for various speeds using the multibody simulation on the virtual model in Simpack software.

## 1. INTRODUCTION

As a result of the sharp increase in the cost of petrol in recent years, significant pressure has been put on the automotive and recreational vehicle industries to develop more fuel efficient passenger vehicles. At present, standard four-wheeled vehicles are designed to accommodate four to six passengers comfortably with sufficient space for their luggage. This design creation limits significant improvements in the fuel efficiency of these vehicles. On the other hand, two-wheeled vehicles such as bicycles, mopeds and motorcycles are extremely fuel efficient. However, these two-wheeled vehicles are primary designed as single passenger vehicles with limited luggage compartment. In addition, they do not protect enough passengers from bad weather conditions sufficiently. This makes them unsatisfactory for the majority for the driving public. Therefore, there is a need for design of vehicles which are intended for transportation of one or two passengers with some of the space and comfort afforded by standard four-wheeled vehicles and significantly greater fuel efficiency [1].

As one of the most effective ways for exhaust reducing [2] and fossil fuels saving electromobility is currently regarded. On one hand electric motors are used in various area of passenger transport [3; 4] and on the other hand three-wheeled vehicles are increasingly popular. There is natural to consider electric three-wheeled vehicles (simpliciter tricycles) as means to achieve this goal.

The aim of this article is to introduce an idea and a technical solution of the front part of an electric tricycle in order to improve driving properties, mainly its rollover stability when it is driving in curves.

## 2. TECHNICAL SOLUTION OF A STEERING SYSTEM

A technical solution relates to the front wheel fork design of an electric tricycle with two wheels on the rear axle. The goal is to improve the rollover stability of such a vehicle during driving in curves.

Nowadays, steering mechanisms of three-wheeled vehicles with two wheels on the rear axle use a classic fork for the front wheel mounted on a vehicle chassis.

In current solutions of the classic tricycle steering, the contact point between the front wheel and the road during driving in curves is changeless. Then, the arising centrifugal force is compensated by passengers tilting in the opposite direction, because the centre of gravity is near to the stability axis, which is given by the jumper lead of the front wheel and the external rear wheel in a curve.

Therefore, there has been occurred the requirement for the design of such front wheel suspension structure, which would ensure the rollover stability improvement of an electric tricycle and besides the conditions of the stability during braking has to be satisfied. The result of this effort is the new design of the front fork suspension of an electric tricycle.

The fundamental of our technical solution is the fact, that the front part of an electric tricycle contains the combination of rotating and shifting joints, which allows in addition to the rotary movement also the shifting movement in the lateral direction.

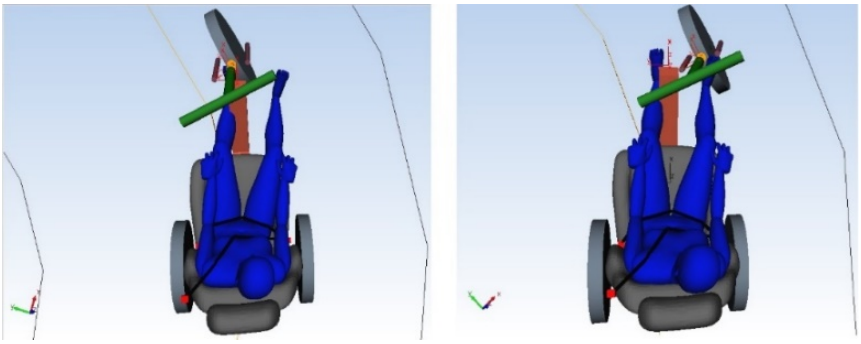


Fig. 1 – Comparison of a three-wheeled road vehicle driving in a curve with the classic steering system (left) and with the new designed steering system (right)

Comparison of the fundamentals of the difference between the classic steering system of an electric tricycle and the new designed steering system is shown in Figure 1, where the virtual model of both created by means of multibody Simpack package.

Advantages of the technical solution of the front wheel fork suspension of a tricycle are apparent from its effects, by which it expresses itself outwards. Effects of this technical solution are in that this design allows rollover stability improvement of a tricycle, which uses a steering of the motorcycle type. The introduced design is based on the front wheel shifting to the right side during driving in the left curve (Figure 1) and contrariwise, i.e. always in the centrifugal force direction in order to improve the rollover stability. Currently, we apply our new technical solution on a three wheeled vehicle with electric drive train, but it can be essentially used on a three wheeled vehicle with any kind of a drive train.

## 3. ROLLOVER STABILITY OF A THREE-WHEELED VEHICLE IN A CURVE

This section contains geometrical relationships governing the rollover stability due to a lateral acceleration when a three-wheeled vehicle with two wheels on the rear axle is driving in a curve. This lateral acceleration is assumed to act perpendicular to the centre line of the vehicle. There are compared two technical solutions, the classic tricycle and the new design of a front wheel fork, which allows except for the inevitable rotation also the lateral shifting of the front wheel [5; 6].

Figure 2 illustrates the top and rear views of a three-wheeled vehicle with two wheels on the rear axle, whereby the classic tricycle is shown on the left and the new designed tricycle is shown on the right, respectively. In Figure 2, the *O* axis represents the axis of tipping. To ensure rollover stability, a negative clockwise moment about *O* axis, as viewed from the rear view of the vehicle, must exist [1].

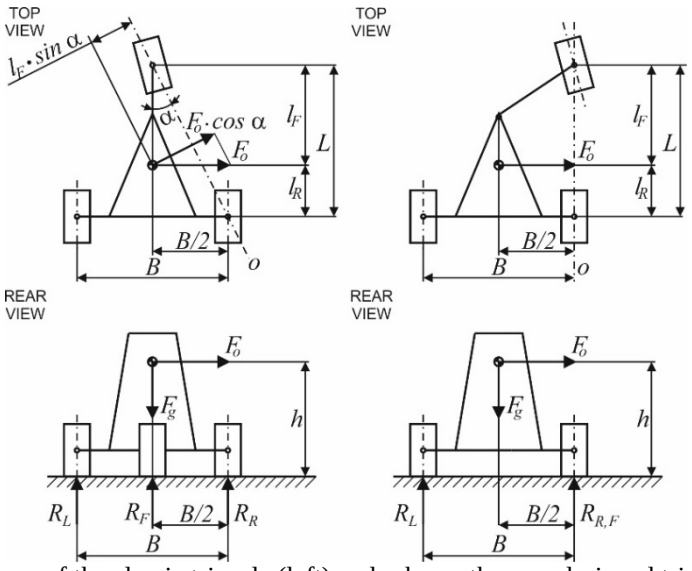



Fig. 2 –Scheme of the classic tricycle (left) and scheme the new designed tricycle (right)

$$\sum_i M_{iO} \le 0 \;\Rightarrow F_o \cdot \cos\alpha \cdot h - F_g \cdot l_F \cdot \sin\alpha \le 0 \tag{1}$$

where $F_o$ – force causes lateral acceleration – a centrifugal force [N], $h$ – height of the centre of gravity of a vehicle [m], $l_F$ – distance of the centre of gravity from the front wheel [m], $\alpha$ – angle given by main dimensions of a vehicle [o].

The equation (1) we can rewrite as:

$$\frac{a_o}{g} \le \frac{l_F}{h} \cdot \tan\alpha \quad , \tag{2}$$

where g – gravity acceleration [m·s$^{-2}$], and it represents the rollover stability condition for the classic tricycle.

As the $\alpha$ angle is a function of the geometry of a vehicle, it can be shown, that:

$$\tan\alpha = \frac{B}{2 \cdot L}, \tag{3}$$

where $B$ – rear wheels gauge [m], $L$ – axle base [m].

Substituting eq. (3) into eq. (2) yields the following rollover stability condition for the three-wheeled vehicle with two rear wheels:

$$\frac{a_o}{g} \le \frac{B}{2 \cdot h} \cdot \frac{l_F}{h}. \tag{4}$$

Now, let's consider the new designed tricycle, which has the new technical solution of the steering system enabling the lateral shifting of the front wheel (Figure 2 right). Summing moments about the tipping axis, $O$, gives:

$$\sum_i M_{iO} \le 0 \;\Rightarrow F_o \cdot h - F_g \cdot \frac{B}{2} \le 0. \tag{5}$$

It can be rewritten as:

$$\frac{a_o}{g} \le \frac{B}{2 \cdot h}. \tag{6}$$

To obtain some physical feeling for the conditions that might cause the vehicle overturning consider, that each of the above considered vehicles is negotiating a curve of radius $R$. The corresponding lateral acceleration for this case can be expressed in terms of the vehicle forward speed v and the curve radius $R$. We go out from the formula:

$$a_o = \frac{v^2}{R}, \tag{7}$$

where $a_o$ – lateral acceleration [m·s$^{-2}$], $v$ – vehicle speed [m·s$^{-1}$], $R$ – radius of a curve [m].

If we now substitute eq. (7) into the rollover stability equations for the classic tricycle (eq. (4)) and also for the new designed tricycle yields (eq. (6)) the equation for the maximal vehicle's forward speed $v_{max}$ at which rollover occurs [1]. Then, equations for the rollover speed are given by:

$$v_{\max} \le \sqrt{R \cdot g \cdot \frac{l_F}{L} \cdot \frac{B}{2 \cdot h}} \tag{8}$$

for a tricycle with the classic steering system and by:

$$v_{\max} \le \sqrt{R \cdot g \cdot \frac{B}{2 \cdot h}} \tag{9}$$

for a tricycle with the new designed steering system. In principle, the eq. (9) gives the relationship for the maximal forward speed determination valid for a four-wheeled vehicle.

From derived equations (8) and (9) we can identify, that $l_F$ is always less than $L$, the speed at which rollover occurs for the classic tricycle will always be lower than those for the corresponding the new designed tricycle.

Let's have a look on Figure 2 once more. We can see, that our technical solution leads to the steering system, which would allow in the limited case such a configuration of the front wheel fork, in which the front wheel would reach the position similar (or the same) to the four-wheeled vehicle and thus also to the rollover stability improvement of the tricycle during driving in a curve.

## 4. COMPUTER SIMULATIONS OF ROLLOVER STABILITY

In this part of the article a virtual model of two versions of a tricycle are presented – with the classic steering system and with the new designed steering system. The virtual model was created in the Simpack software in order to evaluate and to compare dynamic properties and driving characteristics of these vehicles. Further, we have also compared the analytical approach with numerical calculations of same selected parameters. The mentioned software enables modelling and analysing of the dynamics of road vehicles, rail vehicles [7] and similar transport means ranging from trams [8, 9] to high-speed trains. It includes various tire/road contact models and wheel/rail contact model [10], which represent an inseparable and a quite difficult modelling problem [11, 12, 13].

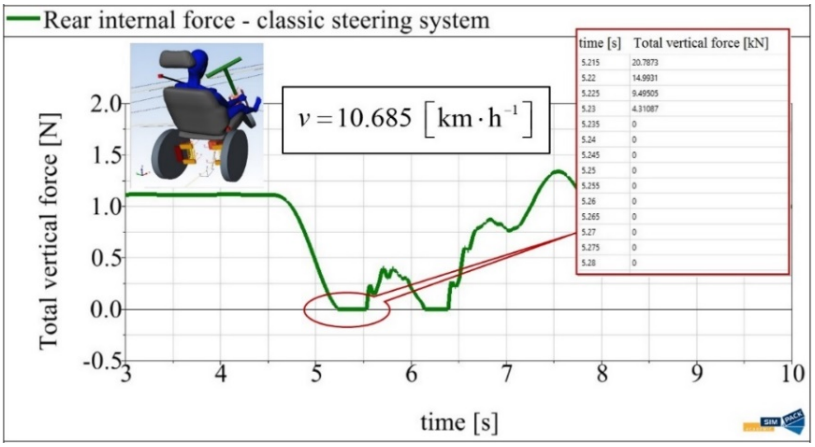



Fig. 3 –Scheme of the classic tricycle (left) and scheme the new designed tricycle (right)

In order to achieve such a virtual model, which represent as faithfully as possible the reality, we have created CAD models of individual parts of both tricycle versions. Based on these, we have found out mass and inertia parameters, which were input subsequently into MBS models. Of course, moreover the model of a driver was also included. When we have already set up MBS models, we were able to found out the total mass and inertia parameters and position of the total centre of gravity needed for analytical calculations.

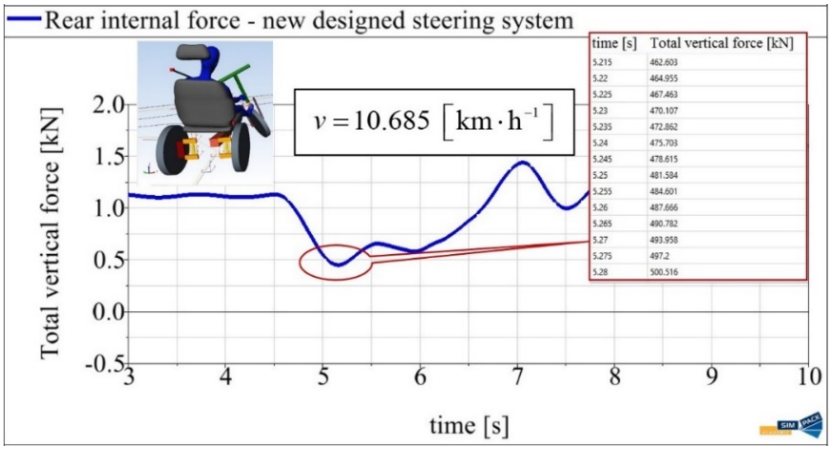


Fig. 4 –Scheme of the classic tricycle (left) and scheme the new designed tricycle (right)

As we wanted to investigate, how our new designed steering system can improve the tricycle rollover stability, we have chosen the driving manoeuvre in an opposing S curve with relatively small radius of $R$ = 1.5 m. Then, we performed several simulations at various speeds and we detected, when the rollover stability is breached. As the criteria of this, we have determined the contact force between the rear internal wheel in a curve and the road. The limited case is, when the contact force equals zero.

As we can mentioned above, the rollover stability criteria for both the classic steering system and the new designed steering system does not depend on the mass of the vehicle, but only on the centre of gravity position (eqs. (8), (9)) and same construction parameters of vehicles. If we consider, that required parameters resulting from vehicles design are $L$ = 1.317 m and $B$ = 0.727 m and the position of the centre of gravity is given by the two parameters, i.e. $h$ = 0.43 m and $l_F$ = 0.935 m, then from the eq. (1), we can calculate the maximum speed of the tricycle with the classic steering system for the limited case of the rollover stability:

$$v_{\max} \le \sqrt{1.5 \cdot 9.81 \cdot \frac{0.935}{1.317} \cdot \frac{0.727}{2 \cdot 0.43}} \Rightarrow v_{\max} \le 2.972 \left[\mathrm{m \cdot s^{-1}}\right] = 10.699 \left[\mathrm{km \cdot h^{-1}}\right] \tag{10}$$

Results from numerical analyses are shown in Fig. 3 and Fig 4. These figures contain results for the classic steering system (Fig. 3) and also for the new designed steering system (Fig. 4). There are plotted waveforms of values of total vertical wheel forces in the contact of the rear internal wheel and the road. There are also imaged number values of this parameter.

If we compare result from the analytical calculation (eq. (10)) with the result from numerical calculation (Fig. 3, green curve), we can see, the limited value of the tricycle speed of the rollover stability is really proper found out. The little difference is caused by that during tricycle curving the passenger shifts in the lateral acceleration direction and thus the centre of gravity also shifts a bit in this direction.

Further, from results of numeral analysis of the tricycle with the new designed steering system we can observe (Fig. 4, blue curve), that the designed technical solution improves the rollover stability of such a tricycle. It results from that the rear internal

wheel during driving in the curve does not lose contact with the road at all, and due to the parameters of the tricycle and driving conditions, contact forces on the rear internal wheel have sufficient values throughout the time of driving in the curve to ensure the satisfactory rollover stability. It is necessary to note, that in our calculation (both analytical and numerical) we have focused purely on the comparison of the original steering system with the new designed steering system and we have not consider some other phenomena, which can influence the rollover stability of the vehicle, e.g. effects of a drive train, etc. and even which can cause different effects on left and right turning.

Based on performed calculation both analytical and numerical, we have found out, that our designed steering system is able to improve the rollover stability of a tricycle. Implementation of the solution for real use and operation still faces same problems. Therefore our future research in this field will be focused on this prototype improvement and on the development this technical solution in such a manner, which will be acceptable on the one hand from the utility point of view and on the other hand from the point of view of its simple application for the common use.

## 5. ANALYSIS OF VIBRATION PROPERTIES

In terms of mechanics, the vehicle model represents a complex mechanical system includes several different elements, such as rigid bodies (vehicle body – frame, parts of steering system and others), force elements (suspension – springs, dampers) and special elements (wheels). In addition there is necessary to define excitation of mechanical system (vehicle model). When we discuss about passenger's ride comfort, we consider mainly vibrations of vehicle, which are caused by road surface irregularities. Generally, road irregularities represent undesirable effects, which come to a human body through tyres, a suspension system, a seat cushion etc. Then, they influence vibration properties of a vehicle mechanical system [14, 15, 16]. Virtual multibody model of the analysed tricycle created in Simpack software is shown in Fig. 5.

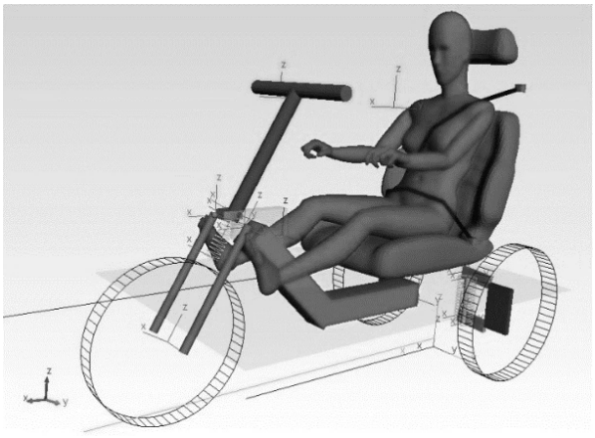


Fig. 5 – A virtual model of an analysed three-wheeled road vehicle

As it was mentioned above, the basis of the powertrain system and individual elements of the suspension system is adopted from the original tricycle, which is produced

and sold commercially. Therefore, in the current state, the suspension system of the tricycle consists of elements with linear characteristics. The front suspension includes a coil spring and a fork. The front wheel suspension system does not use any damper. Other parts of the front wheel suspension are completely newly designed and constitute the innovative steering system ensuring better overturning stability.

The rear axle uses independent suspension of wheels. It is constructed by means of two swinging arms, on which the wheel hub is mounted. On each side coil springs and hydraulic dampers are installed.

## 6. INTERFACE OF A VEHICLE AND A RAOD

Generally, for the setting up an entire vehicle model several steps is necessary to perform. As is was mentioned above, the complex multibody system represents the interface of a vehicle and a road. For this purposes particular modelling elements serve. They are defined in the contact of a wheel and road.

Since the Simpack software is an universal MBS software intended for modelling road as well as rail vehicles, in the database several contact models are available. Various contact models provide information about calculated quantities, which are distributed in a contact patch [17, 18]. Despite the fact that the problem of the contact of a wheel on a road or rail seems to be similar, many different models are developed [19, 20, 21] regarding to calculation of the contact problem. Especially calcuation of normal and tangential stress in contact patch for wheel/rail contact, calculation of dynamic effects and some other important physical quantities [22] is quite different in comparison to wheel/road contact models.

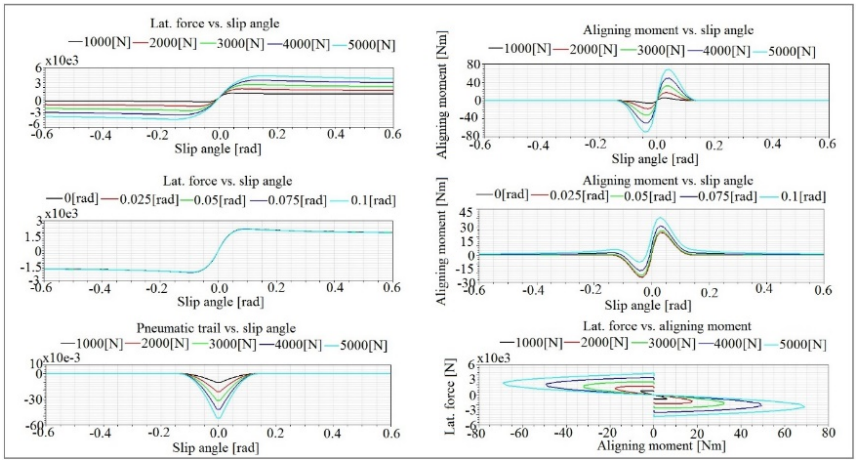



Fig. 6 – Image of the lateral characteristics of used tyre model

The used computational software provides several tyre models for road vehicles from the simplest to the most complex models. These modelling elements represents direct interface between a vehicle model and a road model. In our research we have used Pacejka Similarity model, which is often and widely used for standard problems about road vehicles dynamics. This approach is in the used software supposed as multi-force element and allows applying a number of different forces and torques to specified

elements (bodies). Using this complex force element we obtain many output values, e. g. rotational velocity, longitudinal velocity, elastic vertical force, viscous vertical force, effective rolling radius, slips in all directions, rolling resistance torque etc. Figure 6 shows the lateral characteristics of the used tyre model.

As in the reality, the road model requires including the road irregularities, which simulate excitation of vehicle mechanical system. We have input stochastic irregularities into a road model in the form of power spectral density (PSD). This functionality allows creating a pseudo stochastic road excitation signal in distance domain in the basis of PSD function.

From the terms of statistics a roadway is considered as a random signal. The particular roadway type we can interpret by means of the integrated white noise, which intensity equals to the PSD of the considered roadway. Individual types of roadways can be characterised by functions with corresponding parameters. In the principle, the PSD is a tool for classification of a roadway.

The PSD of a roadway is determined by experiments. In standard [23] various types of roadways are classified according to their characteristics into several categories. The PSD is in logarithmic scale approximated by a linear function. Figure 3 shows example waveforms of PSDs of various roadways types considering a frequency of the signal, where roadway quality "*A*" represents the very good cement concrete and roadway quality "*E*" characterised the bad pavement.

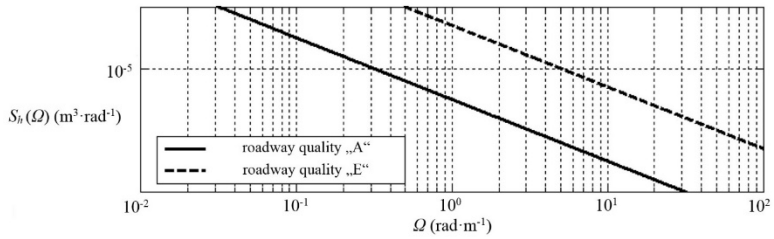



Fig. 7 – Example of waveforms of the PSD for various road surface qualities.

For the statistic description of the PSD there is most often used following formulation:

$$S_h(\Omega) = S_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n} \left[\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{rad}^{-1}\right] \tag{11}$$

where $\Omega$ [rad·m$^{-1}$] is the current found angular frequency, $\Omega_0$ [rad·m$^{-1}$] is the reference track angular frequency, $n$ [-] is the roadway undulation parameter and $S_h(\Omega_0)$ [m$^3$·rad$^{-1}$] is the value of PSD in the reference point.

The mentioned standard characterises several qualities of roadways from the vertical irregularities point of view.

In Simpack modelling library we can find defined PSD of various roadway qualities. We have chosen seven types of predefined PSD in distance domain, which we have marked as following: *A* - very good cement concrete, *B* - good cement concrete, *C* - good asphalt concrete, *D* - good macadam, *E* - medium asphalt concrete, *F* - medium pavement and finally *G* - bad pavement.

## 7. EVALEATION OF VIBRATION PROPERTIES AND RESULTS

Analyses of the tricycle were conducted on a straight road model including surface irregularities in accordance with the section 5.

We have interested to evaluate dynamic properties of the tricycle in terms of passenger comfort under different operational conditions. The installed original power-train allows to drive at the speed of 15 km·h$^{-1}$, but by modification of the control unit we can increase the maximum speed up to 30 km·h$^{-1}$. As the main use of the three-wheeled vehicle is considered in the urban transport, we have chosen the range of tested speed from 10 km·h$^{-1}$ to 30 km·h$^{-1}$. All analyses were recoreded at such a sampling rate, which corresponds to the set speed of driving. Simulations were performed for vehicle driving on seven roadways from very good cement concrete to bad pavement, which qualities were defined using the PSD in compliance with the section 3.

At present, the analysed three-wheeled vehicle, which is the object of our research, is designed as a single-seat vehicle. According to the standard, for evaluation of the passenger ride comfort there is necessary to found out values of accelerations at proper position. In this case, the seat of a driver is such a position.

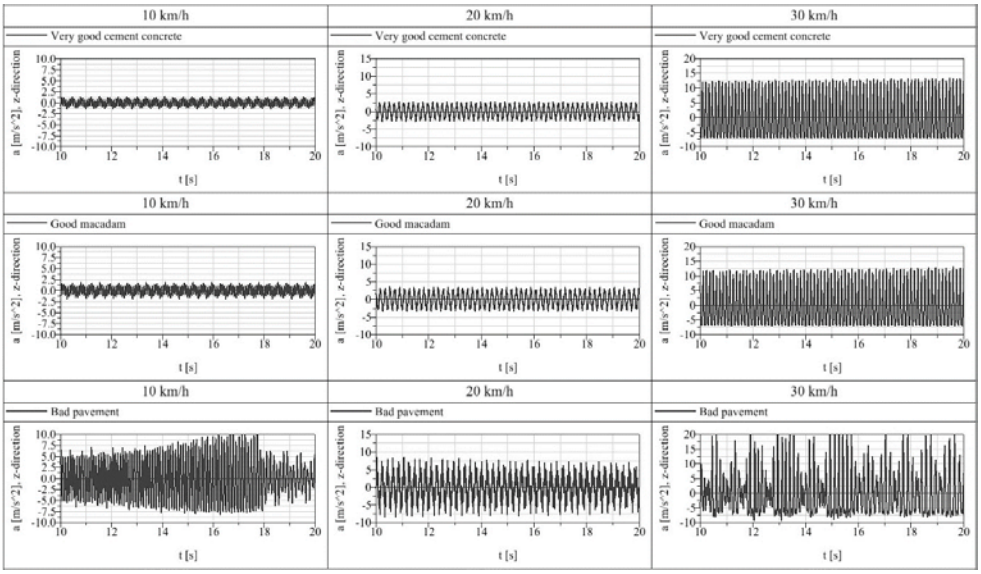



Fig. 8 –Waveforms of unprocessed accelerations signals on the driver seat for various driving conditions.

Defined simulation conditions results to large number of simulations of tricycle driving. As the basic outputs from simulation computations are accelerations on the driver seat in unprocessed form. As the example of the accelerations outputs, waveforms of such signals are shown in Figure 8. It contains several accelerations outputs depending on different driving speed of the vehicle (arranged in columns), i. e. 10 km·h$^{-1}$, 20 km·h$^{-1}$ and 30 km·h$^{-1}$ as well as depending on different roadway surface qualities (arranged in lines), namely for very good cement concrete, good cement concrete and bad pavement. Results are displayed in time domain. From this figure we can see, that the worse quality of a road

causes significant accelerations on the driver seat and thus also vibrations. We can see, as we would assume, that values of accelerations increase proportionally with the greater driving speed and with worsening roadway quality.

With vibration the ride comfort for passenger is very close related. In the case of the tricycle driving on the road of best quality and at the lowest speed we can see, that also accelerations are smallest. If the road quality is worse, but the speed is the same, values of accelerations for speed of 10 km·h$^{-1}$ and 20 km·h$^{-1}$ do not arise such significantly expect of driving at the speed of 30 km·h$^{-1}$, when the accelerations arise much significantly.

The similar situation we can observe, when we assess waveform of accelerations depending on roadway quality. Thus, with the worse road quality and greater speed also accelerations are increasing. When the vehicle drive at the greatest analysed speed and on the worst quality road, vibrations measured on the driver seat are also greatest.

In the field of road vehicles, we can consider vertical oscillation as the ultimate criterion. Eigenfrequencies of the human body are for this direction of oscillation in the range of 4 - 6 Hz. In this frequency range the top part of a human body is resonance excited as well as vertebras and a stomach. For the horizontal direction of total vibrations the resonance oscillation occurs about 1 - 3 Hz. Evaluation of dynamic effects of vibration demands processing of acceleration signals. Depending on used methods, one can apply a chosen process for calculation of resulting accelerations effects on a human body or also on a vehicle structure.

The effect of oscillation on the human body is usually evaluated according to the effective values of accelerations $a_{ef}$, which is defined as:

$$a_{ef} = \sqrt{\lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T a^2(t) \cdot dt} \ \left[\mathrm{m \cdot s^{-2}}\right], \tag{12}$$

where $T$ [s] is the maximum value of time interval and $a$ [m·s$^{-2}$] is the value of acceleration.

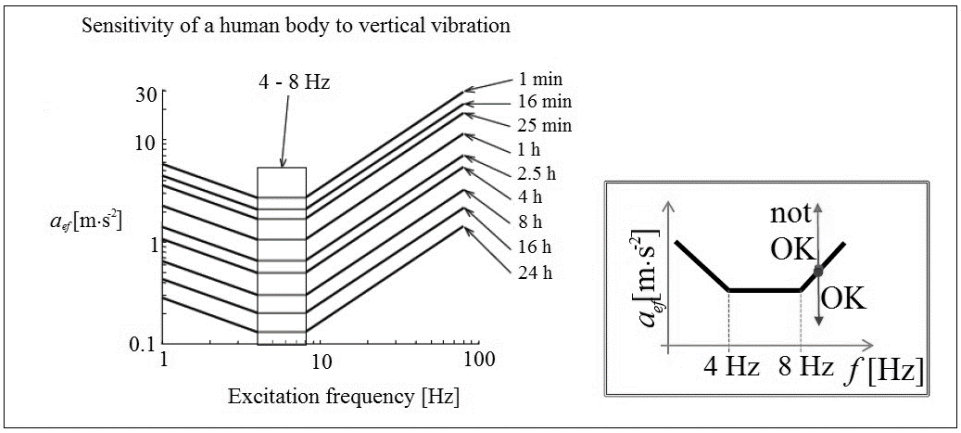



Fig. 9 – Various human sensitivities depending on vertical vibrations

For the estimation of human body reaction on mechanical oscillation the intensity of the oscillation, frequency, direction and time of oscillation is important.

The evaluation of the road vehicles oscillation effect is performed in accordance with the ISO 2631 standard [24]. This standard determines limits of effective accelerations values depend on the time and frequency of oscillation for vertical and horizontal direction of oscillations. In the standard there are defined so called the reduced performance limit, which are the criterion of road vehicles oscillation and further the reduced comfort limit and health hazard limit. The comparative diagram for the process of ride comfort evaluation is shown in Figure 9. In this graph several curves characterising sensitivity of a human body to vertical vibration (i. e. vertical accelerations) are plotted. In the lower right part of the graph introduces how to use this graph.

We have performed several simulations for various quality of road and also for various driving speeds. In order to estimate the limit of the right comfort propertly, we have used a particular functionality of the used software available in postprocessor. Results of simulation computations of the three-wheeled vehicle driving on various road surfaces quality and their effects on human body sensitivity due to vertical oscillations are listed in Tables 1 to 6.

There are displayed results gradually for 10 km·h$^{-1}$, 15 km·h$^{-1}$, 20 km·h$^{-1}$, 25 km·h$^{-1}$ and 30 km·h$^{-1}$ and for seven road quality.

Tab. 1 – Evaluation of vertical oscillation influence on a human body for driving speed of 10 km·h$^{-1}$

| **10 km·h$^{-1}$** | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Road quality** | **A** | **B** | **C** | **D** | **E** | **F** | **G** |
| **Effective acceleration value $a_{ef}$ [m·s$^{-2}$]** | 0.75 | 1.12 | 0.92 | 0.98 | 2.31 | 3.33 | 3.88 |
| **Limit of oscillation influence $t$ [min]** | 150 | 105 | 138 | 108 | 22 | 8 | 1.2 |

Tab. 2 – Evaluation of vertical oscillation influence on a human body for driving speed of 15 km·h$^{-1}$

| **15 km·h$^{-1}$** | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Road quality** | **A** | **B** | **C** | **D** | **E** | **F** | **G** |
| **Effective acceleration value $a_{ef}$ [m·s$^{-2}$]** | 0.93 | 1.12 | 1.02 | 1.14 | 1.78 | 2.45 | 3.88 |
| **Limit of oscillation influence $t$ [min]** | 135 | 105 | 100 | 102 | 75 | 25 | 1.2 |

Using the Simpack For the vertical direction of the oscillation, we take the eigenfrequency of 3.8 Hz for assessment of the passenger ride comfort. Then, we can found out, how long the passenger of the vehicle could drive it. We have focused on evaluation it from the reduced performance limit point of view.

Tab. 3 – Evaluation of vertical oscillation influence on a human body for driving speed of 20 km·h$^{-1}$

| **20 km·h$^{-1}$** | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Road quality** | **A** | **B** | **C** | **D** | **E** | **F** | **G** |
| **Effective acceleration value $a_{ef}$ [m·s$^{-2}$]** | 1.55 | 1.67 | 1.65 | 1.86 | 2.62 | 3.08 | 3.40 |
| **Limit of oscillation influence $t$ [min]** | 90 | 83 | 87 | 54 | 14 | 8 | 5 |

Tab. 4 – Evaluation of vertical oscillation influence on a human body for driving speed of 25 km·h$^{-1}$

| **25 km·h$^{-1}$** | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Road quality** | **A** | **B** | **C** | **D** | **E** | **F** | **G** |
| **Effective acceleration value $a_{ef}$ [m·s$^{-2}$]** | 2.87 | 2.94 | 2.99 | 3.33 | 4.55 | 4.65 | 4.74 |
| **Limit of oscillation influence $t$ [min]** | 12 | 10.5 | 9 | 8 | 0.92 | 0.82 | 0.75 |

Tab. 5 – Evaluation of vertical oscillation influence on a human body for driving speed of 30 km·h$^{-1}$

| **30 km·h$^{-1}$** | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Road quality** | **A** | **B** | **C** | **D** | **E** | **F** | **G** |
| **Effective acceleration value $a_{ef}$ [m·s$^{-2}$]** | 6.68 | 6.61 | 6.65 | 6.50 | 5.88 | 5.64 | 5.42 |
| **Limit of oscillation influence $t$ [min]** | 0.15 | 0.18 | 0.17 | 0.20 | 0.45 | 0.35 | 0.30 |

Compare now values of effective accelerations for different road quality and different driving speed with the graph in Figure 9. We can identify, that the driving of the vehicle on the road with „*A*“ quality at the speed of 10 km·h$^{-1}$ and 15 km·h$^{-1}$ is comfortable. It corresponds with the designed maximal driving speed. But, if we investigate comfort for greater speed, we can see, that driving on the good quality road is much less comfortable with increasing driving speed. And also, driving of the vehicle on the worse road quality, mainly on the “*F*” and “*G*” is very uncomfortable, even dangerous for human health. It shows important finding. The modification of the power-train of the analysed vehicle is the future intention of its designers. The main addition of such changes in power-train consist in increasing the driving speed of the three-wheeled vehicle up to supposed speed of 30 km·h$^{-1}$, or more eventually. Since there is the assumption of reaching longer endurance distance as well, a driver will spend more time in the vehicle.

As it was proven, the suspension system currently used in the vehicle does not conform to comfort criterion, mainly on roadways with bad quality surfaces. Nay, simulation analyses have shown, that current suspension system is dangerous in terms of ride comfort for passengers. Therefore, from the ride comfort the optimisation of the suspension parameters is necessary to perform. Further research in this field will be focused also on application of advanced functionalities of computational softwares, which means the flexible model of a frame will be applied into the MBS model of the tricycle. One can expect, that the considering the flexibility of a frame can cause greater damping of vibration and after all the level of passenger comfort can be more favourable in comparison to results with a rigid frame. But, such a flexible multibody model requires preparation of a frame model in a finite element software [25, 26], such as, for example Ansys. However, this approach increases time for preparation of a model, increases the computational time and raises requirements of used computational software as well.

Since the designed three-wheeled vehicle is considered as a vehicle, which could be eventually used for common urban operation. Therefore, in addition to just described technical changes modification of the current design of a frame [27] will be necessary to perform in such a way to meet requirements on one hand with regard to passengers' protection against weather conditions (direct sunlight, wind, rain, etc.) and on other hand regarding the improvement its aerodynamic properties.

## 8. CONCLUSION

In this article the new idea of a technical solution of the new designed steering system is presented. As electromobility is currently one of the key factors of reducing of the consumption of fossil natural resources, the design is intended for use on an electric three-wheeled vehicle. Our steering system is designed in order to improve same driving characteristics, particularly the vehicle rollover stability in curves, which is closely related to the passenger's safety. As the essential advantage of this solution there can be considered the fact, that it is purely based on the mechanical principle.

From calculation we found out, that the new designed steering system really allow to improve the rollover stability of a tricycle. It was proved based on the comparison of analyses of the driving these tricycles in a curve at the same driving conditions (speed, curve radius). For implementation of the improving steering system there is necessary to perform same technical modification in such way, that the operation of the electric tricycle with the new steering system will be safe, comfortable and effective.

Through the survey and evaluation method in ISO 2631 international standard, considering the influence of the different road qualities as well as driving speeds, we may reflect comprehensive and accurately how comfortable the passenger feels riding our three-wheeled vehicle. The evaluation of passenger ride comfort of the designed three-wheeled vehicle was performed. Comfort was assessed driving of the vehicle on various roadway surfaces and at various speeds as well. Based on performed computations one can say, what time margin is acceptable for a passenger driving in the analysed vehicle on same or other road surfaces as well as at same or other speed. There was found out, that current parameters of the used suspension system do not meet strict comfort criterion, therefore further optimisation of the suspension system will be necessary.

**REFERENCES**


[1] Huston J. Three wheeled vehicle dynamics. / Huston J. C., Graves B. J., Johnson D. B.// SAE Technical Papers, 1982, pp. 45-58.

[2] Sarkan B. Investigation of exhaust emissions of vehicles with the spark ignition engine within emission control / Sarkan B., Stopka O., Gnap J., Caban J.// Procedia Engineering, Vol. 187, 2017, pp. 775-782.

[3] Skrucany T. Comparison of chosen environmental aspects in individual road transport and railway passenger transport / Skrucany T., Kendra M., Skorupa M., Grencik J., Figlus T.// Procedia Engineering, Vol. 192, 2017, pp. 806-811.

[4] Bureika G. Complex evaluation of electric rail transport implementation in Vilnius city / Bureika G., Steisunas S.// Transport Problems, Vol. 11, No. 1, 2016, pp. 49-60.

[5] Jubin Antony J. Rollover dynamics of a narrow tilting three-wheeled vehicle / Jubin Antony J., Jaybal K.// MATEC Web of Conferences, Vol. 51, 2016, 8 pages.

[6] Barote J. Lateral dynamics simulation of a three-wheeled tilting vehicle / Barote J., Darling J., Plummer A.// Proceedings of the Institution of mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 229, No. 3, 2015, pp. 342-356.

[7] Hauser V. Proposal of a mechanism for setting bogie wheelsets to radial position while riding along track curve / Hauser V., Nozhenko O., Kravchenko K., Loulova M., Gerlici J., Lack T.// Manufacturing Technology, Vol. 17, No. 2, 2017, pp. 186-192.

[8] Hauser V. Proposal of a steering mechanism for tram bogie with three axle boxes / Hauser V., Nozhenko O., Kravchenko K., Loulova M., Gerlici J., Lack T.// Procedia Engineering, Vol. 192, 2017, pp. 289-294.

[9] Hauser V. Impact of three axle boxes bogie to the tram behaviour when passing curved track / Hauser V., Nozhenko O., Kravchenko K., Loulova M., Gerlici J., Lack T.// Procedia Engineering, Vol. 192, 2017, pp. 295-300.

[10] Gerlici J. Contact geometry influence on the rail/wheel surface stress distribution / Gerlici J., Lack T.// Procedia Engineering, Vol. 2, No. 1, 2010, pp. 2249-2257.

[11] Gerlici J. Modified HHT method for vehicle vibration analysis in time domain utilisation / Gerlici J., Lack T.// Applied mechanics and Materials, Vol. 486, 2014, pp. 396-405.

[12] Lack, T. A modified strip method to speed up the calculation of normal stress between wheel and rail / Lack, T., Gerlici, J.// Applied Mechanics and Materials, Vol. 486, 2014, pp. 359-370.

[13] Lack T. A modified strip method to speed up the tangential stress between wheel and rail calculation / Lack T., Gerlici J.// Applied Mechanics and Materials, Vol. 486, 2014, pp. 371-378.

[14] Gerlici J. The stability analysis of two-wheeled vehicle model / Gerlici J., Sakhno V., Yefymenko A., Verbitskii V., Kravchenko A., Kravchenko K.// MATEC Web of Conferences, Vol. 157, 2017.

[15] Istenik R. Influence of the wheels on the automobile dynamics / Istenik R., Barta D., Mucha W.// Komunikacie, Vol. 6, No. 1, 2004, pp. 26 – 28.

[16] Loulova M. Evaluation of the parameters affecting passenger riding comfort of a rail vehicle / Loulova M., Suchanek A., Harusinec J.// Manufacturing Technology, Vol. 17, No. 2, 2017, pp. 224 – 231.

[17] Lack T. Contact area and normal stress determination on railway wheel/rail contact / Lack T., Gerlici J.// Komunikacie, Vol. 7, No. 2, 2005, pp. 38 – 45.
[18] Sakhno V. Lorry convoy stability taking into account the skew of semitrailer axes / Sakhno V., Poliakov V., Timkov O., Kravchenko O.// Transport Problems, Vol. 11, No. 3, 2016, pp. 69 – 76.
[19] Lack T. Modified strip method utilisation for wheel/rail contact stress evaluation / Lack T., Gerlici J.// Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, CM 2012, 2012, pp. 87 – 89.
[20] Lack T. Railway wheel and rail roughness analysis / Lack T., Gerlici J.// Komunikacie, Vol. 11, No. 2, 2009, pp. 41 – 48.
[21] Smetanka L. Analysis of contact stresses of theoretical and worn profile by using computer simulation / Smetanka L., Stastniak P.// Manufacturing Technology, Vol. 17, No. 4, 2017, pp. 580 – 585.
[22] Gerlici J. Slipping and Skidding occurance probability decreasing my means of the friction controlling in the Wheel/Braking Pad and wheel-rail contacs / Gerlici J., Gorbunov M., Kravchenko K., Domin R., Kovtanets M., Lack T.// Manufacturing Technology, Vol. 17, No. 2, 2017, pp. 179 – 186.
[23] ISO 8608:2000. Mechanical vibration. Road surface profiles. Reporting of measured data.
[24] ISO 2631:1997. Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part I: general Requirements. International Organization for Standardization.
[25] Gerlici J. Assessement of innovative methods of the rolling stock brake system efficiency increasing / Gerlici J., Gorbunov M., Kravchenko K., Prosvirova O., Lack T., Hauser V.// Manufacturing Technology, Vol. 18, No. 1, 2018, pp. 35 – 38.
[26] Suchanek A. The downhill braked railway wheel structural analysis by means of the ANSYS multiphysics program system package / Suchanek A., Harusinec J.// Manufacturing Technology, Vol. 15, No. 1, 2015, pp. 945 – 950.
[27] Harusinec J. Design of a prototype frame of an electrically driven three-wheel vehicle / Harusinec J., Suchanek A., Loulova M., Kurcik P.// MATEC Web of Conferences, to be published, 2019.

**УДК 621.891**

# КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СТЕНДОВЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК В КОНТАКТЕ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ

**GERLICI Juraj, ГОРБУНОВ Николай,**
**КРАВЧЕНКО Екатерина, КОСТЮКЕВИЧ Александр**

В статье рассматривается проблема и важность исследования параметров взаимодействия колеса с рельсом. Произведен анализ стендового оборудования для проведения исследований. Условно методы проведения исследований разбиты на 3 групп: физические и математические модели, натурные стенды, полевые испытания. Предложены технические решения по модернизации стендового оборудования разного типа и представлены результаты экспериментальных исследований на некоторых из них. Для приближения стендового оборудования к реальным условиям эксплуатации предлагается охлаждать поверхность рельсового катка за счёт использования трубки Ранка-Хилша; для имитации жесткости рельсового пути на стенде эффективно использовать листовые рессоры. Проведенные испытания на машине трения показали эффективность электризации песка при подаче её в контакт трибосистемы.

## 1. ВВЕДЕНИЕ

В условиях повышения мобильности пассажиров и грузов приоритетной задачей ставится высокая скорость и безопасность движения. С развитием скоростного движения железнодорожный транспорт занимает лидируюшие позиции на рынке транспортных услуг. Появляется необходимость в разработке и доведении до эксплуатации нового подвижного состава, который бы при высокой скорости обеспечивал безопасную и стабильную работу. Взаимодействие колеса с рельсом играет фундаментальную роль при определении поведения железнодорожного транспортного средства в движении с точки зрения стабильности и безопасности работы. Контактная механика колесо-рельс являются одним из наиболее важных и сложных вопросов в железнодорожном машиностроении, что вызванно не постоянностью условий взаимодействия [1, 2, 3].

Изучению явлений, которые протекают в контакте колеса с рельсом посвещено много теоретических и экспериментальных работ, основанных на компьютерном моделировании, полевых и стендовых испытаниях [3, 4, 5]. Проведение полевых испытаний не всегда оправдано. Это вызвано дороговизной проведения опытов, нарушением или изменением графика движения поездов, что неблагоприятно сказывается на коммерческой работе железной дороги. Кроме того, когда такие испытания проводятся на новых поездах, особенно с инновационными дизайнерскими решениями, то возможен высокий уровень риска для безопасности пути и персонала, участвующего в тестировании. Стендовые установки, имитирующие движение колеса по рельсу, являются хорошей альтернативой для проведения экспериментов, благодаря их высокой управляемости и гибкости. Они были использованы в железнодорожном научном сообществе на протяжении более

одного века для проверки теории контакта, оптимизации системы подвески, тестирования новых компонентов, концепции и т.д. Роль, которую они играют в развитии железнодорожной отрасли становится все более и более важной.

## 2. ЦЕЛЬ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ РАБОТЫ

Адекватность полученных результатов на стендовом оборудовании определяется точностью воспроизведения реальных условий эксплуатации, таких как пятно контатка, условия нагружения, загрязнения контакта и др. Для определения дальнейшего направления развития и усовершенствования стендового оборудования, получения более точных и достоверных результатов необходимо проведение анализа конструкций, параметров и принципов имитации того или иного явления на стенде. В статье предлагается проведение анализа конструкций, усовершенствование стендового оборудования и уточнение результатов экспериментальных исследований.

## 3. АНАЛИЗ СТЕНДОВАХ УСТАНОВОК ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕХАНИКИ ПРОЦЕССОВ В ТРИБОКОНТАКТЕ КОЛЕСО – РЕЛЬС

За многолетний период эксплуатации железнодорожных тяговых единиц накоплен богатейший практический материал по проведению экспериментальных исследований. Научно-исследовательскими институтами и лабораториями [1, 4, 5] установлено, что безопасность и технико-экономические показатели поездов зависят от взаимодействия колеса с рельсом. Процессы в контакте “колесо-рельс” определяют реализуемую силу тяги по сцеплению, тормозные качества и скорость движения локомотива, а, следовательно, провозную и пропускную способность участков, износ колесных пар и рельсов, надежность подвижного состава и пути. При создании новых единиц подвижного состава большое внимание уделяется изучению процессов, происходящих в зоне фрикционного контакта “колесо-рельс”.

Все экспериментальные исследования разделяются на 3 основные группы [3]:

– физическое и математическое моделирвоание в лабораторных условиях (масштабное оборудование, лабораторные стенды);

– стендовые установки с натурными образцами (стенд «колесо-рельс», катковые стенды с одним колесом, колёсной парой, тележкой или полностью с кузовом);

– полевые испытания на участках железных дорог с существующими типами подвижного состава (в реальных условиях с реальныи подвижным составом).

Испытания на лабораторных стендах позволяют выделить влияние отдельных изучаемых факторов на процесс сцепления. Однако идентифицировать с достаточной для практики точностью условия сцепления фрикционной пары “колесо-рельс” на стендовой установке, а также реальную картину их взаимодействия в процессе эксплуатации локомотивов до настоящего времени не удавалось. Причиной этого является неточность условий подобия модели и натуры из-за недостаточности знаний о физической картине сцепления и степени влияния на нее различных факторов. В настоящее время при проведении опытов с моделями

возможно получение лишь качественной картины сцепления, например, распределения зон сцепления и скольжения, влияния режима приложения нагрузок на проскальзывание пар трения, влияния промежуточных слоев на характеристики трения [5, 6].

При использовании масштабного оборудования, по мнению многих исследователей, получаются завышенные значения коэффициента трения по сравнению с коэффициентом сцепления [4, 5]. В то же время, испытания на масштабных устройствах сравнительно дешевы и требуют меньших затрат времени как на подготовку экспериментов, так и на их проведение. Использование масштабного оборудования оправдано при проведении сравнительных испытаний.

Для переноса результатов, полученных с помощью таких устройств на эксплуатационные условия, необходимо учитывать масштабные эффекты. Сделать это можно, например, установив взаимосвязь коэффициентов трения и сцепления. Пример такой зависимости приведен на рис. 1 [5].

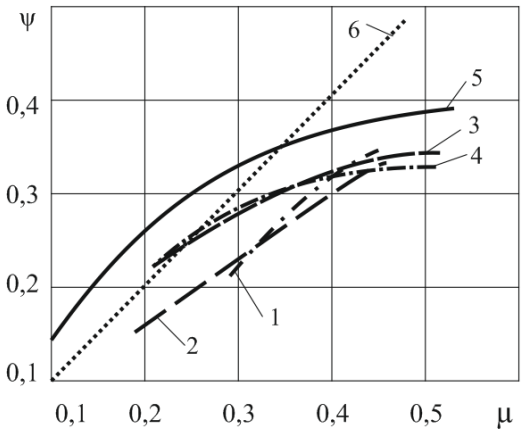



Рис. 1 – Связь между коэффициентами сцепления электровозов с рельсами в момент их трогания и коэффициентом трения, измеренным по центральной части дорожки катания колеса по рельсу: 1-для ВЛ8; 2-для ВЛ23; 3 – для ВЛ60к; 4 – для ВЛ60х; 5 – по данным Колинза и Причарда; 6 – линия прямой пропорциональности

При испытаниях на катковых стендах локомотив устанавливается на «бегущий путь» из вращающихся катков, соединенных с тормозным устройством, имитирующим сопротивление состава. Сила тяги измеряется динамометром, катки приводятся во вращение от двигателя. При использовании катковых стендов важно знать, насколько точно они воспроизводят реальные условия контактирования и какова достоверность результатов, проводимых на нем экспериментов.

Существующие катковые стенды в зависимости от назначения классифицируются на стенды для:

- исследования тягово-экономических показателей локомотивов;
- обкаточно-прочностных испытаний единиц подвижного состава;
- испытаний взаимодействия колес с рельсами;

– исследования колебаний единиц подвижного состава;

– комплексных исследований единиц подвижного состава.

Катковые испытательные стенды являются динамическими имитаторами пути, позволяющими проводить «ходовые» испытания подвижного состава в лабораторных условиях. На стендах воспроизводятся важнейшие геометрические и физические параметры пути, в том числе и моделирующие геометрические отклонения, которые вызывают соответствующие реакции в подвижном составе. Однако стенды, имитирующие рельсовый путь с помощью катков, не позволяют воссоздать достаточно полно процесс сцепления колеса с рельсом в связи с нарушением реальных условий сцепления, в частности, предельных скоростей скольжения и напряженного состояния взаимодействующих частиц на площади контакта из-за:

– уменьшения номинальной площади контакта пары «колесо-каток» по сравнению с парой «колесо-рельс» (например, при диаметре катка 1,05 м площадь контакта сокращается на 35 % вследствие продольной кривизны катка, отсутствующей на реальном рельсовом пути [3, 4]);

– увеличения эффективной конусности вогнутого профиля поперечного сечения бандажа при его опирании на катки по сравнению с действительностью, а, следовательно, уменьшения критической скорости движения на испытательном стенде;

– непостоянства поля линейных скоростей по высоте катка, что приводит к смещению контактных поверхностей к центру катка;

– взаимодействие ролика с колёсом приводит к его нагреву и, соответсвенно, к изменению коэффициента трения при повторных (цилических) наездах.

А связи с этим при конструировании стендовой установки очень важно предварительно смоделировать и выполнить правильный подбор размеров, материала и профиля деталей, которые имитируют реальные объекты. В различных конструкциях стендовых установок рельс имитируется по-разному. В зависимости от его исполнения стенды различают на:

– стенды, в которых каток, имитирующий рельс, расположен под колесом;

– стенд, в котором каток, имитирующий рельс, расположен сбоку от колеса;

– стенд, в котором колесо расположено внутри кольца, которое имитирует рельс;

– стенд, в котором колесо движется по кольцу, которое имитирует рельс;

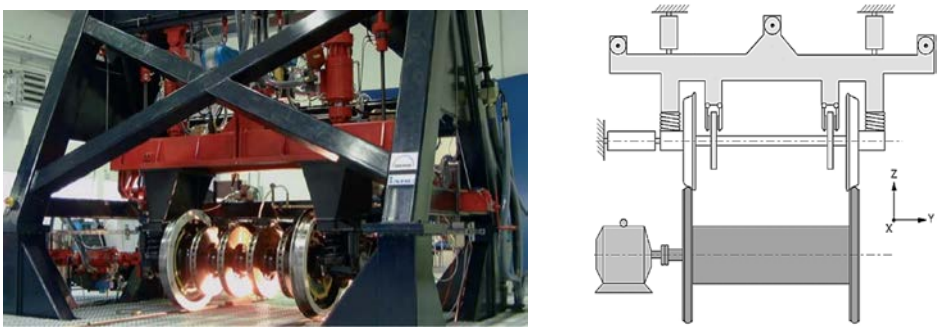
– стенды, в которых колесо и рельс выполнены в натуральную величину.

Также к средствам изучения поведения контакта трибосистемы «колесо-рельс» относятся трибометры и машины трения:

- лабораторные;
- самостоятельно перемещающиеся;
- перемещаемые транспортным средством;
- перемещаемые подвижным составом.

*Стенды, в которых каток, имитирующий рельс, расположен под колесом в вертикальной плоскости.*

*Катковый стенд с роликом, расположенным под колесом. Roller rig at DB Systemtechnik (Германия) [6]*. Для повышения эффективности исследований в области материаловедческих аспектов системы колесо — рельс Исследовательско-технологическим центром DBAG (FTZ) совместно с компаниями Renk (Аугсбург), и IABG (Оттобрунн) разработан и введен в эксплуатацию испытательный стенд (рис. 2, а), работающий по принципу каткового. Стенд позволяет моделировать различные режимы работы системы колесо — рельс. Основу нового стенда составляет колесная пара, катящаяся по приводимым в движение роликам с профилем рельса (рельсовому блоку) и имеющая возможность смещения по трем осям (рис. 2. б). Рельсовый блок представляет собой два диска, соединенных между собой жестким на скручивание полым валом, на которые напрессованы кольца с профилем рельса типа 60E2 1:40.




а б

Рис. 2 – Катковый стенд (DB Systemtechnik):
а – общий вид стенда; б - кинематическая схема моделирующего испытательного стенда

Основные виды проводимых исследований:

– Износ и усталость в контакте вращающихся поверхностей;

– Испытания со смазкой с скольжением при торможении;

– Акустический анализ, шум качения, визг, шум качения, оценка шумо-поглощения колеса;

– Вибрационный анализ;

– Испытания с использованием системы диагностики колесных пар и подшипников;

– Тестирование систем диагностики колесных пар и компонентов пути.

*Один из стендов Китая [7]*, на котором производят исследование сцепления колеса с рельсом представлен на рис. 3 а. На стенде установлено колесо, имитирующее половину веса рельсового транспортного средства. Колесная пара приводится в действие мотором с мощностью 800 кВт. Пара роликов испытательного стенда, которые имитирует рельсы с секцией UIC60, приводит в движение тестируемый генератор, чтобы создать устойчивый крутящий момент

против крутящего момента колесной пары, приводимой в движение двигателем. Ролики не только вращаются, чтобы имитировать различную скорость движения поезда, но и вибрируют независимо друг от друга в вертикальном и боковом направлениях, чтобы имитировать неровности колеи.

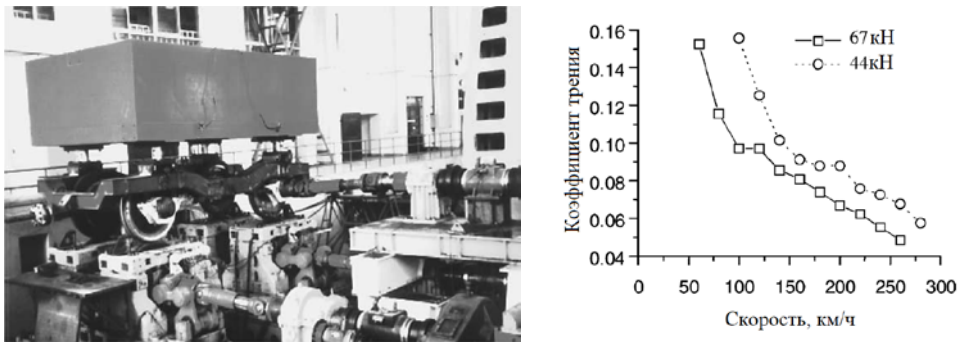
Сигналы возбуждения роликов являются периодическими или случайными, с максимальной частотой 30 Гц и максимальной амплитудой ± 10 мм. Скорость вращения роликов точно измеряется двумя датчиками. Крутящие моменты получены с помощью измерителей крутящего момента. Условия контакта колеса с рельсом были выбраны следующим образом:

1. Расчётные скорости: от 0 до 280 км/ч.

2. Вертикальные нагрузки на ось: 44, 67, 88, 110 и 135 кН.

3. Поверхностные загрязнения взаимодействующих поверхностей: сухие, обработанные водой и маслом.

Пример получаемых результатов на стенде предствлаен на рисунке 3 б.




а б

Рис. 3 – Стендовая установка: а – внешний вид; б – пример результатов эксперимента (зависимость коэффициента сцепления от скорости при разной осевой нагрузке)

*Стенд, выподненный с колесом и рельсом натуральной величины.* На кафедре железнодорожного транспорта ВНУ им. В. Даля (Украина) для исследования тягово-сцепных качеств локомотивов разработан стенд «колесо-рельс» (рис. 4, 5) [2, 3]. Принцип работы стенда следующий: маховик 2 (рис. 4) с помощью двигателя 1 разгоняется до заданной скорости. После разгона маховика, с помощью мультипликатора 3 заполняются полости гидротрансформатора 4. Крутящий момент через карданный вал 5 и тяговый редуктор 6 передается на колесо 7. Необходимая нагрузка на колесо обеспечивается гидроцилиндром через элементы рессорного подвешивания. Поскольку колесо 7 прижато к рельсу 9, то возникает сила сцепления, которая пытается сдвинуть рельс 9. Сопротивление перемещению рельса создается с помощью магниторельсового тормоза 8. Вертикальные и горизонтальные колебания имитатора рельсового пути, создаются устройством, содержащий листовые рессоры.

Стенд позволяет исследовать реализацию силы сцепления при разгоне, буксовании и юзе в прямых и кривых участках пути. При этом задаются: динамические вертикальные и горизонтальные усилия в контакте, поперечное

смещения колеса относительно рельса, угол набегания, колебания крутящего момента привода, фрикционное состояние контакта колеса с рельсом. Возможно моделирование вертикальных колебаний рельсового пути, изменение характеристик подрельсового основания, генерация поперечных колебаний рельса, учет просадки рельсовых нитей в вертикальной плоскости. При таком исполнении стенда максимальная скорость, реализуемая стендом – 5 км/ч, при замене рельса на каток – 40 км/ч.

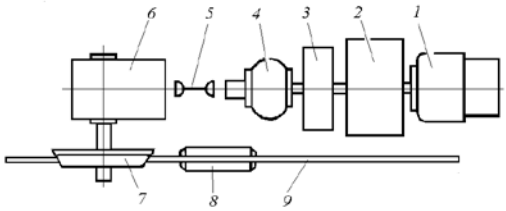
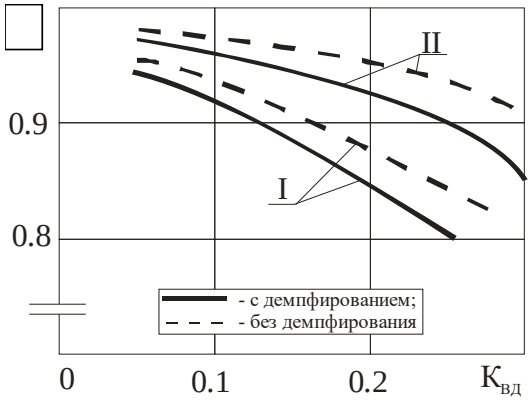



Рис. 4 – Принципиальная схема стенда






а б

Рис. 5 – Общий вид стенда - а, результаты эксперимента на стенде – зависимость коэффициента запаса по сцеплению от горизонтальных поперечных скольжений (при разном модуле упругости подрельсового основания в вертикальной плоскости I – $U_В$ = 10 МПа, II – $U_В$ = 26 МПа, коэффициент демпфирования подрельсового основания f = 60 кН·с/м$^2$) - б

Эксперименты на стенде показали, что при исследовании влияния горизонтального поперечного скольжения на коэффициент запаса по сцеплению необходимо учитывать упругие свойства подрельсвого основаная, т.к. они влияет на окончательный результат (рис. 5, б). Под коэффициентом запаса по сцепелнию τ равного отношению разности критического скольжения $\varepsilon_{кр}$, скольжений $\varepsilon_0$ (соответствует коэффициенту тяги) и среднего значения флуктуаций скорости скольжения $\Delta\varepsilon$ к разности $\varepsilon_{кр}$ и $\varepsilon_0$, предполагают критерий оценки тяговых качеств подвижного состава:

$$\tau = \frac{\varepsilon_{кр} - \varepsilon_{o} - \Delta\varepsilon}{\varepsilon_{кр} - \varepsilon_{o}}. \quad (1)$$

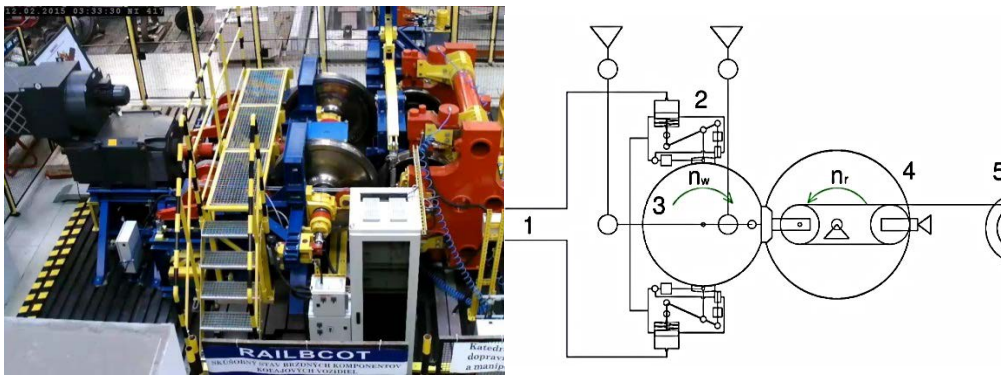
Знаменатель выражения (1) характеризует абсолютный запас по скольжению контакта при отсутствии кинематических и динамических возмущений, а числитель – при наличии реальных возмущений.

*Стенд, в котором каток, имитирующий рельс, расположен сбоку от колёса.*

От наличия эффективной тормозной системы в значительной степени зависит безопасность движения и стабильность работы железнодорожного транспорта. Условия взаимодействия колёсной пары с рельсовой колеёй предопределяют реализуемую тормозную силу. С ростом скорсотей движения вопрос усовершенствавания и повышения эффективности тормозной системы стал весьма актуален. В связи с этим на кафедре транспорта и подъёмно-транспортных машин Жилинского университета (Словакия) разработан стенд RAILBCOT для исследования работы тормозных элементов с учетом разных условий эксплуатации (рис. 6) [8, 9].

В процессе исследований на стенде регулироваться:

- ширина колеи,
- угол атаки,
- боковые силы,
- нагрузка на ось.




а б

Рис. 6 – Катковый стенд RAILBCOT: а – внешний вид; б – принципиальная схема

*Конструкция стенда (рис. 6, б).* Колёсная пара (3) прижимается к ведомому ролику (имитатор рельсового пути) (4) с помощью нагружающего механизма (5), который состоит из набора роликов. Величина силы прижатия устанавливается в зависимости от числа сегментов блока (6). На испытательном стенде можно смоделировать нагрузку колеса до 25 тонн на ось. Тормозное усилие создаётся тормозным блоком (2), который закреплён в держателе на раме. Тормозной блок управляется с помощью сжатого воздуха, который подается через гибкий шланг (1). Стенд для испытаний в базовой версии оборудован датчиками силы (2 усилия на

колесах, 2 силы в направлении движения, 2 боковые силы рамы, 4 нормальные силы торможения и 4 тангенциальные силы торможения), а также датчики оборота колеса и датчики рельса. Пример результатов экспериментальных исследований представлен на рис. 7.

При взаимодействии ведомого ролика (4) с колесом, особенно при имитации больших скоростей движения, как и для всех катковых стендов, температура поверхностей колеса и ролика повышается. В реальных условиях эксплуатации изменение температуры рельса наблюдается в большинстве случаев при значительных изменениях температуры окружающей среды или под воздействием солнечных лучей. Авторами статьи предлагается производить охлаждения ведомого ролика (4), что позволит приблизить стендовые исследований к реальным условиям эксплуатации. Охлаждение предлагается осуществлять за счет использования трубки Ранка-Хилша. Конструкция такой трубки предполагает разделение воздушного потока на два потока – «горячий» и «холодный». Перепад температуры может колебаться в широких диапазонах, например от $+\ 20\,^{o}C$ (горячий поток) до $-\ 50^{o}C$ (холодный поток) и более. Преимущество конструкции трубки Ранка-Хилша – простота и небольшие размеры.

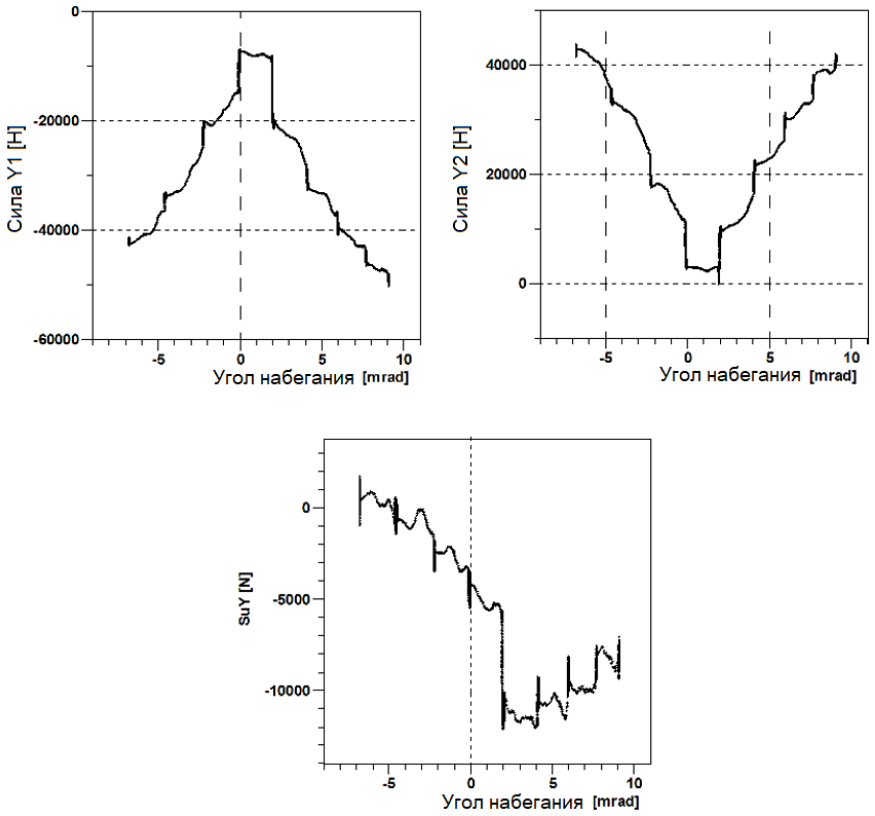
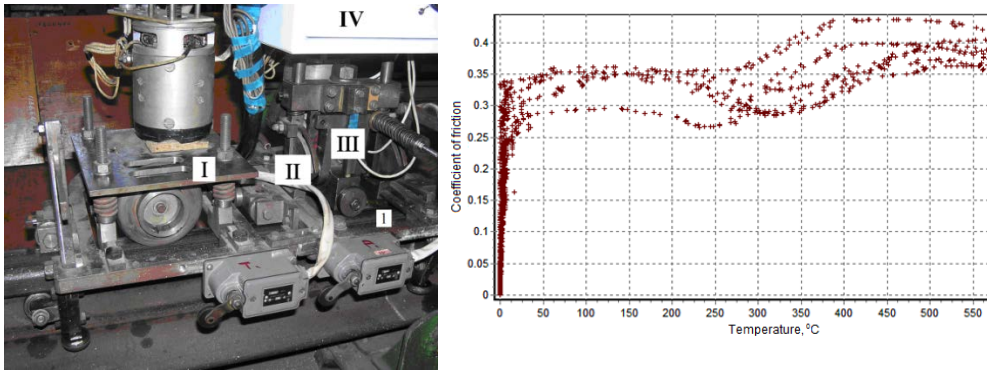



Рис. 7 – Экспериментальные зависимости направляющих сил Y1 и Y2 и суммарной силы Y от угла набегания

*Машина трения для исследования фрикционных характеристик трибоконтакта.* На кафедре железнодорожного транспорта Восточноукраинского национального университета имен Владимира Даля разработана оригинальная машина трения [2]. В настоящее время машина трения работает в лабораторных условиях. Испытания проводятся на реальном рельсе. Данная машина трения позволяет производить исследования по оценке:

- загрязнений в контакте колеса с рельсом (вода, масло, песок и др.);
- структуры материалов колёс и его влияния на параметры взаимодействия;
- внешних случайных и принудительных воздействий на контакт (охлаждённый воздух, озонированный воздух, электризованный песок, шлак и др.)

Функционально машина состоит из тележки (рис. 8) с размещенными на ней разгонным устройством (I), ориентирующим узлом (II), измерительным узлом (III), а также микропроцессорным измерительным блоком (IV).




а б

Рис. 8 – Общий вид машины трения – а; образец получаемых результатов – б

Методика проведения экспериментов предусматривает приложение к рабочему ролику 1 (рис. 8, а) заданного вертикального усилия. Затем с помощью разгонного устройства I машина трения разгоняется до заданной линейной скорости. Далее к ролику 1 прикладывается крутящий момент, который постепенно наращивается до срыва ролика в боксование.

Измеряемыми параметрами являются:

- вертикальная нагрузка на ролик;
- сила трения ролика о рельс;
- угловая скорость вращения ролика;
- линейная скорость перемещения машины трения.

По этим данным, расчетным путем строится зависимость коэффициента трения качения со скольжением от температуры в контакте рис. 8, б. Данная зависимость может быть использована в разработанной оригинальной математической модели для прогнозирования характеристики сцепления.

Преимущества:

- просто управлять фрикционными условиями контактирования, путем контролируемой подачи в контакт исследуемых веществ;

• возможно моделирование всех видов движения: тяга, торможение, боксование, юз;

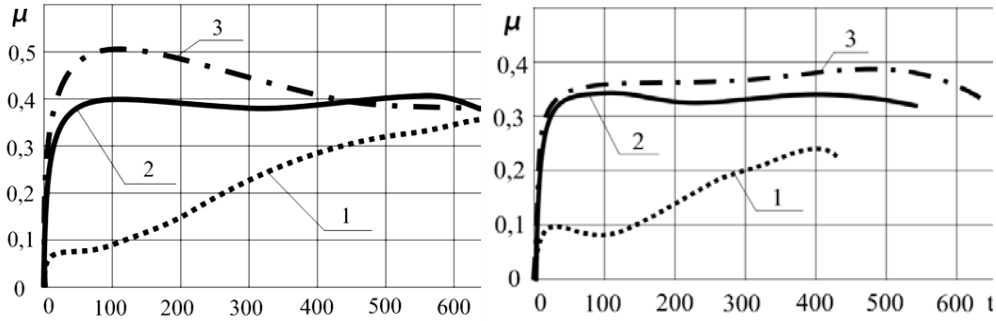
• разработана математическая модель, которая позволяет по экспериментальным зависимостям получить характеристику сцепления;

• повторные эксперименты могут быть проведены в короткий период времени.

Недостатки:

• скорость движения машины ограничена 10 м/с;

По результатам экспериментальных исследований установлено, что подача наэлетризованного песка на замасленные рельсы позволяет повысить коэффициент трения в контакте с 0,25 до 0,4, а на рельсах покрытых водой с 0,35 до 0,5 (рис. 9). В сравнении с подачей неэлектризованного песка коэффициент трения для замасленных рельс повышается на 16 %, для покрытых водой на 20 % [2].




а б

Рис. 9 – Зависимость коэффициента трения от температуры при подаче электризованного песка на: а – рельсы покрытые водой; б – на замасленные рельсы 1 – без песка; 2 – с подачей песка; 3 – с подачей электризованного песка

## 4. ВЫВОДЫ

Взаимодействие колеса с рельсом играет фундаментальную роль при определении поведения железнодорожного транспортного средства в движении с точки зрения стабильности и безопасности работы. Изучению явлений, которые протекают в контакте колеса с рельсом посвещено много теоретических и экспериментальных работ, основанных на компьютерном моделировании, полевых и стендовых испытаниях. Стендовые установки, имитирующие движение колеса по рельсу, являются хорошей альтернативой для проведения экспериментов, благодаря их высокой управляемости и гибкости. Они были использованы в железнодорожном научном сообществе на протяжении более одного века для проверки теории контакта, оптимизации системы подвески, тестирования новых компонентов, концепции и т.д. Роль, которую они играют в развитии железнодорожной отрасли становится все более и более важной.

На основе проведенного анализа конструкций стендовых установок выявлены основные их преимущества и недостатки, а также пути дальнейшего развития и совершенствования стендовых установок. Для исследования и изучения

проблемы сцепления колеса с рельсом эффективнее применять стендовые установки с натурными образцами колёс или рельс.

Для приближения стендовых исследований к реальным условиям эксплуатации в статье предлагается производить охлаждения рельсового катка. Охлаждение предлагается осуществлять за счет использования трубки Ранка-Хилша. Преимущество конструкции трубки Ранка-Хилша – простота и небольшие размеры.

Согласно проведенных экспеоиментальных исследований на машине трения установлено, что подача наэлетризованного песка на замасленные рельсы позволяет повысить коэффициент трения в контакте с 0,25 до 0,4, а на рельсам покрытых водой с 0,35 до 0,5 (рис. 8). В сравнении с подачей неэлектризованного песка коэффициент трения для замасленных рельс повышается на 16 %, для покрытых водой на 20 %.

**ЛИТЕРАТУРА**


[1] Bosso N. Mechatronic Modeling of Real-Time Wheel-Rail Contact / Bosso N., Spiryagin M., Gugliotta A., Somà A.// Springer, Berlin, 2013 - 132 p.

[2] Gorbunov M. The effect of the electrification of sand on the interaction off riction in tribological contact / Gorbunov M., Kostyukevich A., Kravchenko K., Kovtanets M. // Transport Problem International Scientific Journal, Volume 6, Issue 4, Polsha, 2010, pp. 423 – 431.

[3] Кравченко Е.А. Усовершенствование испытательно-измерительного комплекса для исследования сцепления колеса с рельсом / Е.А. Кравченко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, Науковий журнал – електронне наукове фахове видання №4, 2009. – Режим доступа : http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/vsunud/2009-4E/09keaksr.htm.

[4] Лужнов Ю. М. Сцепление колес с рельсами (природа и закономерность)», М., Интекс, 2003 – 144 с.

[5] Костюкевич А.И. Численная и экспериментальная идентификация процесса сцепления колес локомотива с рельсами: автореф. дис. … к. т. н.: 05.22.07 / А.И. Костюкевич. – Луганск: 1991. – 21с.

[6] Liu B. Study of rail vehicle dynamics and wheel-rail contact using full-scale roller rigs, Doctoral Dis-sertation, Politecnico di Milan, Milan, 2016 - 103 p.

[7] Zhang W. Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig / Zhang W., Chen J., Wu X., Jin X. // Wear, 253, 2002, pp. 82 – 88.

[8] Gerlici J. Rail vehicles wheels and brake blocks wear laboratory test stand utilization / Gerlici J., Lack T., Harušinec J. // Prace Naukowe. Transport: Analiza i ocena elementów systemów transportowych, 101, 2014, pp. 21-32.

[9] Gerlici J., Realistic simulation of railway operation on the RAILBCOT test stand / Gerlici J., Lack T., Harušinec J. // Applied Mechanics and Materials, 486, 2014 - pp. 387–395.


**DESIGN FEATURES OF RIG FOR THE STUDY OF CHARACTERISTICS IN THE CONTACT OF A WHEEL WITH A RAIL**


The article discusses the problem and importance of the study of the parameters of interaction between the wheel and the rail. The analysis of the test rig equipment for conducting

research was carried out. Conventionally, the methods of conducting research are divided into 3 groups: physical and mathematical models, full-scale test rigs, field tests. Technical solutions for the modernisation of the rig equipment of different types are proposed and the results of experimental studies using some of them are presented. For the approximation of rig equipment to the real conditions of operation it is proposed to cool the rail rollers through the use of the Rank-Hilsh tube; to simulate the stiffness of the track on the rig it is effective to use leaf springs. Tests on a friction machine showed the effecti-veness of sand electrification when supplying it into the contact of tribosystem. A lot of theoretical and experimental works based on computer modeling, field and rig tests are dedicated to the study of the phenomena that occur in the contact of the wheel with the rail. Field testing is not always justified. This is due to the high cost of conducting experiments, interruption or rescheduling of the railway traffic, which adversely affects the commercial operations of the railway. The analysis of the test rigs structurs allowed us to establish their main advantages and disadvantages, and the ways of further development and improvement of test rigs. For the approximation of rig tests to the real conditions of operation it is proposed to cool the rail rollers. Cooling is proposed to do using the Rank-Hilsh tube. The advantage of this design is simplicity and small size. According to the conducted experimental studies on the friction machine it is established that the electrified sand supply on greasy rails allows to increase the coefficient of friction in the contact from 0.25 to 0.4, and on the rails covered with water - from 0.35 to 0.5. Supply of electrified sand compared to the non-electrified sand supply allows to increase the coefficient of friction for a greasy rail by 16 %, for covered with water - 20 %.

**УДК 681.3, 621.3**

# ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИЙ АНАЛІЗ BIG DATA ПРИ ДІАГНОСТИЦІ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

**ВИЧУЖАНІН Володимир, РУДНІЧЕНКО Микола, ШИБАЄВА Наталя, ШИБАЄВ Денис**

У статті представлені результати розробки і дослідження моделі інтелектуального аналізу діагностичних даних великого обсягу про стан складного технічного обладнання на транспорті, що знаходиться в різних експлуатаційних умовах, на базі використання методу дерев рішень. Для опису великих обсягів даних запропонована концепція на базі формування схеми метаданих на основі логічного розбиття всіх технічних діагностичних даних по вихідних змінних. Розроблено функціонал оцінки технічного стану елементів технічних систем на транспорті на основі застосування методів оцінки структурних і функціональних ризиків відмов. Проведено збір, очищення, агрегування і аналіз великих обсягів різнорідних діагностичних даних за показниками технічного стану обраної моделі суднового двигуна внутрішнього згоряння. Наведено результати оцінки точності класифікації вхідних наборів даних створеними моделями дерев прийняття рішень для ефективного структурування та представлення даних з метою забезпеченнях виконання процедур їх подальшого аналізу. В результаті використання розробленої моделі інтелектуального аналізу великих обсягів різнорідних діагностичних даних про стан складного технічного обладнання на транспорті знижено тимчасові витрати і підвищена ефективність проведення аналітичних операцій з дослідження даних для вирішення задач діагностики і прогнозування технічного стану складних систем.

## 1. ВСТУП

В даний час спостерігається стійка тенденція активного розвитку програмної і апаратної інфраструктури сучасних технічних систем на різних видах транспорту. Багато в чому це обумовлено підвищенням вимог до забезпечення необхідного рівня автоматизації оперативних процесів транспортних засобів: підтримки процесів навігації руху; діагностики відмов технічних систем; формалізації зовнішніх впливів з боку навколишнього середовища; обміну інформацією між бортовими системами за допомогою використання бездротових технологій і пристроїв [1]. Подібні особливості впливають на зростання загального рівня інформатизації засобів транспорту. Це обумовлює необхідність використання ефективних інформаційних вимірювальних систем, засобів і каналів зв'язку, що дозволяють здійснювати знімання і передачу чисельних значень параметрів функціонування елементів технічних систем в режимі реального часу [2]. У зв'язку з цим збільшується число джерел даних, що істотно впливає на обсяги переданої та оброблюваної інформації різних типів [3]. У разі, коли обсяги формованих даних перевищують десятки і сотні гігабайт, доцільним є застосування підходів і технологій обробки великих даних (Big Data), тому що класичні методи, алгоритми і системи управління базами даних (СУБД) не завжди здатні ефективним чином здійснювати необхідні процеси [4-6].

В даний час для забезпечення процесів обробки і аналізу Big Data активно застосовуються рішення на основі моделі розподілених обчислень Map Reduce, що дозволяє забезпечити паралельну обробку даних і збільшити швидкість проведення

обчислювальних операції [7-9]. Завдяки використанню розподіленої файлової системи (HDFS) стає можливим гнучка організація процесів обробки і згортки даних на керуючий сервер. Перевагами даного підходу є автоматизація розподілу обчислювальних вузлів на кластери в рамках комп'ютерної мережі, що дозволяє задіяти обчислювальні можливості необмеженого числа хостів, імплементація алгоритмів резервування даних для забезпечення надійності їх зберігання, а також підтримка програмних реалізацій для більшості сучасних мов програмування високого рівня [10-12]. Істотними недоліками даної моделі є трудомісткість організації обробки потокових даних в режимі реального часу, складність в розгортанні системи в разі наявності не досить стабільного каналу передачі даних з низькою пропускною здатністю, ресурсномістка процедура візуалізації даних по ітераціях їх обробки, а також у разі наявності великої кількості коротких он-лайн транзакцій. Наведені особливості є характерними для сучасних технічних систем на транспорті. Тому імплементація даної моделі не завжди є виправданою і ефективною, вимагає відповідної модифікації [13].

Відомо, що при збільшенні довжини SQL команд на агреговані операції пошуку, вибірки, вставки і збереження даних в реляційних СУБД, зростає складність формування транзакційних запитів до баз даних (БД). Залежно від використовуваних апаратних ресурсів, це може істотно знижувати швидкодію і ефективність обробки даних в режимі реального часу. Тому, у якості сховищ Big Data доцільним на практиці є використання не реляційних БД (NoSQL), таких як MongoDB, Redis, HBase, Firebase і ін. [14]. Переваги використання NoSQL в рамках забезпечення процесу обробки Big Data обумовлено факторами: високий рівень гнучкості в забезпеченні необхідного рівня масштабування даних; відсутність обмежень на збережені типи даних; підтримка зручного для обробки моделі представлення даних «ключ-значення»; наявність документно-орієнтованого підходу. На відміну від фінансових і соціальних даних для великих обсягів технічної інформації характерна статичність і стабільність, тому що значну частину часу експлуатації транспортної технічної системи (ТТС) в штатних умовах її параметри різко не змінюються. Така специфіка обумовлює необхідність постійної реорганізації даних з метою виключення малоінформативних масивів і застосування статистичних аналітичних процедур, необхідних для узагальнення та агрегації змістовної інформації, що вимагає додаткових обчислювальних ресурсів і операцій [15]. Це необхідно для більш економічного використання виробничих потужностей обчислювальних засобів і зниження витрат часу на процеси аналізу даних [16]. Для вирішення подібних завдань доцільним є розробка аналітичного блоку, що реалізує парсинг і класифікацію даних з метою їх стиснення у вигляді окремого вузла, що зручно при імплементації мікросервісной архітектури.

Важливим завданням при обробці великих обсягів даних, що формуються в процесі функціонування компонентів (датчиків зняття динамічних параметрів елементів системи, модулів збору і передачі даних, керуючих модулів і ряду інших) сучасного транспортного засобу, є ефективна сегментація і кластеризація інформації на окремі фрагменти (безлічі) на базі використання ієрархічних і не ієрархічних алгоритмів [17]. Перевагою даного підходу є можливість проведення більш точного аналізу даних шляхом паралельного використання різних типів моделей для кожного з виділених множин, що дозволяє здійснювати зіставлення і

аналіз адекватності кожної з них, а також сприяє зменшенню кількості виконаних обчислювальних операцій по обробці цілого масиву даних.

Актуальним напрямом є дослідження можливостей структурування і стислого представлення даних ТТС, що надходять від вимірювальних засобів та технічної документації для забезпечення можливостей їх подальшої обробки та аналізу. Отримані моделі можуть інтегруватися в проектовані системи підтримки прийняття рішень на основі використання методів штучного інтелекту для вилучення із зібраних даних нових корисних знань і виявлення прихованих закономірностей (Data mining) [18]. Подібні системи дозволять знизити витрати часу на ряд аналітичних операцій, дозволяючи в автоматичному режимі проводити оцінку різних сценаріїв експлуатації ТТС, їх підсистем та функціональних компонентів, будувати аналітичні моделі і створювати прогноз технічного стану системи в рамках адекватного горизонту планування. Ефективність організації процесу Data mining для Big Data істотно залежить від типу уявлення даних, їх узгодженості, якості очищення, цілісності, впорядкованості та деталізації. В даний час існує значна кількість підходів, що дозволяють проектувати системи, що мають змогу навчатися у процесі своєї роботи, для автоматизації процесів пошуку, накопичення, структурування даних і знань [19]. Найбільш перспективними з них є штучні імунні і нейронні мережі, глибоке машинне навчання і гібридні адаптивні алгоритми навчання, в основі яких знаходяться принципи і моделі функціонування головного мозку людини. Подібні методи дозволяють істотно прискорити процеси аналізу великих даних, однак, для їх застосування необхідна первинна структуризація даних і виявлення значимих ознак для формування вхідних і вихідних даних проектованих моделей [20]. В рамках розв'язуваної задачі доцільно застосування ієрархічного підходу у формуванні структури даних, в зв'язку з чим можливе використання методу дерев прийняття рішень (DCT).

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи полягає у розробці та дослідженні моделі інтелектуального аналізу діагностичних даних великого обсягу про стан технічних транспортних систем.

## 3.ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Існуючі методи побудови DCT можуть бути використані для опису ключової онтологічної метаінформації про різнорідні набори даних великих обсягів, з метою забезпечення більш компактної форми їх подання з подальшою обробкою і аналізом [21]. Візуалізація DCT може здійснюватися шляхом відображення зв'язкового орієнтованого ациклічного графу [22,23]. Гілки графа побудованого DCT можуть зберігати в собі значення атрибутів, що являють собою функціональні параметри елементів аналізованої ТТС, від яких залежить цільова функція, а на листках DCT виводитися її значення.

Під управлінням бортової системи збору даних здійснюється отримання і перетворення значень технічних параметрів елементів ТТС з відповідних сенсорів по дротових і бездротових каналах зв'язку. Отримані дані агрегуються, структуруються за належністю до підсистем і зберігаються в файлах формату *.json, після чого окремими потоками відправляються в хмарну IAAS інфраструктуру з використанням віртуального робочого оточення і контейнеризації засобами Docker.

Інтегровані в рамках IAAS системи дані обробляються модулем консолідації за заданими критеріями (компактність, інформативність, фільтрація) з метою їх подальшого узгодженого і рівномірно розподілу в рамках окремих сховищ даних (DS) в вигляді вузлів (Nodes) простору даних (пулу). Модуль уявлення і аналізу даних (МУАД) здійснює запит на вилучення необхідних даних заданого обсягу в пул, у відповідь на який повертається набір даних з відповідних DS.

В результаті роботи МУАД отримані моделі DCT у вигляді впорядкованої схеми метаданих в форматах json і xml відправляються для подальшого зберігання в розподілені репозиторії, що функціонують під управлінням файлової системи HDFS. Подальше проведення процедур інтелектуального аналізу даних по збереженій метаінформації стає можливим шляхом використання аналітичного програмного забезпечення (Knime, SPSS Statistics, QIWare або ін.) або власної інформаційно-аналітичної системи. В якості технічної транспортної системи для проведення досліджень обрана суднова енергетична установка на базі Wartsila 16V50DF [24].

Основними параметрами, регулюючими логіку виконання процесу побудови МПСД моделі DCT, є:

– CR, критерій поділу дерева, являє собою індекс неоднорідності;

– DP, рівень максимальної глибини дерева;

– CN, значення рівня достовірності побудови моделі для оцінки песимістичній помилки відсікання гілок дерева;

– LT, мінімальне значення листа дерева;

– LS, мінімальний розмір вибірки в навчальній підмножині;

– PP, кількість альтернативних вузлів дерева для ранньої зупинки при побудові DCT.

Реалізація етапів здійснюється за допомогою виконання комплексів операцій уявлення і аналізу (рис.1).

В якості функціональних параметрів (атрибутів) для побудови моделі DCT використовуються наступні показники по всіх елементах ТТС:

– структурний ризик відмови елемента системи ($R_{str}$), відображає рівень його уразливості в топології ТТС, приймає дійсний тип даних в діапазоні [0,1], безрозмірна величина;

– функціональний ризик відмови елемента системи ($R_{func}$), відображає рівень його уразливості в динаміці функціонування ТТС, приймає дійсний тип даних в діапазоні [0,1], безрозмірна величина;

– режим експлуатації елемента системи (OM), характеризує інтенсивність і навантаження його використання, приймає строковий тип даних у вигляді двох можливих варіантів «Штатний» (Regular) і «Позаштатний» (Irregular);

– тривалість експлуатації елемента системи (OD), визначає термін його функціонального використання в рамках системи, приймає цілочисельний тип даних в діапазоні [1,20], вимірюється в роках;

– ступінь ремонтопридатності елемента системи (MD), формалізує рівень схильності елемента до функціональних модифікацій при відмові для оперативного забезпечення його подальшого функціонування, приймає строковий тип даних у вигляді трьох можливих варіантів «Низька» (Low), «Середня» (Middle) і «Висока » (High);




Рис. 1 – Загальний алгоритм побудови моделі DCT інтелектуального аналізу Big Data

– ступінь фізичного зносу елемента системи (W), відображає рівень його пошкоджень, що впливають на його цільове функціонування, приймає цілочисельний тип даних у вигляді відсотків від 0 до 100%;

– регламентне напрацювання на відмову елемента системи (MTBF), характеризує середній період часу між виникненням відмов у його роботі, приймає цілочисельний тип даних в діапазоні від 0 до 1000000, вимірюється в годинах;

– кількість виконаних ремонтів елемента (RN), описує історію проведення технічних заходів щодо відновлення його працездатності, приймає цілочисельний тип даних в діапазоні [1,10], безрозмірна величина;

– середня ринкова вартість елемента (EC), характеризує критичність його виходу з ладу з фінансової точки зору і потенційну вартість заміни, приймає цілочисельний тип даних в діапазоні [+100000,100000], вимірюється в умовних одиницях;

– працездатність елемента (PR), приймає строковий тип даних у вигляді трьох можливих варіантів «Низька» (Low), «Середня» (Middle) і «Висока» (High).

Інтегральним показником оцінки елемента (цільової змінної для класифікації) системи є його технічний стан (TS), тобто кінцевим значенням листа DCT може бути один з двох класів «Допустимий» (Acceptable) і «Неприпустимий» (Unacceptable).

Підсумковий функціонал даних для опису на базі DCT має вигляд:

$$\begin{aligned} &TS < Acceptable, Unacceptable >= \\ &= \{Rstr, Rfunc, OM, OD, MD, W, MTBF, RN, EC, PR\} \end{aligned} \quad (1)$$

Значення $R_{str}$ та $R_{func}$ формуються на базі підходу побудови когнітивно-імітаційних моделей оцінки ризику відмов елементів ТТС із застосуванням вражаючих моделюючих імпульсів і нормучих впливів, запропонованих в [1,2,25]. Працездатність і ступінь ремонтопридатності MD оцінені експертним шляхом на основі використання методів послідовних порівнянь з урахуванням коефіцієнта рангової кореляції Спірмана.

Для дослідження можливості підвищення ефективності вирішення задачі класифікації при побудові моделі DCT пропонується використовувати такі індекси неоднорідності: інформаційна ентропія (IG); коефіцієнт посилення інформації (GR); індекс Джині (GI); стандартної точності (AC).

При побудові моделі DCT необхідно здійснити чисельну оцінку точності проведеної класифікації для аналізу адекватності її роботи. У зв'язку з цим, з метою оцінки якості побудови моделі доцільно задіяти і імплементувати такі чисельні метрики: ACC - відносна кількість правильно класифікованих прикладів у вибірці даних; CE - відносна кількість невірно класифікованих прикладів у вибірці даних; KPP - каппа-статистика, дозволяє провести облік випадкової правильної класифікації; WMR - значення середньозваженої повноти класифікації; WMP - значення середньозваженої точності класифікації.

## 4. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

З метою апробації запропонованої концепції для уявлення онтологічної схеми метаінформації про діагностичні дані ТТС проведено моделювання процесу функціонування МУСД шляхом побудови DCT по позначеному функціоналу TS ТТС засобами кроссплатформенного програмного забезпечення Rapid Miner Studio. Імпортовані дані з блоку Retrieve надходять на блок Set Role, необхідний для установки логічних ролей по потрібним атрибутам аналізованої вибірки даних. За допомогою даного блоку здійснюється вибір цільової вихідної змінної для формування структури DCT, якою, в нашому випадку, є технічний стан елемента ТТС.

Налаштований набір даних надходить на вхід блоку Split Data, який здійснює розбиття вибірки на підмножини (навчальне і тестове), відповідно до обраного співвідношенням.

Блок Decision Tree реалізує оператори завдання всіх позначених раніше параметрів і обмежень при побудові моделі DCT, дозволяючи здійснювати вибір і конфігурацію різних комбінацій структурування оброблюваних даних за елементами ТТС з метою виявлення найбільш інформативного їх подання в графічному вигляді. Визначення чисельних значень позначених метрик оцінки якості роботи побудованої моделі DCT здійснюється за допомогою використання блоку Perfomance.

Блоковий склад імітаційної моделі побудови DCT наведено на рис.2.

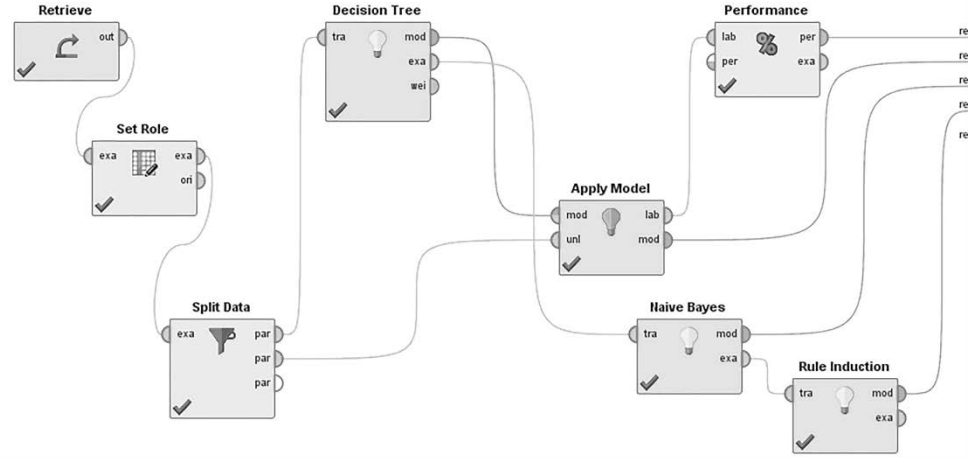



Рис. 2 – Блоковий склад імітаційної моделі побудови DCT

Отримані моделі DCT дозволяють проводити аналіз і відобразити результати вирішення завдання класифікації даних за ступенем працездатності ТТС з різним ступенем деталізації і рівнем гнучкості в інтерпретації. Необхідне проведення чисельної оцінки використовуваних метрик для комплексного аналізу результатів.

В процесі проведення моделювання DCT виконані операції з побудови моделей дерев і оцінці чисельних параметрів метрик логувалися в текстові файли з метою їх подальшого аналізу. З

ведені результати оцінки метрик моделей DCT за індексами GR, IG, GI і AC наведені в таблиці 1.

З точки зору зручності подання метаінформації про дані і її подальшому інтерпретації більш деталізованої і гнучкою є модель DCT, реалізована на базі GR. Класифікація, виконана на основі використання індексів GI і AC, є менш точною (низькі значення розрахованих метрик).

Результуючий розподіл щільності атрибута $R_{str}$ по допустимому і не допустимому TS ТТС за усередненою вибіркою даних наведено на рис.3.

Слід зазначити, що пік зростання значень класу допустимого TS спостерігає в діапазоні 0.25 - 0.33 і є менш широким за формою в порівнянні з діапазоном значень

класу не допустимого TS (0.31-0.41). Це свідчить про те, що TS системи є не допустимим і вимагає оперативного втручання.

Таблиця 1 – Зведені результати оцінки метрик отриманих моделей DCT за відповідними індексами

| | | **Використані індекси** | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | GR | IG | GI | AC |
| **Метричні показники** | ACC | 98.01% | 96.79% | 91.24% | 93% |
| | CE | 1.99% | 3.21% | 8.76% | 7% |
| | KPP | 0.966 | 0.95 | 0.89 | 0.9 |
| | WMR | 98.48% | 97.57% | 92.91% | 91.73% |
| | WMP | 97.22% | 95.70% | 91.26% | 89.95% |

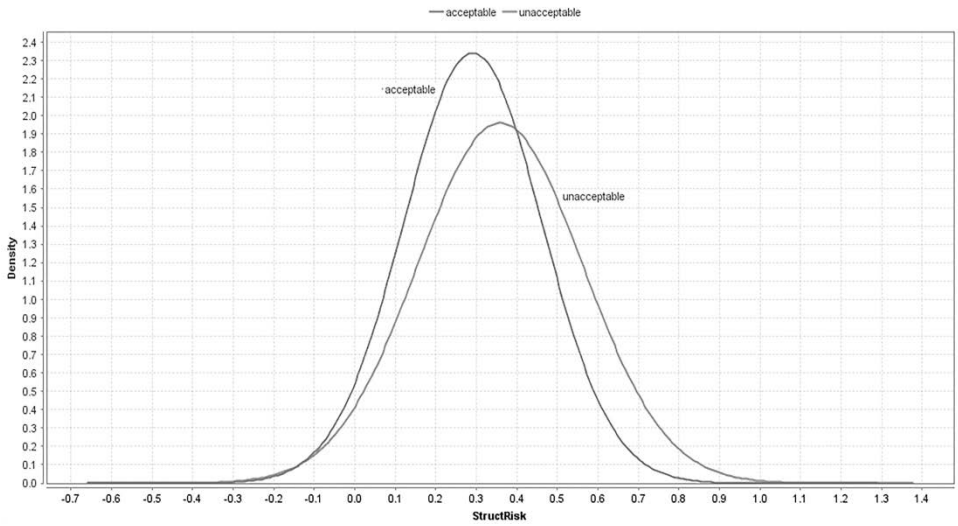



Рис. 3 – Розподіл щільності атрибута Structure Risk

Точкова діаграма розсіювання виявлення кореляції між структурним ризиком відмов і технічним станом елементів ТТС наведена на рис. 4. На діаграмі кожному запису аналізованого набору даних відповідає точка, декартові координати якої відповідають класифікованим значенням структурного ризику по осі абсцис і TS ТТС по осі ординат.

Аналіз побудованої діаграми розсіювання дозволяє підтвердити раніше висловлене твердження про превалювання випадків, коли TS є неприпустимим. Така візуалізація даних дозволяє додатково виявити невеликі викиди значень на граничних діапазонах, які можуть бути відсічені в ході подальшого аналізу.

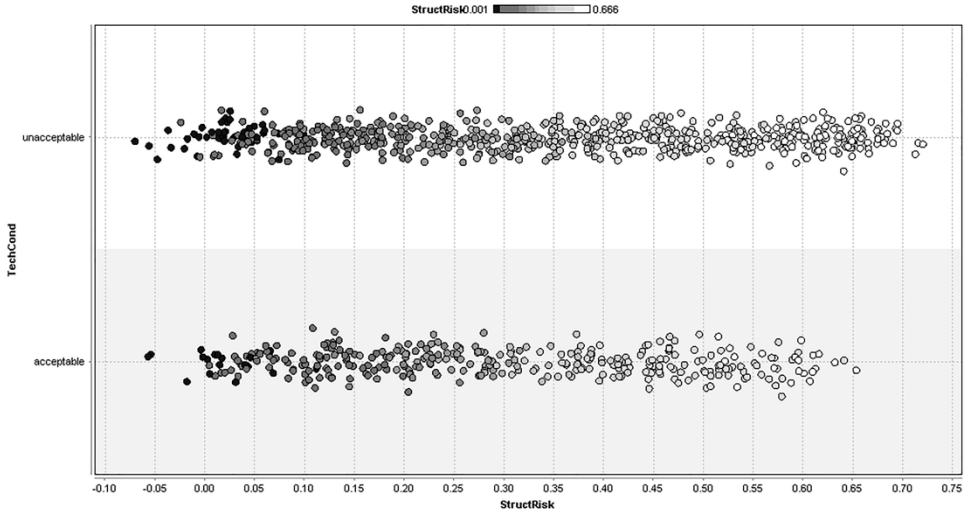



Рис. 4 – Точкова діаграма розсіювання виявлення кореляції між структурним ризиком і технічним станом елементів ТТС

З проведеного аналізу моделей DCT і графічних діаграм слід зазначити, що більш високий рівень кореляції спостерігається між параметрами структурного ризику відмов ТТС, ступенем технічного зносу і регламентним напрацюванням на відмову. Значення даних параметрів надають найбільш високий вплив на технічний стан і рівень працездатності елементів ТТС, що обумовлює критичність в їх оперативному моніторингу.

Отримана структура DCT надалі необхідна для прискорення процесу аналізу даних по сформованим масивів метаданих за допомогою зниження обчислювальних витрат на обробку даних і запобігання необхідності проведення операцій по відправці і перетворенню додаткових вибірок.

## 5. ВИСНОВКИ

Аналіз результатів проведених досліджень дозволив виділити основні переваги використання дерев прийняття рішень для уявлення, структуризації та аналізу великих обсягів даних, які полягають в:

– забезпеченні можливостей обробки різнорідних (дискретних, безперервних), багато класових наборів даних, для яких характерна наявність значної кількості ознак;

– відсутністю необхідності проведення додаткових операцій по перетворенню, нормалізації і масштабуванню значень ознак;

– підтримки виключення пропущених і не коректних значень використовуваних ознак;

– імплементації додаткових метрик оцінки значущості ознак;

– інтеграції отриманих результатів зі сторонніми програмними рішеннями за допомогою використання форматів json і xml.

Слід відзначити високий підсумковий розмір збудованих моделей представлення даних (близько 30 мегабайт на 20000 записів), що може бути зменшено шляхом застосування логічних операцій згортки за окремими критеріями, алгоритмів архівації та використання градієнтного бустингу за допомогою складання композицій з інших існуючих алгоритмів інтелектуального аналізу даних та машинного навчання.

Аналіз результатів дослідження створених моделей DCT дозволив встановити, що найбільш підходящим є підхід побудови дерева на основі використання індексу GR. Модель є на 8-10% більш ефективною з точки зору якості класифікації в порівнянні з іншими моделями, що обумовлює її прийнятність для вирішення завдань уявлення та аналізу великих обсягів даних і зручність для ієрархічної візуалізації взаємозв'язків між виділеними сегментами даних. Розроблена модель може бути використана в якості окремого модуля системи підтримки прийняття рішень, що здійснює оцінку і прогнозування технічного стану елементів складних технічних транспортних систем в різних умовах їх експлуатації.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1]. Boyko V. Concept implementation of decision support software for the risk management of complex technical system / N. Rudnichenko, V. Boyko, S. Kramskoy, Y. Hrechukha, N. Shibaeva // Advances in Intelligent Systems and Computing of the series Advances in Intelligent Systems and Computing. – 2016. – № 512. – PP. 255-269.

[2]. Vychuzhanin V., Rudnichenko N., Shybaiev D., Gritsuk I. et al., “Cognitive Model of the Internal Combustion Engine,”SAE Technical Paper 2018-01-1738, 2018, doi:10.4271/2018-01-1738.

[3]. Рудниченко Н.Д. Применение кластерного анализа данных для выделения меры схожести факторов влияния на работоспособность сложных технических систем / Н.Д. Рудниченко, В.В. Вычужанин, Д.С. Шибаев // Информатика и математические методы в моделировании. – 2017. – №3. – С. 214-219.

[4]. Шибаев Д.С. Оптимизация отбора и анализа информации в разноструктурных хранилищах данных / Д.С. Шибаев, В.В. Вычужанин, Н.О. Шибаева, Н.Д. Рудниченко // Информатика и математические методы в моделировании. – 2017. – №3. – С.318-324.

[5]. Шибаев Д.С. Оптимизация методов прогнозирования, обработки и анализа информации в разностуктурных хранилищах даних / Д.С. Шибаев, В.В. Вычужанин, Н.О. Шибаева, Н.Д. Рудниченко // Информатика и математические методы в моделировании. – 2018. – №1. – С.78-85.

[6]. Шибаев Д.С. Повышение эффективности методов отбора и анализа информации в разноструктурных хранилищах данных / Д.С. Шибаев, В.В. Вычужанин, Н.Д. Рудниченко // 21-й міжнародний молодіжний форум «Радіоелектроніка та молодь у XXI столітті». Зб. Матеріалів форуму. – Харьків: Хнуре. – 2018. – Т.5. – С.221-222.

[7]. Vychuzhanin V.V. Big data mapping in the geopositioning systems for fishing industry / V.V. Vychuzhanin, D.S. Shibaev, V.D. Boyko, N.O. Shibaeva, N.D. Rudnichenko // International Scientific and Technical Conference on Computer Sciences and Information Technologies (CSIT). – 2017. – PP. 28-31.

[8]. Чехарин Е. Е. Большие данные: большие проблемы / Е. Е. Чехарин // Перспективы науки и образования. – №3 (21). – 2016. – С. 7-11.

[9]. Биктимиров М.Р. Тенденции развития технологий обработки больших данных и инструментария хранения разноформатных данных и аналитики / М.Р. Биктимиров, А.М. Елизаров, А.Ю. Щербаков // . – № 5. – Т.19. – 2016. – С.390-406.

[10]. Lee Hyunjoung, Sohn I. Fundamentals of Big Data Network Analysis for Research and Industry / Hyunjoung Lee, I. Sohn. – Wiley, 2016. — 205 p.

[11]. Li K.-C. Big Data Management and Processing / K.-C. Li , H.Jiang, A.Y. Zomaya. – CRC Press, 2017. — 593 p.
[12]. Liu Sh. Computational and Statistical Methods for Analysing Big Data with Applications / Sh. Liu, J. McGree, Z. Ge, J. Xie. – Elsevier, 2016. — 196 p.
[13]. Maheshwari A. Big Data Essentials / A. Maheshwari. – Anil Maheshwari, 2015. — 256 p.
[14]. Moniruzzaman B. M. Nosql database: New era ofdatabases for big data analytics-classification, characteristics and com-parison / B. M. Moniruzzaman, S. A. Hossain // Journal of Theoretical and Applied Information Technology, 2013.
[15]. Supriya S. Comparative Study of SQL & NoSQL Databases / S. Pore Supriya, B. Pawar Swalaya // International Journal of Advanced Research in Computer Engineering & Technology (IJARCET). – 2015. – Volume 4. – Issue 5. – PP. 1747-1753.
[16]. Ghavami P. Big Data Governance: Modern Data Management Principles for Hadoop, NoSQL & Big Data Analytics / P. Ghavami. CreateSpace Independent Publishing Platform, 2016. — 204 p.
[17]. Sedkaoui S. Data Analytics and Big Data / S. Sedkaoui. – Wiley, 2018. — 220 p.
[18]. Мулюкова К.В. Сравнительный анализ современных инструментов Data Mining / К.В. Мулюкова // Молодой ученый. — 2019. — №1. — С. 19-21
[19]. Щербина А.Д. Порівняльний аналіз існуючих напрямів у інтелектуальному аналізі даних / А.Д. Щербина, Д.С. Шибаєв, М.Д. Рудніченко, Н.О. Шибаєва // Project, Program, Portfolio Management The Third International Scientific-practical Conference, Odesa,ONPU 07–08 Dec 2018. – С.88-90
[20]. Rokach L. Data Mining with Decision Trees. Theory and Applications / L. Rokach, O. Maimon. – London : World Scientific Publishing Co, 2008. – 264 p
[21]. Субботин С.А. Применение аппарата деревьев решений в задаче диагностирования автомобильных кузовов / С.А. Субботин, Е.А. Гофман // Системний аналіз. Інформатика. Управління : II Всеукраїнська наукова-практична конференція САІУ-2011, 10–11 березня 2011 р. : матеріали конференції. – Запоріжжя, 2011. – С. 211–212
[22]. Шамаева Д.Р. Деревья решения для задач построения рейтинга коммерческих банков / Д.Р. Шамаева // Технические науки: проблемы и перспективы: материалы V Междунар. науч. конф. (г. Санкт-Петербург, июль 2017 г.). — СПб.: Свое издательство, 2017. — С. 18-22.
[23]. Дружнов П.Н. Параллельная реализация алгоритма градиентного бустинга деревьев решений / П.Н. Дружнов // Вычислительные методы и программирование: новые вычислительные технологии. – 2013. –№ 2 (28) . –С.109–114.
[24]. Vychuzhanin V. Devising a method for the estimation and prediction of technical condition of ship complex systems / V. Vychuzhanin, N. Rudnichenko, V. Boyko, N. Shibaeva, S. Konovalov // Eastern-European Journal of Eenterprise Technologies. – 2016. – №6/9 (84). – PP. 4-11.
[25]. Wartsila, “Wartsila50DF - high output with fuel flexibility, ”. – Режим доступа: https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-50df, accessed Feb. 2018. (дата доступу 13.06.2019.). –
[26]. OREDA. OREDA – Offshore Reliability Data Handbook 2015. 6th Edition, 783 p.

## DATA MINING OF BIG DATA AT THE DIAGNOSIS OF TRANSPORT SYSTEMS TECHNICAL STATE

The paper presents the results of the data mining model for structuring of processed large volumes of heterogeneous diagnostic data about the technical state of complex equipment in transport development and research. Concept for the description and structuring of big data is proposed based on the formation of a metadata scheme using logical breakdown of all technical diagnostic data on the output variable - the technical condition of complex technical equipment in transport. A functional assessment of the technical condition complex technical system’s elements

in transport is developed based on the application of methods for assessing structural and functional risks of failures. An algorithm for constructing decision trees based on the CART approach has been developed for successfully solving the problem of increasing the speed of processing large volumes of heterogeneous diagnostic data. The collection, cleaning, aggregation and analysis of large volumes of heterogeneous diagnostic data on indicators of the ship's internal combustion engine selected model technical state were carried out. The sets of logical rules for the classification of target features, representing a brief form of meta information about the processed arrays of heterogeneous data, are formed. The article presents the results of assessing the accuracy of the input data sets classification using created decision trees models to effectively structuring and presenting the data in order to ensure that the procedures for their further analysis are performed. As a result of using the developed data mining model of structuring and presenting large heterogeneous diagnostic data volumes about the state of complex technical equipment in transport the time costs were reduced and the efficiency of analytical operations to study data for solving diagnostic problems and predicting complex system’s technical condition was improved.

УДК 656.3.44.083

# СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДИСТАНЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ ПРАЦЕЗДАТНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛІВ

**ВОЛКОВ Володимир, ВОЛКОВА Тетяна, ВОЛКОВ Юрій, БЕЗРОДНИЙ Володимир**

Наведено дані про сучасний стан автомобільного транспорта в Україні і недоліки існуючої в технічній експлуатації автомобілів системи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Розроблено сучасну технологію дистанційної оцінки працездатного стану автомобілів, для чого сформовано інформаційно-комунікаційну модель системи дістанційного моніторингу технічного стану автомобіля на основі загального підходу до дослідження системи «автомобіль – водій – умови експлуатації – інфраструктура експлуатації автомобіля (транспортна і автомобільних доріг)». Модель включає взаємодію складових компонентів моніторингу: автомобіля з водієм і бортовим інформаційним комплексом; умов експлуатації транспортного засобу (дорожні, транспортні, атмосферно-кліматичні умови і культура праці); транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг). Для реалізації пропонованої технології розроблено інформаційний програмний комплекс "IdenMonDiaOperCon "HNADU-16"", деякі результати роботи якого представлено в статті.

## 1.ВСТУП

На підставі результатів аналізу сучасного стану автомобільного транспорту (АТ) і її підсистеми – технічної експлуатації автомобілів (ТЕА) виявлено, що основна частина автомобілів в Україні зосереджена в невеликих за розміром і кількістю підприємствах. Так за даними Головної держінспекції на АТ, частка перевізників, що мають в експлуатації тільки один транспортний засіб (ТЗ) становить 61%, до трьох ТЗ - 22,4%, до п'яти ТЗ - 7%, до десяти - 5,4, більше 10 ТЗ - 4,3%. Це призвело до суттєвого погіршення контролю технічного стану ТЗ, збільшення кількості ДТП, викликаних несправністю автомобілів і забруднення навколишнього середовища.

Існуюча в ТЕА система технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р), сформувалася на базі спрощеної моделі функціонування транспортної інфраструктури: автомобіль в основному працює з прив'язкою до власного підприємства. При цьому вся обслуговуюча і ремонтна база була зосереджена в рамках конкретного підприємства автомобільного транспорту (ПАТ) і всі види технічних впливів здійснювалися їм самим. У існуючої системи ТО і ремонту негнучкість в частині забезпечення безвідмовної роботи автомобіля на лінії проявляється в одноманітності підходу до автомобілів різного віку: перелік операцій і періодичність ТО ідентичні і для нового автомобіля, і для автомобіля перед його капітальним ремонтом і списанням. У зв’язку з цим, існуюча система ТО і Р вже не відповідає сучасним вимогам.

## 2.ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Технічна експлуатація автомобілів, за визначенням [1 - 3] є однією з найважливіших підсистем АТ, яка, в свою чергу, являє підсистему транспорту в

структурі досить складною транспортно-комунікаційної програми держави. Основною метою ТЕА як підсистеми АТ, є забезпечення необхідного рівня технічного стану ТЗ. В цілому до 50% собівартості перевезень прямо або побічно залежить від якості і ефективності ТЕА. Важливість ТЕА підтверджується тим, що наприклад на підтримку автомобілів в працездатному стані в США витрачається приблизно 30 млрд. доларів на рік, а в усьому світі на ТЕА в рік витрачається приблизно 100 млрд. доларів. У США на експлуатацію одного автомобіля на рік витрати становлять 1800-1900 доларів [4].

Поступовий розвиток нових видів перевезень призводило до збільшення часу перебування ТЗ далеко від основної виробничої бази, і, внаслідок цього, підвищувалася роль профілактичного ТО автомобілів. Тому створення гнучкої "адаптивної" системи контролю та управління технічним станом автомобіля з елементами індивідуального підходу до кожного конкретного автомобіля стає першочерговим завданням. Така система є перспективною у зв'язку з застосуванням на автомобілях складних високоефективних електронних систем управління, вбудованої бортової діагностики, розвитку супутникових систем навігації і мобільного зв'язку. Крім того, використання сучасних технологій (наприклад *FADEC* (Full authority digital electronic control system)) і засобів дозволяє не тільки контролювати географічне положення ТЗ і здійснювати зв'язок з диспетчером ПАТ, але і здійснювати дистанційний моніторинг з оцінкою рівня технічного стану ТЗ на протязі життєвого циклу (ЖЦ), що цілком дозволяє реалізувати практично будь-які завдання по виявленню та прогнозуванню технічного стану автомобіля.

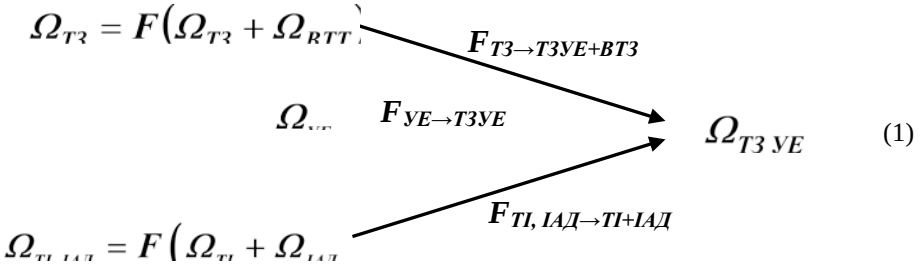
Концепція *FADEC* спрямована на створення єдиної структури з бортових систем управління робочими процесами вузлів і агрегатів ТЗ, систем контролю і діагностики, систем організаційно-функціональної підтримки процесів його експлуатації, що дозволяє формувати інформаційні системи організаційно-функціональної підтримки (збору, аналізу та управління потоками інформації) процесів експлуатації, тобто дозволяє реалізувати на практиці підхід ІПВ / CALS / PLM-технології. ІПВ / CALS / PLM - технології, тобто інформаційна підтримка поставок і ЖЦ виробів - це сучасний підхід до проектування, виробництва і експлуатації високотехнологічної та наукомісткої продукції, що полягає у використанні сучасних інформаційних технологій на всіх стадіях ЖЦ виробів [5]. Ефективність їх використання підтверджується такими інформаційними системами на транспорті як GPS-Trace Orange, M2M, СКРТ, Teletrack, Dynafleet®, [6 - 9]. Сукупність на ПАТ традиційних підприємств і абсолютно нових утворень (наприклад, GPS-Trace Orange, M2M, СКРТ і ін.), що представляють електронні інформаційні системи і технології, формує на ПАТ і АТ в цілому абсолютно нові принципи технічної експлуатації ТЗ.

Метою дослідження є розробка методу і технології дистанційного контролю працездатності автомобілів з урахуванням комплексу умов експлуатації.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Відомо [2, 3], що більшість завдань в процесі удосконалення методів контролю технічного стану автомобіля, які вирішують технічні служби експлуатації ТЗ, мають інформаційну складову оцінювання: дорожніх умов експлуатації (УЕ) ТЗ в частині висоти дороги над рівнем моря, прокольного профілю (рельєфу

місцевості), типу і стану дорожнього покриття; ремонту, будівництва і обслуговування об'єктів дорожньої інфраструктури; їх моніторинг; прогнозування можливих аварійних ситуацій, транспортних умов в частині насиченості і інтенсивності руху ТЗ, особливостей вантажу, режиму і швидкості руху; атмосферно-кліматичних умов, культури експлуатації ТЗ тощо. В зв'язку з цим, за основу формування дистанційного контролю технічного стану покладено загальний підхід до дослідження системи «автомобіль – водій – умови експлуатації – інфраструктура експлуатації автомобіля (транспортна і автомобільних доріг)», який включає в себе системну взаємодію складових компонентів моніторингу: ТЗ з водієм і бортовим інформаційним комплексом (БІнК); умов експлуатації ТЗ (дорожні, транспортні, атмосферно-кліматичні умови і культура праці), транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг. Якщо це представити процесом формування єдиної інформаційної функції, що описує взаємодію усіх складових, то вона має вигляд



(1)

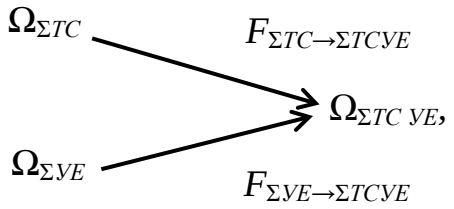
де $\Omega_{ТЗ}$ - множина моделей параметрів технічного стану ТЗ, як $\Omega_{ТЗ} = F(\Omega_{ТЗ} + \Omega_{ВТЗ})$ системна взаємодія параметрів технічного стану ТЗ і водія (людини), що, в свою чергу, пов'язана з процесом трансформації інформації про параметри технічного стану ТЗ і процесами, що залежать від фізіологічних можливостей людини, технічних даних ТЗ і ступеня їх протидії негативним впливам зовнішнього середовища; $\Omega_{ВТЗ}$ - множина моделей стану людини (водія) ТЗ; $\Omega_{УЕ}$ – множина моделей параметрів умов експлуатації ТЗ; $\Omega_{ТІ,\ ІАД} = F(\Omega_{ТІ} + \Omega_{ІАД})$ - множина моделей параметрів транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг; $\Omega_{ТЗ\ УЕ}$ – множина моделей параметрів технічного стану ТЗ у відповідних умовах експлуатації; $F_{ТЗ \to ТЗУЕ\ +\ ВТЗ}$ - функціональне відображення моделей параметрів технічного стану ТЗ і водія ТЗ; $F_{ТЗ \to ТЗУЕ}$ – функціональне відображення моделей параметрів технічного стану ТЗ; $F_{ТІ,\ ІАД \to ТІ\ +\ ІАД}$ - функціональне відображення моделей параметрів транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг.

Вважаємо доцільним поєднати в множину моделей $\Omega_{ТЗ}$ параметрів технічного стану ТЗ в умовах експлуатації, а саме $\Omega_{ТЗ}$ у взаємодії з $\Omega_{ВТЗ}$. При цьому, виходимо з того, що функціонування єдиної системи ТЗ і водія $F(\Omega_{ТЗ} + \Omega_{ВТЗ})$ ЗМІНЮЄТЬСЯ в умовах експлуатації у вигляді техніко-економічних показників ТЗ. При цьому розуміємо, що система адаптується до різних умов експлуатації, змінюючи свої експлуатаційні властивості. Також, вважаємо доцільним, поєднати всі впливи оточуючого середовища на ТЗ у вигляді зміни моделей умов експлуатації, моделей

параметрів транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг у вигляді множини моделей $\Omega_{УЕ}$ параметрів УЕ ТЗ.

На основі викладеного, у загальному уніфікованому вигляді процес моніторингу технічного стану ТЗ в УЕ є процесом трансформації інформації стану і процесів функціонування ТЗ та УЕ.

Формально, означене відображення має вигляд:




(2)

де $\Omega_{\Sigma ТС}$ - множина сукупних моделей параметрів технічного стану ТЗ; $\Omega_{\Sigma УЕ}$ – множина сукупних моделей параметрів УЕ ТЗ; $\Omega_{\Sigma ТС\ УЕ}$ – множина сукупних моделей параметрів технічного стану ТЗ у відповідних УЕ; $F_{\Sigma ТС \to \Sigma ТСУЕ}$ – функціональне відображення сукупних моделей параметрів технічного стану ТЗ; $F_{\Sigma УЕ \to \Sigma ТСУЕ}$ – функціональне відображення сукупних моделей параметрів УЕ ТЗ.

В процесі формування інформаційної системи моніторингу автомобілі в УЕ в частинах забезпечення виконання: ідентифікації ТЗ, збирання даних про технічний стан ТЗ, проведення моніторингу і прогнозування параметрів технічного стану ТЗ, ідентифікації умов експлуатації ТЗ, діагностування стану ТЗ, перевірки відповідності стану ТЗ, було використано морфологічний (аналіз. При цьому для функціонального елемента «автомобіль (ТЗ)» виділено 12 ознак, причому для класифікаційного елемента «легковий автомобіль» додатково виділено 4 ознаки, для класифікаційного елемента «автобус» - 1; для класифікаційного елемента «вантажний автомобіль» - 2 ознаки. Для функціонального елемента «Двигун автомобіля (ТЗ)» виділені 4 ознаки. Для функціонального елемента «Оснащення ТЗ інформаційно-комунікаційним обладнанням» - 3 ознаки. Для функціонального елемента «Зовнішні мережі» 1 ознака в 4-х варіантах. Для функціонального елемента «Моніторингу стану ТЗ і умов експлуатації» також виділені 3 ознаки. Для кожної з 23 морфологічної ознак системи вибрано основні варіанти їх реалізації (від 2 до 10). Зміна конструктивного вираження конкретного варіанту будь якої з 23 ознак формує нову схему забезпечення інформаційної системи моніторингу ТЗ в умовах експлуатації. Кількість можливих схем інформаційної системи моніторингу ТЗ в умовах експлуатації у випадку використання створеної морфологічної матриці складає:

- *для легкового автомобіля (ТЗ):* $\boldsymbol{N} = 8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 9 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 = 4{,}749 \cdot 10^{13}$;

- *для автобусу:* $\boldsymbol{N} = 8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 = 1{,}691 \cdot 10^{12}$;

- *для вантажного автомобіля (ТЗ):* $\boldsymbol{N} = 8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 10 \cdot 7 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 = 2{,}368 \cdot 10^{13}$, а для одного варіанту ТЗ при

використанні морфологічної матриці в частині оснащення ТЗ інформаційно-комунікаційним обладнанням, зовнішніх мереж, моніторингу стану ТЗ і умов експлуатації: $N_1$ = 768. Для аналогічного варіанта при додатковому використанні морфологічної матриці в частині двигун автомобіля (ТЗ): $N_{11}$ = 12288.

Однією із складових розробки технології дистанційного отримання інформації про умови експлуатації ТЗ в умовах ITS є підхід до застосування класифікації умов експлуатації ТЗ. Розглянемо основні кроки застосування класифікації умов експлуатації в інформаційних умовах ITS на прикладі руху окремого ТЗ при взаємодії з інфраструктурою автомобільних доріг в реальних умовах експлуатації.

Сучасні бортові системи моніторингу параметрів технічного стану в умовах ITS дозволяють здійснювати ідентифікацію ТЗ, безперервне автоматичне вимірювання параметрів, що характеризують технічний стан ТЗ, діагностування, а саме контроль справності ТЗ і його складових елементів, розпізнавання і запобігання розвитку відмов у його роботі і в кінцевому рахунку – забезпечення функціонування адаптивної системи ТО і Р ТЗ за технічним станом [10].

Дистанційне отримання інформації про умови експлуатації ТЗ в умовах ITS $S_{y.e.\Sigma \text{ТЗ}_i}(t)_i$ побудовано на основі серверних рішень $S_{y.e.\text{ТЗ}_i}(t)_i$ за положеннями [2, 11], локального джерела інформації $S_{y.e.Vd_i}(t)_i$ і мережевих баз даних $S_{y.e.Net_i}(t)_i$:

$$S_{y.e.\Sigma \text{ТЗ}_i}(t)_i = \left(S_{y.e.\text{ТЗ}_i}(t)_i, S_{y.e.Vd_i}(t)_i, S_{y.e.Net_i}(t)_i\right). \quad (3)$$

При цьому були використані наявні джерела інформації в частині координат ТЗ на місцевості в реальному часі, модель автомобільної дороги, моделі об'єктів інфраструктури доріг, територіальних природних і техногенних систем, отримані результати трекінгу ТЗ.

Для оцінки умов експлуатації ТЗ використовувалась *географічна модель автомобільної дороги* в *Torque*, Yandex.Maps, яка була основою системи аналізу і являє собою шар лінійних об'єктів з параметрами інформаційної взаємодії:

$$F_{ts}(RV_{Road})_i = \left(Ident_{RV_i}, Cat_{RV_i}, Cod_{Dil_i}, Distanse_{Descr_i}, Type_{RVn_i}, Type_{Roadn_i}, Track_{V_i}\right) \quad (4)$$

де $F_{ts}(RV_{Road})_i$ - інформація аналогічна відповідним параметрам технічного стану ТЗ у відповідних УЕ у відповідний момент часу для інформаційної системи автомобільної дороги; $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор *i* ділянки руху ТЗ; $Cat_{RV_i}$ -

категорія *i* автомобільної дороги; $Cod_{Dil_i}$ - код ділянки автомобільної дороги, $Distanse_{Descr_i}$ - опис ділянки автомобільної дороги, $Type_{RVn_i}$ - кількість полос руху, $Type_{Roadn_i}$ - тип дорожнього покриття, $Track_{V_i}$ - ширина полоси руху.

На основі географічної моделі автомобільної дороги була розроблена інформаційна модель положення ТЗ на автомобільній дорозі. Кожна ділянка моделі описується наступним вектором параметрів:

$$F_{ts}\left(RV_{Traffic}\right)_i = \left(Ident_{RV_i}, Ident_{PRoute_i}\right), \tag{5}$$

де $Ident_{RV_i}$ – ідентифікатор *i* ділянки руху ТЗ; $Ident_{PRoute_i}$ – ідентифікатор ділянок маршруту руху ТЗ.

З ділянок маршруту інформаційної моделі положення ТЗ на автомобільній дорозі формується маршрут руху. Він являє собою конкретний шлях руху ТЗ, реалізований у вигляді лінійного об'єкта і супроводжуваний наступним вектором параметрів:

$$F_{ts}\left(RV_{Marshrut}\right)_i = \left(Ident_{RV_i}, Ident_{Route_i}\right), \tag{6}$$

де $Ident_{RV_i}$ – ідентифікатор *i* ділянки руху ТЗ; $Ident_{Route_i}$ – ідентифікатор маршруту руху ТЗ.

Швидкісна модель режимів руху ТЗ є таблицею лінійних подій, що накладається на маршрут руху, і має наступну структуру:

$$\begin{aligned} &F_{ts}\left(RV_{Route_{Properties}}\right)_i = \\ &= \left(Ident_{RV_i}, Ident_{Route_i}, Route_{Property_i}, Ident_{SR_i}, \right. \\ &\left. Coordinate_{First_i}, Coordinate_{End_i}, Value_{V_i}, Date_i, Base_{Speed_i}\right), \end{aligned} \tag{7}$$

де $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор *i* ділянки руху ТЗ; $Ident_{Route_i}$ - ідентифікатор маршруту руху ТЗ; $Route_{Property_i}$ - тип маршруту руху ТЗ; $Ident_{SR_i}$ - ідентифікатор ділянки швидкісного режиму руху ТЗ; $Coordinate_{First_i}$ - початок ділянки швидкісного режиму руху ТЗ; $Coordinate_{End_i}$ - кінець ділянки швидкісного режиму руху ТЗ; $Value_{V_i}$ - встановлена допустима швидкість руху

ТЗ; $Date_i$ - дата встановлення швидкості руху ТЗ; $Base_{Speed_i}$ - встановлена (базова) швидкість на ділянці руху ТЗ.

Для забезпечення безпеки руху ТЗ у відповідних УЕ та ефективного управління ТЗ пропонується проводити коригування швидкості руху ТЗ в залежності від сформованих УЕ. При цьому пріоритет, безумовно, віддається забезпеченню безпеки і економії палива.

Коригування швидкості руху ТЗ здійснюється за ділянками швидкісної моделі автомобільної дороги відповідно до матриці подій:

$$A_{iK}(t)_i = \left(O_{p_i}(t)_i, O_{c_i}(t)_i, O_{t_i}(t)_i, O_{Gt_i}(t)_i\right), \text{ K = 1, 8} \qquad (8)$$

де $O_{p_i}(t)_i$ - оцінка типу і стану дорожнього покриття; $O_{c_i}(t)_i$ - оцінка стану об'єктів транспортної інфраструктури; $O_{t_i}(t)_i$ - оцінка рівня небезпеки природних і техногенних об'єктів; $O_{Gt_i}(t)_i$ - оцінка економії палива ТЗ в УЕ на основі серверних рішень і локального джерела інформації (ТЗ) в процесі порівняння з лінійними нормами витрати палива ТЗ, що встановлені нормативними показниками [2, 10, 11].

Матриця подій встановлює відповідність між значеннями оцінок і ступенем аварійності *i*-ї ділянки швидкісної моделі руху ТЗ. Пропонується використовувати 8 ступенів аварійності (небезпечності) руху в залежності від умов експлуатації ТЗ.

Для кожної ситуації $A_{iK}(t)_i$ повинна бути визначена коригування швидкості руху ТЗ відповідно реального маршруту руху при мінімальній витраті палива на маршруті в залежності від УЕ.

Тоді швидкість руху ТЗ $V_i(t)_i$ на *i*-й ділянці може бути визначена наступним чином:

$$V_i(t)_i = F\left(V_{ib}(t)_i, V_i(t-\tau)_i, A_{iK}(t-\tau)_i\right), \qquad (9)$$

де $V_{ib}(t)_i$ - рекомендована (базова) швидкість ТЗ, $V_i(t-\tau)_i$ - встановлена швидкість ТЗ, $A_{iK}(t-\tau)$ - встановлена аварійність (небезпечність) руху в залежності від умов експлуатації ТЗ.

Поряд з моделлю автомобільної дороги, в інформаційній моделі, існує можливість описувати координати об'єктів дорожньої інфраструктури. За допомогою існуючої мапи можливо зафіксувати координати і особливості впливу на рух ТЗ в умовах експлуатації мостів, переїздів, світлофорів тощо. Також на особливості умов експлуатації мають вплив наявні прилеглі техногенні об'єкти (із

зазначенням типу і виду виробництва) або природні територіальні системи. Всі перераховані вище об'єкти типізовані за характеристиками і містять параметр оцінки впливу на процеси руху ТЗ і умови експлуатації ТЗ.

В результаті обробки даних дистанційного опитування водія за допомогою бортового інформаційного комплексу (БІнК) формується оцінка типу і стану дорожнього покриття в процесі експлуатації ТЗ. Параметри, які характеризують дорожні умови, за якими встановлюються (класифікаційні ознаки) обмеження допустимої швидкості або закриття руху ТЗ, є: повздовжній профіль дороги, висота над рівнем моря, ширина проїзної частини і стан покриття, зчеплення коліс з дорогою тощо [2, 11].

Дані про типи і величини дефектів порівнюються з нормативними показниками за швидкістю руху ТЗ [2, 11], визначається ступінь відхилення і формується бальна оцінка стану дорожніх умов (за станом дорожнього покриття):

$$O_p(t)_i = \left(O_{p_1}, O_{p_2}, O_{p_3}\right), \tag{10}$$

де $O_{p_1}$ - відмінний і добрий стан, $O_{p_2}$ - задовільний стан, $O_{p_3}$ - незадовільний стан.

Далі, для оцінки в ІПК аналізованої ділянки дорожнього покриття формується таблиця точкових подій, що містить бальну оцінку стану дорожніх умов експлуатації для кожного виявленого дефекту, такого вигляду:

$$F_{ts}\left(Event_{Point}\right)_i = \left(Ident_{RV_i}, Date_i, Distans_i, Defect_i, Discribe_i \right. \tag{11}$$

де $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор *i* ділянки руху ТЗ; $Date_i$ - дата встановлення швидкості руху ТЗ; $Distans_i$ - відстань від початкової точки маршруту (лінійна координата); $Defect_i$ - бальна оцінка дефекту; $Discribe_i$ - вид дефекту.

Об'єднання оцінок стану дорожнього покриття за виявленими дефектами здійснюється для ділянок швидкісної моделі режимів руху ТЗ відповідно до виразу виду:

$$O_{p_i}(t)_i = \max_{J=1.N} O_{p_{ij}}(t)_i, \tag{12}$$

де $O_{p_{ij}}(t)_i$ - бальна оцінка *j*-го дефекту на *i*-й ділянці моделі режимів швидкостей руху ТЗ, *N* - кількість виявлених на ділянці дефектів, *t* - фактор часу.

Дані про витрати палива ТЗ в УЕ визначаються (розділ 3 і 4) на основі серверних рішень і локального джерела інформації (ТЗ) в процесі порівняння з лінійними нормами витрати палива ТЗ, що встановлені нормативними показниками [4, 7, 138], і визначають ступінь відхилення:

$$O_{Gt_i}(t)_i = \max_{J=1.N} O_{Gt_{ij}}(t)_i \qquad (13)$$

де $O_{Gt_{ij}}(t)_i$ – найбільша витрати палива $Gt_{ij}$ *j*-го об'єкту моніторингу (ТЗ) на *i*-й ділянці моделі режимів швидкостей руху ТЗ, *N* - кількість визначених витрат палива на відповідних ділянках, *t* - фактор часу.

Для розробки моделі моніторингу параметрів технічного стану ТЗ використано множину компонентів і складових системи інформації, в частині технічних параметрів стану двигуна ТЗ, технічних параметрів стану ТЗ і параметрів УЕ ТЗ [12]:

$$M_{пр.о.} = \langle F, H, P, O, V_{вх.}, V_{вих.}, R \rangle, \qquad (14)$$

де $F = \left\{ f_i \middle| i = \overline{1, I} \right\}$ - множина функцій користування (функції автоматизації), що виконуються системою моніторингу параметрів технічного стану ТЗ; $H = \left\{ h_j \middle| j = \overline{1, J} \right\}$ - множина завдань обробки даних системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ; $P = \left\{ p_k \middle| k = \overline{1, K} \right\}$ - множина користувачів (кількість і склад персоналу), яка забезпечує роботу з системою моніторингу параметрів технічного стану ТЗ; $V_{вх.} = \{ v_l | \in L_{вх} \}$ - множина вхідних інформаційних елементів; $V_{вих.} = \{ v_l | \in L_{вих.} \}$ - множина вихідних інформаційних елементів; $V = V_{вх.} \cup V_{вих.}$ - повна множина інформаційних елементів; $O = \left\{ o_m \middle| m = \overline{1, M} \right\}$ - множина об'єктів автоматизації ТЗ, які можливо представити самостійними частинами для блоків збирання і передачі інформації: від двигуна ТЗ; від ТЗ про його параметри; про УЕ ТЗ; про результати виконання ідентифікації; про результати проведення діагностики; про параметри екологічної безпеки; про витрату палива; $R = \left\{ r_y \middle| y = \overline{1, Y} \right\}$ - множина відносин (взаємозв'язків) між компонентами $M_{пр.о.}$ предметної області системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ.

У відповідності до поставленого завдання, а саме формування моделі моніторингу параметрів технічного стану ТЗ, в залежності від технічної спроможності і математичного забезпечення, вона повинна описувати для відповідного об'єкту автоматизації всі необхідні *інформаційні елементи (вхідні і вихідні дані),* а саме повна множина інформаційних елементів $V = \{ v_l / l = 1, L \}$ в даному випадку має 60 основних інформаційних елементів об’єктів ТЗ. Для реалізації запропонованої технології дистанційного контроля працездатного стану ТЗ авторами розроблено ІПК «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» [10, 13 ]. Деякі результати дистанційного контроля швидкості руху і витрати палива ТЗ показано на рис. 1 і 2.

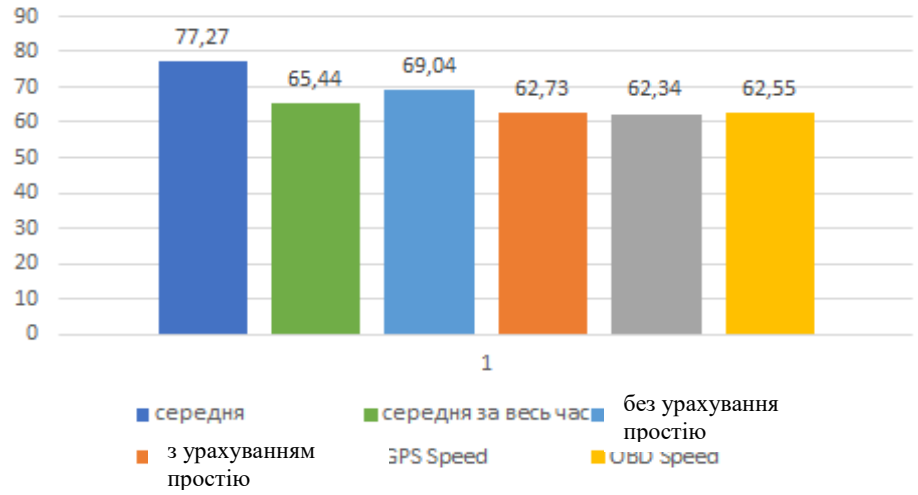



Рис. 1 - Результати визначення зміни середньої швидкості руху ТЗ

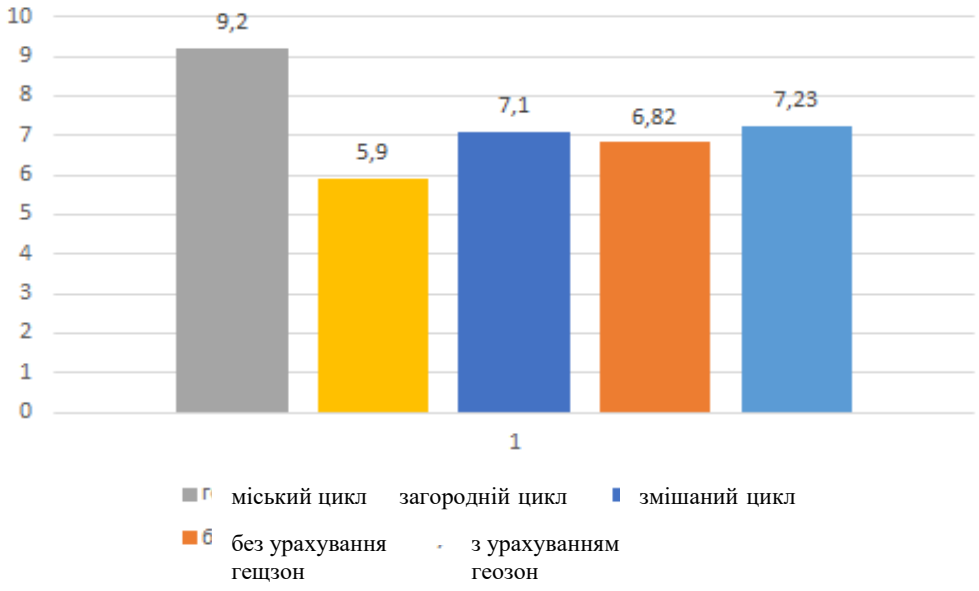



Рис. 2 - Результати визначення зміни витрати палива ТЗ в процесі руху

**4.ВИСНОВКИ**

Запропонована сучасна технологія загального інформаційного забезпечення процесів моніторингу параметрів технічного стану ТЗ забезпечує повноцінний збір і обробку інформації в реальному часі від бортової інформаційної системи

моніторингу, розміщеної на ТЗ, і від системи збору інформації, що працює у взаємодії із водієм та інфраструктурою транспорту на основі поточного стану дорожніх, транспортних, кліматичних умов експлуатації і технічних споруд, в процесах порівняння з нормативними даними і даними попереднього контролю; відображення обстановки на ділянці руху автомобіля і результатів аналізу в реальному часі і за відповідними запитами; ідентифікацію предаварійного і аварійного станів шляху; архівування результатів моніторингу; розроблення рекомендацій щодо швидкісного режиму на ділянках руху ТЗ за результатами аналізу.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1]. Российская автотранспортная энциклопедия. Техническая эксплуатация, обслуживание и ремонт автотранспортных средств. Т.3. – 2001. – 455 с.

[2]. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Говорущенко Н.Я. – Х.: Вища школа, 1984. – 312 с.

[3]. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Кузнецов Е.С. – М.: Транспорт, 1982. – 224 с.

[4]. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей в США / Е.С. Кузнецов. – М.: Транспорт, 1978. – 168 с.

[5]. *Torque.* [Электронный ресурс] // *androids.in.ua – ANDROID*. – Режим доступа: http://androids.in.ua/1193-torque.html.

[6]. *GPS-Trace Orange* [Электронный ресурс] // Словари и энциклопедии на Академике. – Режим доступа: http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/1430780.

[7]. *M2M*. Материал из Википедии – свободной энциклопедии [Электронный ресурс] // Википедия – свободная энциклопедия. – Режим доступа: http://uk.wikipedia.org/wiki/M2M.

[8]. СКРТ. [Электронный ресурс] // СКРТ – Мониторинг транспорта и контроль расхода топлива. – Режим доступа: http://www.ckpt.ru/.

[9]. Общее описание системы спутникового мониторинга «*Teletrack*» [Электронный ресурс] // Система «*Teletrack*». – Режим доступа: http://autovision.com.ua/blogcategory/sistema-teletrack/opisanie-sistemy/.

[10]. Волков В.П. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів / В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.В. Волков [та інш.]; – Харків: ФОП Панов, 2018. – 299 с.

[11]. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

[12]. Атрощенко В.А. Технические возможности повышения ресурса автономных электростанций энергетических систем. Монография. / В.А. Атрощенко, Ю.Д. Шевцов П.В. Яцынин [и др.]. – Краснодар: Издательский Дом - Юг, 2010. – 192 с.

[13]. Твір науково-практичного характеру «Технічний регламент і результати роботи інформаційного програмного комплексу (продукту) *«IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» (Identification, Monitoring technical condition, Diagnosis, Operating conditions of the vehicle under ITS)* при здійсненні ідентифікації, моніторингу параметрів технічного стану, діагностування, ідентифікації умов експлуатації транспортного засобу в умовах інтелектуальних транспортних систем» / В.П. Волков, І.В. Грицук, О.В. Предко [та ін] // Заявка від 04.04.2016 № 64765. – 2 с.

**MODERN TECHNOLOGIES OF DISTANCE CONTROL WORKING CONDITIONS OF AUTOMOBILES**

The data on the current state of motor transport in Ukraine and the disadvantages of existing maintenance and repair of cars in the technical operation of cars are given. The modern technology of remote estimation of the working condition of cars is developed, for which the information and communication model of the system of remote monitoring of the technical condition of the car is formed on the basis of the general approach to the research of the system "car - driver - operating conditions - infrastructure of operation of the car (transport and highways)". The model includes the interaction of components of monitoring components: a car with a driver and an on-board information system; Conditions of operation of the vehicle (road, transport, atmospheric and climatic conditions and culture of labor); transport infrastructure and road infrastructure). To implement the proposed technology an information program complex "IdenMonDiaOperCon" HNADU-16 "was developed, some of which are presented in the article.

**УДК 629.3.018**

# ОЦІНЮВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПРИВОДА ЗА ДАНИМИ РОЗГОНУ ТА ВИБІГУ МАШИНИ

**РАБІНОВИЧ Ернест, ЗУЄВ Володимир**

Запропоновано метод оцінки технічного стану приводу, тобто двигуна та трансмісії, за вихідними робочими параметрами машини без його демонтажу з машини і застосування спеціального обладнання. Метод, що включає в себе виконання розгону і вибігу на різних швидкісних і (або) навантажувальних режимах роботи машини, проілюстрований прикладом розгону автомобіля Lada Priora на II передачі з подальшим вибігом. Параметри процесів реєстрували за треком від приймача GPS та відеозаписами елементів облаштування дороги, розташованих з перевіреним кроком, під час проїзду автомобіля. Виміряний у тестах час розгону відповідає відмінному стану двигуна, час вибігу – відсутності надмірних опорів в ходової частини і трансмісії. Побудована за відеозаписами розгону та вибігу крива крутного моменту дозволяє докладніше вивчити роботу двигуна на різних обертах. На прикладі тесту Hyundai i30 показана можливість застосування методу на дорозі з ухилом і при дії вітру.

Точність методу погіршує невизначеність значень показників машини. Намічено шляхи зниження невизначеності, зокрема, запропонований в ХНАДУ спосіб визначення моменту інерції двигуна методом подвійного вибігу на тяговому стенді.

## 1. ВСТУП. АКТУАЛЬНІСТЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

Будемо називати машиною будь-який пристрій, призначений для виконання механічної роботи і маючий привід (двигун і трансмісію) та робочий орган. Розгін – прискорений рух машини або її робочого органу від її приводу або від зовнішнього приводу з відомою силовий характеристикою. Вибіг – сповільнений рух машини або її робочого органу при відключеному приводі та гальмах.

В процесі експлуатації технічний стан машин погіршується. В Україні середній вік легкових автомобілів досяг 19,6 року, всі проблеми відповідно гострішають [1]. Найчастіші причини звернення на СТО – це виявлені водієм раптові відмови – і поза увагою СТО залишаються несправності, що розвиваються поступово. Користувач звертається на СТО, коли щось відчув. Але іноді таке відчуття у нього виникає, коли тягові властивості автомобіля знижуються в два-три рази – таке зустрічалося в нашій практиці. Зниження крутного моменту легко розпізнає перевірка на тяговому стенді. Але стенд дорогий, вимагає окремого поста площею 60...70 м$^2$, і перевірка на ньому мало що недешева, ще й можлива не в кожному місті. Тому не всякий водій і не з будь-якого приводу буде шукати тяговий стенд. А періодична перевірка необхідна, щоб своєчасно виявити відхилення від нормальної роботи двигуна і запобігти відмові.

## 2. СУТЬ ПРОБЛЕМИ. ПРОПОНОВАНЕ РІШЕННЯ. АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ

Отже, потрібний метод, що дозволяє виявити небажане зниження функціональних властивостей машини і/або несправність, що розвивається, силами самого оператора без дорогого обладнання та спеціальної підготовки. Головний критерій вибору такого методу – його доступність для звичайного оператора.

Пропонується перевіряти машину за робочими вихідними параметрами в режимі розгін-вибіг. Використовувати як контрольні параметри час розгону машини або робочого органа при повній подачі палива (енергії) від першої заданої швидкості до другої і час вибігу від третьої заданої швидкості до четвертої і порівнювати їх з еталонними значеннями.

Дальший виклад побудований на прикладі автомобіля. Пропонується для вимірювань використовувати спідометр і мобільний телефон з вбудованим секундоміром і відеокамерою, а при можливості – і навігатор GPS або ГЛОНАСС. Надіятися на навігатор у смартфоні не слід, у нього якість вимірювань та записів значно нижча, ніж у туристських приладів.

Такі випробування відомі [2], частково регламентовані нормами [3], їх використовують і професіонали [4], і студенти, аспіранти [5] і просто водії [6]. Що ж нового у цій роботі? Рекомендації щодо режимів перевірок, зокрема, на коротких дорогах. Поради щодо використання місцевих умов, зокрема, елементів облаштування дороги, щодо методів і засобів виміру, реєстрації та обробки параметрів процесу. Але головні відмінності від відомих методів полягають в удосконаленій теорії руху автомобіля.

## 3. ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Звичайний водій навряд чи зможе перевіряти свій автомобіль на автополігоні, скоріше він скористується звичайною дорогою. Для розгону з подальшим вибігом бажано мати пряму горизонтальну ділянку довжиною 3...4 км. Але люди живуть переважно в пересіченій місцевості, де такі ділянки – велика рідкість, а довжина їх часто не більше 500 м. Це занадто мало для розгону на 4-5 передачах, не кажучи вже про вибіг: шлях вибігу легкового автомобіля з 50 км/год може досягати 800...900 м. Тому рекомендується виконувати перевірки розгоном на 2 і 3 передачах, перевірки вибігом – з 50 або 40 км/год до 20 км/год. Останнє обмеження викликане підвищеною варіацією показників на швидкостях нижче 20, а особливо нижче 10 км/год (табл. 1).

Таблиця 1 – Розмах часу вибігу на різних швидкостях

| Діапазон швидкостей | 60-50 | 50-40 | 40-30 | 30-20 | | 20-10 | 10-0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Розмах, с | 0,8 | 1,84 | 1,40 | 0,76 | | 3,92 | 9,48 |

Умови дорожньої перевірки призводять до значного розкиду результатів. Тому слід кожен тестовий режим повторювати двічі – в прямому і зворотному напрямках, а краще по кілька разів. Це вдається не часто – погодні умови змінюються швидко, а методики їх урахування під час обробки результатів недостатньо точні. Якщо перевірка за часом розгону на 2 і 3 передачах дасть різні діагнози, рекомендується прийняти гірший.

Як вже сказано, цей метод спрямований на оцінку технічного стану автомобіля за часом розгону і часом вибігу, які реєструються за допомогою спідометра і секундоміра. Використані методики докладно описані у наших попередніх публікаціях [7, 8], тож тут лише нагадаємо про них.

Найдоступніший засіб – калібрований спідометр. Показання спідометра (і тахометра) зручно реєструвати відеозаписом, закріпивши камеру на ободі рульового колеса так, щоб органи управління нею залишалися доступними.

Більш точні значення обертів двигуна дає запис сигналів з діагностичного роз'єму OBD II, але, як і у випадку спідометра, значення швидкості залежать від непостійного і невизначеного радіуса кочення колеса. Тому паралельно зі спідометром або OBD II слід використовувати засоби роботи з навігаційними системами GPS і/або ГЛОНАСС, краще за все – туристські навігатори: вони більш гнучкі в роботі, зокрема, показують швидкість з десятими частками км/год.

Дуже корисні місцеві орієнтири, що дозволяють визначати поточну позицію автомобіля: дерева, скелі, нерівності рельєфу, будівлі та споруди, але в першу чергу елементи облаштування дороги: дорожні покажчики і знаки, кілометрові стовпи, стовпи освітлення і бар'єрні огорожі небезпечних ділянок. Зручний спосіб використання орієнтирів – зйомка відеофільму при проїзді повз них і подальший перегляд у покадровому режимі у відповідній програмі, наприклад Virtual Dub.

Ємнісні датчики прискорення відображають найдрібніші деталі процесу, але потребують ретельного калібрування і спеціальних методів фільтрування та обробки записів.

Спеціально створені орієнтири – це встановлені дослідником об'єкти, наприклад, вішки з відбивними поверхнями [4]. Їхня перевага – значне скорочення часу випробувань і обробки записів. Недолік – необхідність виготовлення і установки вішок і закупівлі приладів-локаторів відбитого сигналу.

Ми випробували автомобілі, власники яких добровільно погодилися взяти участь в дослідженні, тому не імітували несправностей. Вся підготовка зводилася до перевірки гальмівних систем, зважування, миття та доведення до норми тиску повітря в шинах. Ніякого обладнання на автомобілі не навішували. Як відомо, зовнішнє кріплення спідометра CORREVIT CORRSYS-DATRON на капоті погіршує аеродинаміку автомобіля приблизно на 1,6%, на бічних поверхнях – на 2% [9]. Через це дослідники усе частіше переходять на дешевшу систему VBOX британської фірми Racelogic – вона визначає позицію і швидкість за сигналами GPS, але не має зовнішніх частин крім невеликої антени. Однак деякі дослідники не зважають на погіршенням аеродинаміки і обвішують свої тестові автомобілі апаратурою з усіх боків [10. 11], в тому числі в експериментах по визначенню аеродинамічних властивостей автомобіля.

## 4. РОЗРАХУНОК ЕТАЛОННИХ ЗНАЧЕНЬ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Час розгону залежить від резерву тяги Pp (v), тобто різниці між тяговою (рушійною) силою, створюваною приводом автомобіля Pk (v), і опорами руху Pc (v). Ставлення Pp до приведеної маси об'єкта m – прискорення *j(v),* яке і визначає поточну швидкість при відомому поточному часі розгону:

$$v_{acc12} = \sum_{v1}^{v2} \frac{P_{pi}}{m} \cdot \left(t_i - t_{i-1}\right). \qquad (1)$$

Звідси можна знайти для кожного інтервалу швидкості силу Рр, скласти з сумою опорів Рс в цьому ж інтервалі і обчислити відповідне значення ефективного крутного моменту двигуна Ме

$$P_{pi} = m \cdot \frac{\Delta v_i}{\Delta t_i};\ \ P_{ki} = P_{pi} + P_{ci};\ \ M_{ei} = \frac{P_{ki} \cdot r_d}{u_0 \cdot u_g \cdot \eta}, \qquad (2)$$

де $r_d$ – динамічний радіус ведучого колеса, м; $u_0$, $u_g$ – передавальні числа головної пари і включеної передачі; η – ККД трансмісії.

Відношення цього моменту до номінального, знайденого за ЗШХД, і буде показником технічного стану приводу. Позначимо його Пс (v).

Використовуємо як приклад дані дорожніх випробувань автомобіля Lada Priora [12], зокрема – дані розгону на 2-ій передачі і подальшого вибігу (рис. 1, 2).

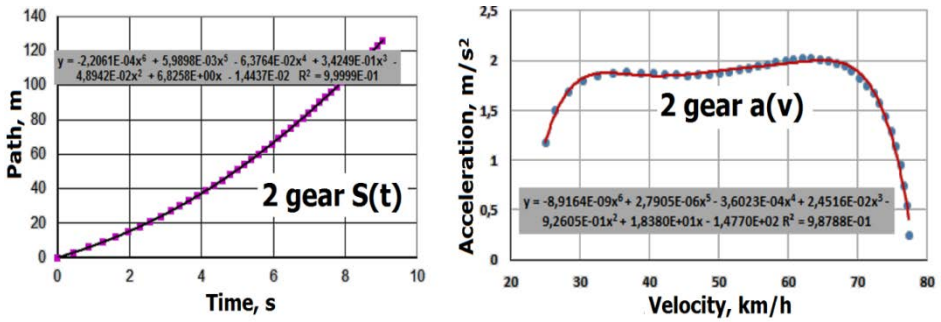



Рис. 1 – Показники розгону седана Lada Priora на II передачі

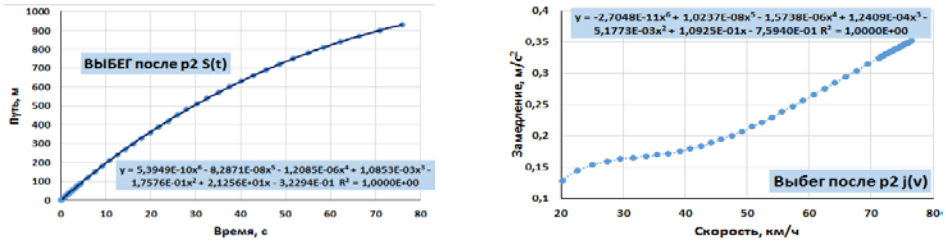



Рис. 2 – Показники вибігу седана Lada Priora після розгону на II передачі

Діаграми шляху S(t) побудовані з відеозапису бар'єрної огорожі і апроксимовані поліномами шостого степеня, діаграми швидкості v(t) отримані диференціюванням рівняння апроксимації шляху (степінь апроксимуючого полінома при цьому знижений до п'ятого) і прискорення j(t) – диференціюванням рівняння апроксимації швидкості (поліном четвертого степеня). За останніми двома розраховані значення прискорення і побудована діаграма j(v), потрібна в дальших розрахунках. Для зручності користування вона апроксимована поліномом шостого степеня. Автори багатьох робіт, наприклад, [6, 10. 11], обмежуються поліномом другого степеня. Як приклад на рис. 3 показана діаграма вибігу j(v), побудована за даними тесту іншого примірника Lada Priora на автополігоні (суцільна лінія), і її

апроксимація поліномом другого степеня (штрихова лінія) [12]. З кривих видно, що така апроксимація спотворює картину опорів і на високих швидкостях, і на низьких, характерних для міського руху. Це погіршує точність розрахунків витрат палива і викиду шкідливих речовин і може неприпустимим чином вплинути на результат експертизи дорожньо-транспортної пригоди.

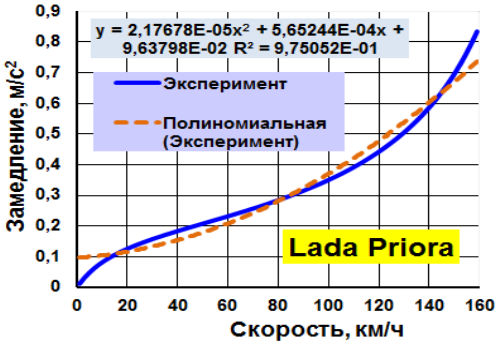



Рис. 3 – Діаграма вибігу седана Lada Priora j(v) за даними [12] і її апроксимація поліномом другого степеня

Друга передача вибрана не випадково. Автомобілі можуть розганятися на ній без пробуксовки, розгін відбувається, наприклад, від 2 до 5 тис. хв$^{-1}$ колінчатого вала (КВ), що дозволяє оцінити роботу двигуна в значному швидкісному діапазоні. Зазвичай для оцінки технічного стану приводу і ходової частини досить двох параметрів – часу розгону і вибігу. У згаданому тесті випадковий автомобіль в робочому стані показав час розгону від 20 до 73 км/год 7,6 с, час вибігу від 50,5 до 20,2 км/год – 50 с. Відповідні нормативи, обчислені нами, – 7,7 с (при повному моменті) та від 42,6 до 53,4 с (залежно від якості шин). Головні складності пов'язані саме з обчисленням нормативів. Для розрахунку нормативів вибігу потрібні значення маси автомобіля у стані тесту, коефіцієнтів опору коченню f(v) і опору повітря Cx, лобової площі автомобіля F і втрат холостого ходу трансмісії. Для розрахунку нормативу розгону ще потрібна крива крутного моменту при повній подачі палива Me(n), тобто зовнішня швидкісна характеристика двигуна (ЗШХД).

Зазвичай всі показники відомі з застереженнями – в кращому випадку середнє значення і середньоквадратичне відхилення (СКО), а частіше – тільки передбачувані межі. У згаданому експерименті маса автомобіля була 1087 кг (за показаннями вагового пристрою стенда для перевірки гальм; точність таких пристроїв – ± 2 ... 3% [13]). Фактична маса під час заїздів – 1370 кг; люди з апаратурою зважені на підлогових вагах Saturn (ЧССР).

Решта показників прийнята за літературними даними: Cx = 0,32, F = 1,93 м$^2$ [14]. Опір коченню шин KAMA EURO 224 185/60 R14 82H – як для шин класу ECO [15]. Втрати холостого ходу трансмісії в ньютонах розраховані за формулою В.В. Московкина [16] з прийнятими нами коефіцієнтами: Px = 6 + 0,34v. (3)

Найбільші труднощі виникли при зіставленні експериментальних і розрахункових кривих моменту через невизначеність кривої моменту за ЗШХД. В тесті були отримані прискорення розгону a(v) і уповільнення вибігу j(v). Це

дозволило відновити криву Me(n) при допущенні, що сумарна сила тяги на ведучих колесах

$$P_к = P_p + \Sigma P_c = a \cdot m_{ac} + j \cdot m_{dc} \quad (14)$$

$$m_{dc} = m_a + m_{eq.w.tr}; \; m_{ac} = m_{dc} + m_{eq.en} \quad (5)$$

де $m_{ac}$, $m_{dc}$ – приведена до контакту ведучого колеса з дорогою маса автомобіля під час розгону і вибігу відповідно, кг;

$m_{пр.к.тр}$ – приведена маса коліс і трансмісії, кг;

$m_{пр.дв}$ – приведена маса рухомих частин двигуна, кг.

Приблизне значення приведеної маси коліс і трансмісії обчислене за формулою

$$m_{eq.w.tr} = \left(4 \cdot I_w + 0.6 \cdot I_w + 0.1\right) / r_d^2, \quad (6)$$

де 4 – кількість коліс автомобіля, що приймають участь в русі;

0.6 – приблизне значення моменту інерції трансмісії в частках від моменту інерції колеса $I_w$;

0.1 – приблизне значення подвоєного моменту інерції гальмівного барабана з маточиною веденого заднього колеса.

За даними [17], статичний радіус колеса з шиною 185/60 R14 $R_{ст}$ = 0.264 м, динамічний радіус – $r_d$ = 0.280 м, виробник наводить значення $r_к$ = 0.281 м [18].

За нашою формулою [19], середнє значення моменту інерції колеса з шиною 185/60 R14 в експлуатації (тобто із середнім зносом) становить

$$I_w = 12.9 - 103.2 \cdot 0.264 + 214 \cdot 0.264^2 = 0.570 \;\; кг \cdot м^2$$

Тоді $m_{eq.w.tr} = \left(4.6 \cdot 0.57 + 0.1\right) / 0.281^2 = 34.5 \approx 35$ кг.

Приведена маса рухомих частин двигуна обчислюється за формулою

$$m_{eq.en} = I^{\text{en}} \cdot \left(u_0 \cdot u_g \; / \; r_d\right)^2, \quad (7)$$

де $I^{en}$- приведений до КВ момент інерції рухомих частин двигуна.

Двигун ВАЗ-21126 створений шляхом кількох модернізацій двигуна ВАЗ-2101, момент інерції якого з ведучими деталями зчеплення становив 0.136 кг·м$^2$ [20]. У ВАЗ-21126 легше маховик. поршні і шатуни [21]. За приблизною оцінкою це могло знизити момент інерції до 0.130 кг·м$^2$ . Відповідні значення приведених мас двигуна і автомобіля вказані в табл. 2.

Таблиця 2. Приведені моменти інерції і маси двигуна ВАЗ-21126 ($I$en = 0.13 кг·м$^2$ ) і автомобіля LADA Priora на передачах (rк = 0.28 м)

| Передача | V | IV | III | II | I | Головна пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Передавальне число | 0.784 | 0.941 | 1.357 | 1.950 | 3.638 | 3.7059 |
| Приведена маса. кг | 14.1 | 20.3 | 42.2 | 87.2 | 303.6 | |
| Приведена маса автомобіля під час вибігу, кг (автомобіль, люди, колеса і ведена частина трансмісії) | | | | | 1454+35=1489 | |
| Те ж під час розгону (плюс двигун) | 1503 | 1509 | 1531 | 1576 | 1793 | |

Тут прийнято допущення, що статичні опори під час розгону і вибігу однакові. Насправді під час вибігу діють поряд з іншими опорами втрати холостого ходу трансмісії Рхх, а при розгоні їх не треба виділяти - вони враховуються загальним ККД трансмісії. Тому зі значень *j* треба віднімати парціальний уповільнення, яке створювали б втрати холостого ходу при відсутності інших сил.

Крива крутного моменту двигуна ВАЗ-21126 за ЗШХД практично однакова у всіх публікаціях АвтоВАЗу. Однак дослідники і тюнінгові фірми приводять дещо інші криві. Так, у дослідження компанії «Квазар» [22], досягнутий момент більше 150 Нм, зате в зоні низьких обертів момент різко падає (рис. 4). У наших експериментах отримана схожа крива (рис. 4, подвійна лінія, табл. 3). Приймемо криву компанії «Квазар» як другу номінальну.

Технічний стан був оцінений по-різному: 1) за відношенням максимального досягнутого моменту до максимального за номінальною кривою: 150/145 = 1.034 (150 / 157.5 = 0,952); 2) за середнім зі значень Пс в характерних точках: 0.894 (0.941); 3) за різницею одиниця плюс відношення суми відхилень фактичного моменту від номінального в характерних точках до суми значень номінального моменту в цих же точках: 0.910 (0.957).

Але одне значення, розраховане за будь-яким варіантом, дає лише перше уявлення про технічний стан автомобіля, а для реальної оцінки краще розглядати криві, подібні показаним на рис. 4, з урахуванням фактичних умов роботи. Такий же аналіз виконано для III і IV передач (рис. 5).

Таблиця 3 – Розрахунок показників технічного стану автомобіля (Пс)

| $V$, km/h | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $n$, $min^{-1}$ | 1718 | 2061 | 2405 | 2748 | 3092 | 3435 | 3779 | 4122 | 4466 | 4809 | 5153 |
| $M_e$, Nm VAZ | 121 | 131 | 137 | 141 | 148 | **145** | **145** | **144** | **142** | **137** | **127** |
| $P_k$, N | 2886 | 3144 | 3287 | 3385 | 3539 | 3461 | 3465 | 3455 | 3403 | 3267 | 3048 |
| $a$, $m/s^2$ | **0.441** | **1.710** | **1.914** | **1.881** | **1.887** | **1.950** | **2.022** | **2.084** | **2.141** | **2.109** | **1.614** |
| $P_p$, N | 657 | 2551 | 2856 | 2807 | 2816 | 2910 | 3017 | 3110 | 3194 | 3146 | 2408 |
| $j$, $m/s^2$ | **0.154** | **0.163** | **0.169** | **0.177** | **0.191** | **0.211** | **0.236** | **0.263** | **0.291** | **0.318** | **0.345** |
| $j_{xx}$, $m/s^2$ | **0.010** | **0.012** | **0.013** | **0.014** | **0.015** | **0.016** | **0.018** | **0.019** | **0.020** | **0.021** | **0.022** |
| $P_c$, N | 201 | 213 | 219 | 229 | 248 | 274 | 306 | 343 | 380 | 418 | 454 |
| $P_p$+$P_c$, N | 859 | 2765 | 3075 | 3036 | 3064 | 3184 | 3324 | 3453 | 3574 | 3564 | 2862 |
| $M_e$, Nm експ | 36 | 116 | 128 | 127 | 128 | 133 | 139 | 144 | 149 | 149 | 120 |
| $M_e$, Nm Quazar | **87** | **108** | **123** | **128** | **127** | **128** | **133** | **143** | **154** | **157** | **148** |
| $P_k$, N | 2075 | 2579 | 2940 | 3060 | 3048 | 3059 | 3190 | 3434 | 3674 | 3748 | 3552 |
| Пс | 0.414 | 1.072 | 1.046 | 0.992 | 1.005 | 1.041 | 1.042 | 1.006 | 0.973 | 0.951 | 0.806 |

Крива IV передачі не інформативна - надто вузький діапазон обертів (1666...2984 $хв^{-1}$), основна частина кривої припадає на спадну гілку номінальної кривої моменту, де значення ненадійні. Технічний стан ходової частини і веденої

частини трансмісії, судячи з даних вибігу, близький до номінального. В цілому відновлені криві моменту - зручний інструмент для оцінки стану приводу автомобіля.

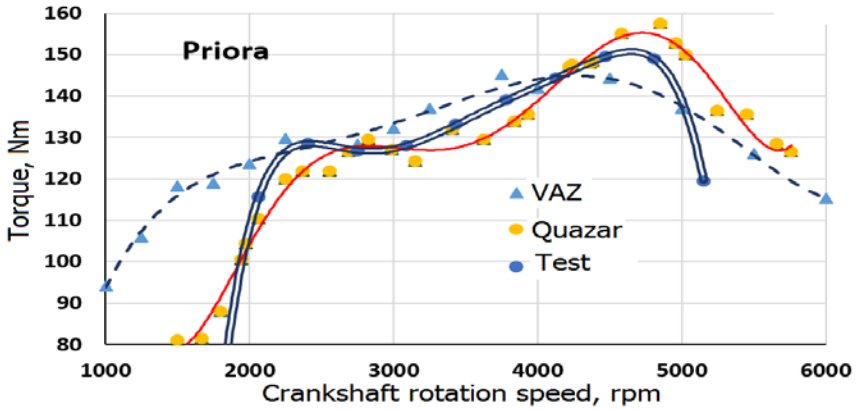



Рис. 4 – Криві крутного моменту за даними АвтоВАЗ, компанії «Квазар» і нашого експерименту

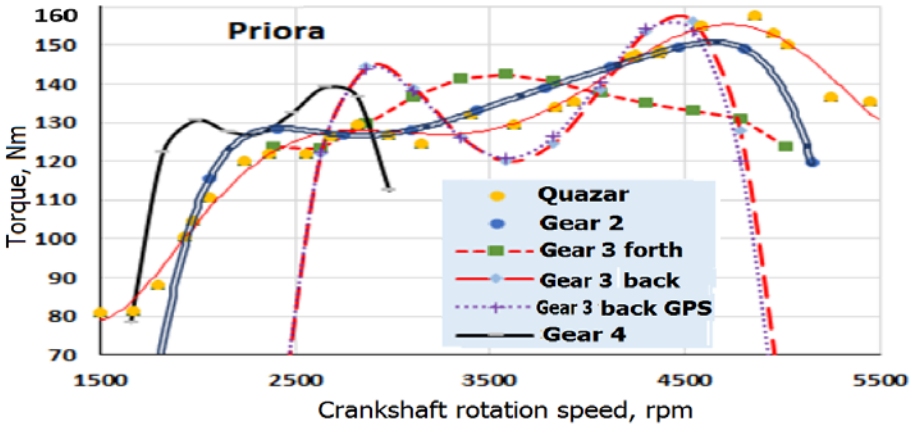



Рис. 5 – Криві крутного моменту, відновлені за даними розгону на II, III, IV передачах і подальшого вибігу

Корисно оцінити вплив неточності прийнятих за оцінками значень параметрів автомобіля на результат. Будемо міняти значення параметра в можливих межах і оцінювати зміну результату, наприклад, за третім варіантом (табл. 4).

Вище за результатами приблизної оцінки було вибрано для розрахунків значення моменту інерції двигуна Ie=0.13 кг·м$^2$. Як показав аналіз (табл. 4), неточність цього вибору могла спотворити результат оцінки технічного стану менш ніж на 1%, що слід визнати допустимим.

Тому слід коригувати виміряні значення прискорень розгону *a* і уповільнень вибігу *j* поправками на ухил і вітер, тобто парціальними прискореннями від дії цих факторів за відсутності інших:

## 5. ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ НА РЕАЛЬНІЙ ДОРОЗІ

Усе, описане вище, стосувалося горизонтальної дороги і тихої погоди. Реально кожна дорога має свій індивідуальний поздовжній профіль (тобто послідовність ухилів, різних за знаком і крутизною), а кожен тест виконується у свою погоду, з вітром, швидкість і напрямок якого можуть змінитися за 3 секунди.

$$a_{pi} = \pm mg \cdot i / \delta m = \mathrm{m}g \cdot i / \delta; \quad j_{pi} = \mathrm{m}g \cdot i / \delta \qquad (8)$$

Таблиця 4 – Вплив неточності вхідних величин на оцінку технічного стану

| Вели-чина | Зна-чення | Показник технічного стану відносно кривої моменту | | Зміна показника технічного стану відносно кривої моменту | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | За ВАЗ | За Квазар | За ВАЗ | За Квазар |
| $I^{en}$, кг·м$^2$ | 0,13 | 0,91 | 0,957 | | |
| | 0,11 | 0,903 | 0,950 | 0,992 | **0,993** |
| | 0,14 | 0,913 | 0,961 | 1,003 | 1,004 |
| | 0,18 | 0,925 | 0,975 | 1,016 | 1,019 |
| | 0,21 | 0,936 | 0,986 | 1,029 | **1,030** |
| η | 0,91 | 0,91 | 0,957 | | |
| | 0,89 | 0,928 | 0,977 | 1,020 | **1,021** |
| | 0,93 | 0,892 | 0,938 | 0,980 | 0,980 |
| | 0,95 | 0,875 | 0,92 | 0,962 | **0,961** |
| δm, кг | 1405 | 0,91 | 0,957 | | |
| | 1345 | 0,876 | 0,922 | 0,963 | **0,963** |
| | 1375 | 0,893 | 0,939 | 0,981 | 0,981 |
| | 1435 | 0,927 | 0,973 | 1,019 | 1,017 |
| | 1455 | 0,938 | 0,987 | 1,031 | 1,031 |
| | 1475 | 0,949 | 0,999 | 1,043 | **1,044** |
| Pxx, H | ×1,0 | 0,91 | 0,957 | | |
| | ×1,3 | 0,91 | 0,957 | 1 | 1 |
| | ×3 | 0,909 | 0,956 | 0,999 | 0,999 |
| Rк, м | 0,279 | 0,91 | 0,957 | | |
| | 0,273 | 0,895 | 0,936 | 0,984 | **0,978** |
| | 0,275 | 0,9 | 0,943 | 0,989 | 0,985 |
| | 0,277 | 0,905 | 0,95 | 0,995 | 0,993 |
| | 0,281 | 0,915 | 0,965 | 1,005 | 1,008 |
| | 0,283 | 0,92 | 0,972 | 1,011 | **1,016** |

Поправка до виміряного прискорення розгону додається на підйомі і віднімається на спуску. Поправка до виміряного уповільнення вибігу навпаки,

віднімається на підйомі і додається спуску. Поправка на вітер обчислюється як різниця між силами опору повітря, обчисленими з урахуванням вітру і без нього:

$$j_{pw} = kF\left[\left(v \pm w\right)^2 - v^2\right], \qquad (9)$$

де $kF$ - фактор обтічності автомобіля;

$v$, $w$ - швидкості автомобіля і вітру, м/с.

Знак плюс відноситься до випадку руху проти вітру, мінус - за вітром.

Розглянемо конкретний приклад. Автомобіль - Hyundai i30 2007. Двигун бензиновий 1,4. Маса з трьома учасниками тесту, приведена: під час вибігу - 1500 кг, під час розгону на II передачі - 1645 кг. Дата: 05.04.2019. Вітер з півдня на висоті 0,9 м, проекція швидкості на вісь дороги, - 0,5 м / с. Густина повітря середня за час замірів - 1,2283 кг/м$^3$. Час місцевий: 11:23. Заїзд 8.1.

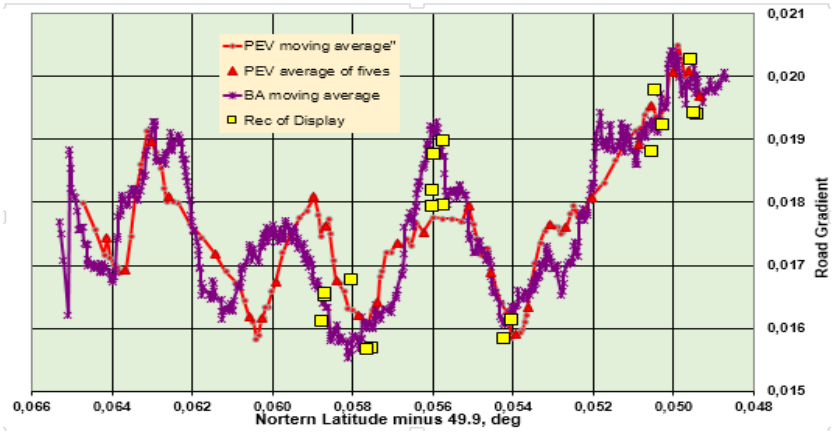



Рис. 6 – Подовжній профіль вимірювальної ділянки дороги – ухил у функції широти (крива ВА – за даними М.Х. Буравцева)

Подальші дані беремо з обробленої таблиці треку.

Для ділянки розгону в заїзді 8.1

$i$ = 5432583,9912$N^3$ – 1064820,0391$N^2$ + 69577,112249$N$ – 1515,555583.

Значення ухилу $i$ визначалися за рівняннями апроксимації його залежності від північної широти $N$ на відповідній ділянці подовжнього профілю (рис. 6).

Параметри вибігу визначені для точок від 3795 до 3844 і відкориговані на ухил та вітер. Обчислена апроксимація залежності відкоригованого уповільнення вибігу $j$ від швидкості автомобіля v:

j= -2,812613·10$^{-6}$v$^3$ + 2.963076·10$^{-4}$v$^2$ - 0,01216225v + 0,0365454.

Заключні кроки розрахунку зведені у табл. 5. Результати показані на рис. 7. Максимальний момент 133,5 Нм близький до найбільшого номінального 137 Нм (97,4 %). Це нормально для двигуна після пробігу 98 тис км.

Отже, запропонований метод дозволяє оцінити технічний стан двигуна за максимумом та конфігурацією кривої крутного моменту, вимірявши прискорення розгону та вибігу на горизонтальній або похилій дорозі.

## 6. НАПРЯМКИ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Усунути перераховані вище неточності простими доступними засобами не вдасться. Так, звичайні автоваги мають допустиму похибку зважування автомобілів до 6 тонн ± 20 кг. Якщо є можливість зважити автомобіль на більш точних вагах хоча б один раз, то потім можна коригувати цей результат урахуванням кількості палива в баку, зносу шин, заміни частин і агрегатів, додаткових пасажирів або вантажу - більшість цих об'єктів можна зважити на звичайних побутових або торгових вагах (до 150 кг). ККД трансмісії, можливо, вдасться уточнити на роликовому стенді, поєднуючи режими простого розгону, розгону під навантаженням і вибігу.

Таблиця 5 – Обчислення прискорень розгону і30 у заїзді 8.1

| Номер точки | Швидкість, км/год | Широта мінус 49,9 | Прискорення виміряне, м/с$^2$ | Поправка на ухил, м/с$^2$ | Поправка на вітер, м/с$^2$ | Прискорен-ня кориго-ване, м/с$^2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 3781 | 20,661 | 0,066239 | 0,4441 | 0,0279 | 0,0020 | 0,7112 |
| 3782 | 20,754 | 0,066184 | 0,4143 | 0,0269 | 0,0020 | 0,6714 |
| 3783 | 19,573 | 0,066136 | 0,0962 | 0,0260 | 0,0019 | 0,3450 |
| 3784 | 19,421 | 0,066087 | -0,1149 | 0,0252 | 0,0019 | 0,1263 |
| 3785 | 19,773 | 0,066042 | -0,0908 | 0,0245 | 0,0019 | 0,1437 |
| 3786 | 22,938 | 0,065992 | 0,3116 | 0,0238 | 0,0022 | 0,5397 |
| 3787 | 28,472 | 0,065932 | 0,8381 | 0,0230 | 0,0027 | 1,0593 |
| 3788 | 35,054 | 0,065855 | 1,4149 | 0,0221 | 0,0033 | 1,6281 |
| 3789 | 41,683 | 0,065762 | 1,7356 | 0,0211 | 0,0039 | 1,9402 |
| 3790 | 48,909 | 0,065652 | 1,8923 | 0,0202 | 0,0045 | 2,0883 |
| 3791 | 55,729 | 0,065523 | 1,9143 | 0,0192 | 0,0052 | 2,1015 |
| 3792 | 61,621 | 0,065380 | 1,8461 | 0,0182 | 0,0057 | 2,0244 |
| 3793 | 64,977 | 0,065223 | 1,4878 | 0,0171 | 0,0060 | 1,6563 |

Таблиця 6 – Завершення розрахунку крутного моменту

| Номер точки | Прискорення кориговане, м/с$^2$ | Уповільнення кориговане, м/с$^2$ | Частота обертання КВ, хв$^{-1}$ | Крутний момент, Нм |
|---|---|---|---|---|
| 3787 | 1,059292 | -0,13445 | 2221 | 68,9 |
| 3788 | 1,628078 | -0,14684 | 2734 | 102,7 |
| 3789 | 1,940233 | -0,15929 | 3252 | 121,5 |
| 3790 | 2,088274 | -0,17856 | 3815 | 131,2 |
| 3791 | 2,101450 | -0,2078 | 4347 | 133,5 |
| 3792 | 2,024380 | -0,24589 | 4807 | 131,0 |
| 3793 | 1,656309 | -0,2743 | 5069 | 111,1 |

Радіус кочення можна уточнити, співвідносячи дані про частоту обертання колінчастого вала, отримані з роз'єму OBD II, з даними про швидкість з приймача

супутникових сигналів. Момент інерції двигуна можна визначити за результатами двох випробувань автомобіля на тяговому стенді - із замкнутою і розімкнутої трансмісією [23]. У першому випробуванні реєструють уповільнення вибігу системи автомобіль-стенд (строго кажучи, двигун-замкнута трансмісія-колеса-стенд) $j_{ас}$, у другому, після роз'єднання трансмісії - окремо уповільнення вибігу двигуна $j_{д}$, окремо - веденої частини роз'єднаної трансмісії, коліс і стенду $j_{тр}$. З обробки записів в однакових швидкісних діапазонах знаходять уповільнення всіх трьох вибігів і визначають момент інерції двигуна $I^{Д}$ за такою формулою:

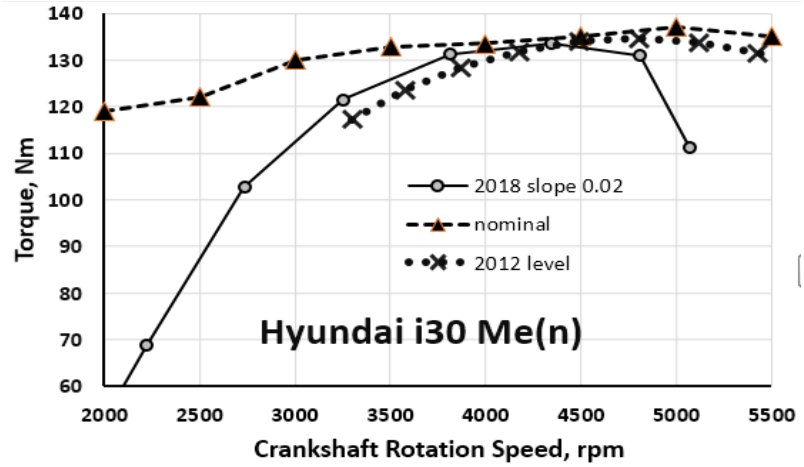



Рис. 7. Порівняння кривих крутного моменту, знятих у різних умовах

$$I^{д} = \frac{j^{тр} - j^{ас}}{j^{ас} - j^{д}} \cdot \left( I^{тр.а} + 2 \cdot I^{к} + I^{ст} \right), \qquad (9)$$

де $I$тр.а, $I$к, $I$ст. - моменти інерції трансмісії автомобіля, колеса і стенда.

Момент інерції трансмісії автомобіля визначають методом вибігу, колеса - методом біфілярного підвісу, стенда - методом падаючого вантажу (метод Атвуда).

## 7. ВИСНОВКИ

Діагностика тягово-швидкісних властивостей автомобіля - необхідний засіб для раннього виявлення несправностей, що розвиваються. Однак перевірка на тяговому стенді дорого коштує і не завжди доступна. Тому запропоновано і обґрунтовано метод перевірки за часом розгону та часом вибігу автомобіля. Метод реалізується на ділянці дороги довжиною 400-500 м і включає в себе виконання розгону на II і III передачах і вибігу з 50 або 40 до 20 км/год з реєстрацією параметрів процесів. Залежність сумарних опорів вибігу, яка має різкий спад на швидкостях нижче 25 км/год, запропоновано описувати поліномами 4-6 степенів, а не 2 степеня, як роблять багато авторів. Метод використовує загальнодоступні засоби (приймач GPS, цифрові фотокамери або телефони), які розміщуються всередині автомобіля і не погіршують його обтічність. Трохи складніший варіант методу включає побудову розгінних кривих крутного моменту за треком або

відеозаписами параметрів розгону і вибігу. Описані дорожні тести, що підтверджують доступність і чутливість методу, зокрема на реальній дорозі з ухилами і при дії вітру. Точність методу можна підвищити, зменшивши невизначеність основних вхідних параметрів машини (для автомобіля - маси, ККД трансмісії, моменту інерції двигуна). Метод придатний для будь-якої машини, будова і оснащення якої дозволяє реалізувати такі перевірки.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1]. Средний возраст автомобилей в Украине увеличился до 19.6 лет / Владимир Коломинов // [Электронный ресурс]. Режим доступа к статье: http://autonews.autoua.net/novosti/12377-srednij-vozrast-avtomobilej-v-ukraine-uvelichilsya.html

[2]. Measurement of the Aerodynamic and Rolling Resistances of Road ...*pid.sagepub.com/content/198/3/211.refs*

[3]. SAE J1666 (OCT., 2002). "Electric Vehicle Acceleration, Gradeability, and Deceleration Test Procedure

[4]. Петрушов *В.*А. Автомобили *и* автопоезда*:* Новые технологии исследования сопротивлений качения *и* воздуха. М.*:* Торус Пресс, 2008. *352 с.*

[5]. Tyre modelling for rolling resistance BHARAT MOHAN REDROUTHU SIDHARTH DAS CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY Göteborg, Sweden 2014 Master's thesis 2014:24 // http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/200040/200040.pdf

[6].Measure the drag coefficient of your car https://www.google.com.ua/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0ahUKEwje3pnJt9rYAhVMJ5oKHVCNDYkQFggqMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.instructables.com%2Fid%2F %2F&usg=AOvVaw1ZKAQB6X0w3m6sUI-uFFe6

[7]. Дорожное диагностирование легковых автомобилей. Под ред. Э.Х. Рабиновича. Монография // Рабинович Э.Х., Волков В.П., Белогуров Е.А., Дитятьев А.В., Зуев В.А., Зыбцев Ю.В., Буравцев М.Х., Тарасов С.П. // Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2018. - 279 с.

[8]. Rabinovich, E.H., Gritsuk I.V., Volkov V.P, Zuiev V.A. Evaluation of the powertrain condition based on the car acceleration and coasting data // SAE tech paper 2018-01-1771 publ.10 Sep 2018, p.13

[9]. Фомин А. Измерено ЗР. Скорость: Немаксимальная максималка / Анатолий Фомин / За рулем. – 2009. – № 1.

[10]. Estimation of aerodynamic performance from constant speed and coast down testing http://www.optimumg.com/docs/Aero_BertaReport.pdf

[11]. Estimation of Road Load Parameters via On-road Vehicle Testing Dr. Rahul Ahlawata , Dr. Jürgen Bredenbeckb & Mr. Tatsuo Ichigec a A&D Technology, Michigan, USA b A&D Europe GmbH, Griesheim, Germany c A&D Company, Tokyo, Japan Tire Technology Expo 2013 February 5-7, Cologne, Germany http://www.aanddtech.com/Docs/TTX%202013.pdf

[12].Выбор средств измерения параметров движения автомобиля при дорожном диагностировании / Э.Х. Рабинович, Д.В. Абрамов, Д.М. Клец [и др.] // IX Міжнар. наук.-техн. конф. "МЕТРОЛОГІЯ–2014" – 15–16 жовтня 2014 р., Х.: наук. праці. — Х.: ННЦ "Інститут метрології", 2014. — С. 363-366.

[13]. BM9010 Brake tester / Gemco www.gemco.co.uk/.../uploads/.../BM9010-Brake-Tester-Bro... *Weight measuring accuracy*. 0 – 100 kg: ± 2 kg > 100 kg: ± 2 % FS.
[14].Аэродинамика Приоры / [Электронный ресурс] Режим доступа: https://www.drive2.ru/l/3146081
[15]. BOSCH. Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.: ил.
[16]. Петрушов В.А. Мощностной баланс автомобиля / В.А. Петрушов, В.В. Московкин, А.Н. Евграфов // М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.
[17]. BND Techsource. Tire Data Calculator https://bndtechsource.wixsite.com/home/tire-data-calculator
[18]. KAMA trading house. Catalog of tire products 127 p // www.td-KAMA.com
[19]. Рабинович Э.Х., Зуев В.А.(2007) Учет моментов инерции автомобильных колес в задачах диагностики тормозных и тяговых свойств // ECOVARNA '2007.- Varna, 2007. p. 709-715.
[20]. Цитович И.С., Альгин В.Б. Динамика автомобиля. — Мн.: Наука и техника. — 1981.— 191 с.
[21]. Конструктивные особенности двигателя ВАЗ-21126 Lada-2170 Priora / [Электронный ресурс] Режим доступа: autoholding. net/851_konstruktivnie_ osobennosti_dvigatelya_vaz_IIIIIIVI_ LADA_IIIVIIO_PRIORA.html
[22]. График замера ВСХ серийного двигателя ВАЗ 21126 ПРИОРА (1.6 л) [Электронный ресурс] Режим доступа: http: // kvazar-3000.narod.ru
[23]. Зуев В.А. Бестормозной метод определения момента инерции двигателя на роликовом стенде / Матеріали 8-ї міжнар. наук.-практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та устаткування для їх обслуговування». 28-29 вересня 2017 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія. – с. 417-423.

## ASSESSMENT OF POWERTRAIN TECHNICAL CONDITION ON THE DATA OF THE MACHINE SPEEDING-UP AND COASTING

Diagnosis of the car is a necessary means for early detection of developing malfunctions. A technique for diagnosing on a short road based on the acceleration in the second and third gears and coasting from 50 or 40 to 20 km/h is proposed. The results should be compared with the reference values calculated, taking into consideration the speed rolling resistance dependence, described by the square trinomial, the speed air resistance dependence with the variable exponent, the losses of the transmission idling mode and the progressive total resistances decrease at speeds below 25 km/h. The general speed dependence of the total resistance is described by a sixth-degree polynomial but not the second-degree one, as many researchers believe. The experimental check was performed on a subcompact sedan with 1.6 atmo engine. Weight of 1370 kg. First class road with an average rise of 0.0182, asphalt in good condition. There was no wind.

Measuring and recording equipment: GPS receiver Magellan Triton 300, digital cameras Canon, an anemometer. The processing of video recordings was carried out in the Virtual Dub and MS Excel programs. The evaluation based on the acceleration and coasting times showed the engine technical condition better than the nominal one. According to the records of the II, III and IV gear's torque curves were restored. The curves are far from the nominal steady-state curve, but are close to the chassis dynamometer curve. The reached torque value exceeds the maximum passport one by 5-10 Nm. So, the on-road diagnostics with simple equipment provides true information, suitable both for the vehicle condition assessing and for research. On the example of Hyundai i30 test the possibility of using the method on a real road with a slope and under the influence of wind is shown.

**УДК 621.793.620.172**

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОДУГОВЫХ ПОКРЫТИЙ ПУТЕМ ОБРАБОТКИ ИМПУЛЬСНЫМ ИОННЫМ АЗОТИРОВАНИЕМ

**АГЕЕВ Максим**

Эффективным путем решения задачи повышения эксплуатационных характеристик электродуговых покрытий из проволочных материалов может явиться формирование в них высокопрочных поверхностных слоев посредством использования различных методов химико-термической обработки (ХТО). В работе были проведены исследования с целью разработки и апробирования на практике технологий формирования упрочняющих защитных покрытий (УЗП) на основе сочетания процесса электродугового напыления (ЭДН) с последующей обработкой импульсным ионным азотированием (ИИА).

## 1. ВВЕДЕНИЕ

Установлено, что использование покрытий позволяет повысить износо - и коррозионную стойкость рабочих поверхностей деталей машин и механизмов, в частности, судовых, уменшить затраты легированных сталей и сплавов [1].

Применение покрытий связывают с реализацией принципиально нового подхода - прочность и несущая способность детали обеспечивается за счет материала основы, а сопротивление коррозии, изнашивания и др. факторам повышается путем нанесения упрочняющих защитных покрытий (УЗП) [2]. Показано, что существует большое количество альтернативных способов нанесения покрытий, поэтому целесообразно выбрать оптимальный, простой в реализации и недорогой способ [2].

Обосновано, что из многообразия способов нанесения упрочняющих защитных покрытий (УЗП) наиболее распространенными технологиями, используемыми при восстановлении и повышении эксплуатационных свойств деталей являются методы газотермического напыления (ГТН) [3-5], среди которых самым дешевым и простым методом является метод электродугового напыления (ЭДН), усовершенствование которого приобрело направленность на модифицирование и активирование процесса напыления [6, 7].

Исследовано, что существенное повышение свойств электродуговых покрытий (ЭДН-покрытий) возможно путем сочетания электродугового напыления (ЭДН) с лазерной (ЛО) [10--16], ультразвуковой (УЗО) [8. 9], электроискровой (ЭИЛ) [8,9], электронно-лучевой (ЭЛО) [17, 18] и др. методами обработки [8, 9].

Высокую износостойкость, твердость и другие поверхностные свойства ЭДН-покрытий из сплавов на основе железа целесообразно обеспечивать методами химико-термической обработки [19]. Использование комбинации методов электродугового напыления и последующей химико-термической обработки открывает большие возможности в создании композиционных покрытий с особыми свойствами. Методы повышения качества электродуговых покрытий последующей термообработкой или модифицированием легко реализуемы на практике, особенно,

если это допускают размеры детали. Такие комбинированные технологии не требует дополнительного дорогостоящего оборудования и операций, что предопределяет снижение стоимости процессов упрочнения.

Таким образом, эффективным путем решения задачи повышения эксплуатационных характеристик электродуговых покрытий из проволочных материалов может явиться формирование в них высокопрочных поверхностных слоев посредством использования различных методов химико-термической обработки (ХТО). Объединение нанесения покрытий с модификацией поверхности и обработкой покрытий позволяет создать новые комбинированные методы инженерии поверхности.

Среди большого количества технологий диффузионного легирования поверхностных слоев методы азотирования отличаются технологичностью, экологической безопасностью и экономической эффективностью [20]. Поэтому для последующего модифицирования электродуговых стальных покрытий было выбрано импульсное ионное азотирование (ИИА) [21-24].

## 2. ФОРМУЛИРОВКА ЦЕЛИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Проведение исследований формирования упрочняющих защитных покрытий (УЗП) на основе сочетания процесса электродугового напыления (ЭДН) с последующей обработкой импульсным ионным азотированием (ИИА) для разработки нового комбинированного метода инженерии поверхности..

Материалы и методы исследований. Для нанесения покрытий использовалась установка активированного электродугового напыления АДН-10.

Материалом покрытий служила проволока диаметров 0,8-2.8 из сталей мартенситного (40Х13, 95Х18), ферритного (Св-08Г2С) и аустенитного (Х18Н10Т, 12Х18Н10Т) классов. Особенностью сталей мартенситного и аустенитного классов является способность к фазовым превращениям и структурным изменениям при нанесении и обработке покрытий. Это позволит улучшение физико-механических и эксплуатационных свойств упрочняемых поверхностей, повысить их износостойкость и коррозионную стойкость.

ИИА проводилась в течение двух часов. Температура образцов в процессе ИИА изменялась от 600 до 800 К.

Исследование микроструктуры проводилось на нетравленых и травленых шлифах на световом микроскопе «MeF-3» фирмы "Reichert" (Австрия) при увеличении ×100, ×200, ×500. Измерение микротвердости проводилось на микротвердомере "Micromet-II" с нагрузкой 100 г от края поверхности покрытия к основе с захватом переходной зоны. Количественный стереологический анализ пористости покрытий проводился на аттестованном автоматическом анализаторе изображения «Mini-Magiscan» фирмы "Joyce Loebl", Англия, по программе «Genias 26». Основными этапами анализа изображения являются: калибровка изображения, фиксация изображения, сегментирование, пористость. Исследование проводили на сканирующем электронном микроскопе "CamScan" ("Oxford Instruments", Англия) с рентгеновским энергодисперсионным анализатором. Морфология (топография) поверхности покрытий исследовалась в режиме отраженных электронов при ускоряющем напряжении 10-20 кВ. Разрешающая способность данного СЭМ составляет 70 Å.

## 3. ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА ИССЛЕДОВАНИЯ

В результате проведенных исследований была произведена оценка возможности повышения качества электродуговых покрытий путем последующей импульсного ионного азотирования (ИИА).

Данные по микротвердости приведены в таблице 1. Результаты изучения микротвердости и структурных параметров и фазового состава ионно-модифицированных по различным режимам покрытий приведены в таблицах 2-3.

Таблица 1 - Влияние температуры ИИА на микротвердость ЭДН- покрытий

| Материал покрытия | Микротвердость, ГПа при различной температуре азотирования, К | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 600 | 620 | 650 | 670 | 700 | 720 | 770 |
| Стали мартенситного класса | 8,6 | 11,3 | 12,9 | 14,0 | 15,9 | 12,7 | 11,3 |
| Стали аустенитного класса | 5,6 | 6,2 | 8,0 | 8,9 | 11,1 | 12,0 | 11,8 |

Согласно полученных данных, по мере увеличения температуры ИИА покрытий возрастает глубина модифицированного слоя (до 50 мкм). Микротвердость модифицированного слоя при этом существенно увеличивается и в результате обработки при 670–720 К достигает уровня максимальных значений (14000–15900 МПа). Основными фазами, присутствующими в модифицированных азотом слоях на покрытиях из стали мартенситного класса, являются нитриды ε-$(Fe,Cr)_3N$ и γ′-$Fe_4N$. После ионной обработки при температурах 720 и 770 К в азотированных слоях регистрируется резкое уменьшение содержания высокоазотистого ε-нитрида и образование нитрида CrN, при этом микротвердость слоя снижается до 11300–12700 МПа. Для слоев, сформированных импульсным ионным азотированием на электродуговых покрытиях, характерным является относительно повышенный уровень микротвердости и большая глубина проникновения легирующей примеси. Кроме этого отличительной чертой азотированных слоев на электродуговых покрытии, является присутствие в них частиц фазы α′′- $(Fe,Cr)_8N$, а также пониженное содержание в них нитридной фазы γ′-$Fe_4N$ и относительно более высокое содержание нитрида CrN.

Таблица 2 - Структурные параметры ЭДН- покрытий из сталей мартенситного класса после импульсного ионного азотирования

| Режим обработки | | Толщина слоя, мкм | Фазовый состав |
|---|---|---|---|
| АДН | $N^+$ 620 К | 5-10 | α-Fe, γ-Fe, $\gamma_N$, $Fe_3O_4$, ε-$(Fe,Cr)_3N$ |
| | $N^+$ 670 К | 10-15 | α-Fe, $Fe_3O_4$, ε-$(Fe,Cr)_3N$, γ′-$Fe_4N$ |
| | $N^+$ 720 К | 15-20 | α-Fe, $Fe_3O_4$, ε-$(Fe,Cr)_3N$, γ′-$Fe_4N$, CrN |
| | $N^+$ 770 К | 25-30 | α-Fe, $Fe_3O_4$, γ′-$Fe_4N$, CrN |

Повышенная диффузионная проницаемость покрытий вызвана высокой концентрацией содержащихся в них дефектов (вакансий, дислокаций, пор), которые образовались в условиях сверхбыстрой кристаллизации капель расплава в процессе электродугового напыления покрытий. При этом присутствие термодинамически стабильного легированного хромом оксида $Fe_3O_4$ в виде пленок, разделяющих напыленные частицы, затрудняет диффузионный перенос азота от верхнего слоя частиц к нижележащим слоям. Наибольшая глубина импульсного ионного азотирования достигается в электродуговых покрытиях при пониженном содержании оксидных пленок.

Импульсное ионное азотирование электродуговых покрытий из сталей аустенитного класса приводит к образованию модифицированных слоев толщиной от 3–5 до 15–25 мкм (табл.3).

Микротвердость модифицированных азотом слоев на электродуговых покрытиях составляет (табл.1) от 5600 до 12000 МПа. Твердость не азотированной сердцевины напыленных слоев стали 12Х18Н10Т сохраняется на уровне исходных значений.

Исследование микротопографии поверхностей слоев электродуговых покрытий после импульсного ионного азотирования показало, что пористость покрытий отрицательно сказывается на качестве напыленных поверхностей. Установлено, что на предварительно шлифованных слоях пористостью более 7% (рис.1,а) после импульсного ионного азотирования на поверхности трети образцов появляются участки вспучивания (вздутия) покрытия размером до 200–500 мкм. После отслаивания участки вспучивания превращаются в каверны. Очевидно, что чем больше развита пористость слоев, тем сильнее проявляется эффект вспучивания.

Таблица 3 – Структурные параметры электродуговых покрытий из сталей аустенитного класса после импульсного ионного азотирования

| Режим обработки | | Толщина слоя, мкм | Фазовый состав |
|---|---|---|---|
| АДН | $N^+$ 620 К | 3-5 | $\alpha$-Fe, $\gamma$-Fe, $Fe_3O_4$, $\gamma_N$, |
| | $N^+$ 670 К | 3-5 | $\alpha$-Fe, $\gamma$-Fe, $Fe_3O_4$, $\gamma'_N$, |
| | $N^+$ 720 К | 10-15 | $\alpha$-Fe, $\gamma$-Fe, $Fe_3O_4$, $\gamma'_N$, $\gamma'$-$Fe_4N$, CrN |
| | $N^+$ 770 К | 15 | $\alpha$-Fe, $\gamma$-Fe, $Fe_3O_4$, $\gamma'$-$Fe_4N$, CrN |

Поэтому покрытия формировали активированным электродуговым напылением (АДН), обеспечивающим пористость менее 7 % (рис.1,б). Проведенные исследования показывают (табл.4), что при плотности слоев более 94% данный эффект не возникает.

Таблица 4 – Результаты исследования топографии поверхности слоев после импульсного ионного азотирования при 580 К

| Метод напыления слоя | Напыляемый материал (марка стали) | Пористость слоя, % | Микротопография поверхности |
|---|---|---|---|
| ЭДН | Стали ферритного класса | ≈ 10<br>≥ 8 | вспучивание<br>вспучивание |
| Активированное ЭДН | | ≈ 6<br>≈ 5 | гладкая без изменений<br>гладкая без изменений |
| ЭДН | Стали мартенситного класса | ≈ 10<br>≥ 8 | вспучивание<br>вспучивание |
| Активированное ЭДН | | ≈ 6<br>≈ 5 | гладкая без изменений<br>гладкая без изменений |

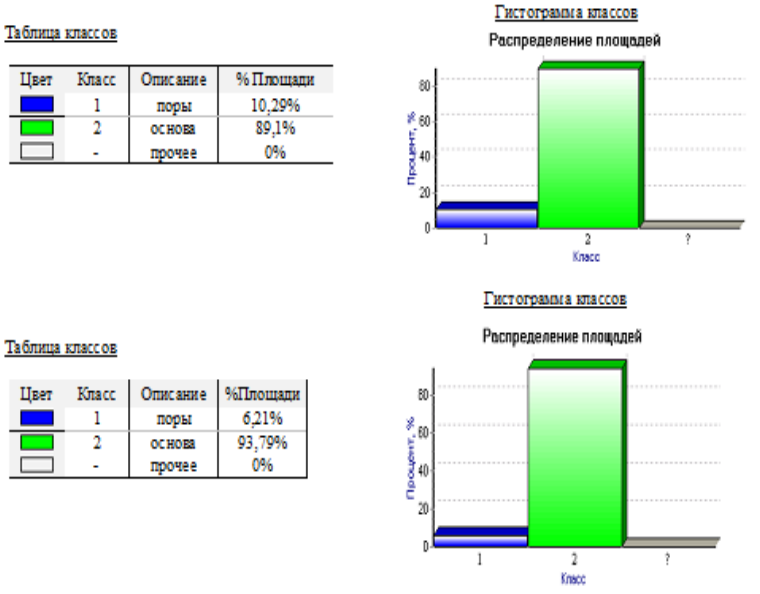



Рис.1 - Распределение пористости в покрытиях, полученных а) электродуговым напылением (ЭДН) и не рекомендуемым к обработке импульсным ионным азотированием (ИИА); б) активированным электродуговым напылением (АДН) и рекомендуемые к обработке ИИА

Основной причиной, обусловливающей относительно небольшую глубину насыщения азотом электродуговых покрытий (15–30 мкм) по сравнению с литыми

сталями, является наличие большого количества оксидных пленок в покрытии, являющихся барьером для осуществления процесса импульсного ионного азотирования. Оксиды неизбежно образуются как во время полета расплавленных частиц, так и в процессе их кристаллизации на поверхности детали. По этой же причине покрытия, имеющие пористость более 6 % практически невозможно упрочнить без образования дефектных участков, поскольку поверхность пор покрыта тонким слоем оксидов железа.

Устранить образование оксидных пленок возможно при распылении стальных проволок продуктами сгорания пропана и воздуха путем активированным электродуговым напылением (АДН). Расход продуктов сгорания пропана и воздуха при электродуговом напылении составляет 30–40 $м^3$/час.

В течение последующего нагрева до достижения температуры азотирования, которая находится в пределах 530–640 К в зависимости от марки стали, происходит процесс упрочнения и унос газообразных продуктов в вакууме. Экспериментально установлено, что чем больше температура азотирования, тем меньший промежуток времени необходимо выдерживать между достижением температуры упрочнении ИИА и началом процесса насыщения поверхности азотом (рис. 2). Охлаждение образцов после химико-термической обработки проводилось вместе с контейнером до комнатной температуры.

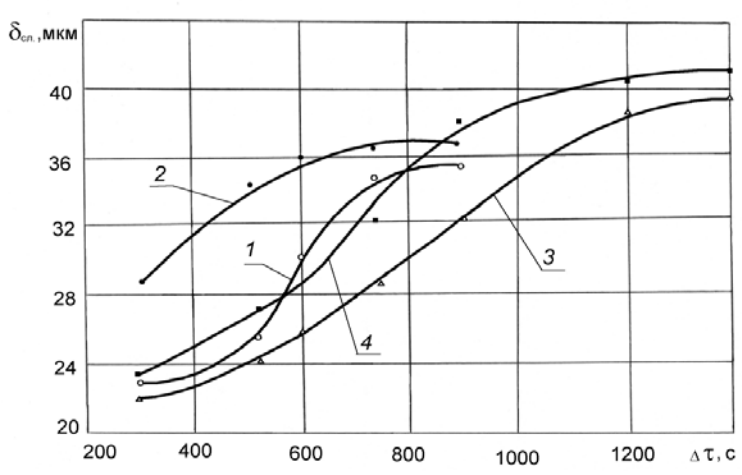



Рис. 2 - Зависимость толщины азотированного слоя от времени выдержки между нагревом до температуры ИИА и началом процесса:

1,2 – покрытия из сталей мартенситного класса;

3,4 – покрытия из сталей аустенитного класса;

1 – 680 К; 2 – 710 К; 3 – 650 К; 4 – 680 К

В результате триботехнических испытаний (давление 0,64 МПа, сухое трение) покрытий после различных режимов ионно-лучевой обработки азотом установлено, что увеличение температуры обработки покрытий из стали 40Х13 приводит к резкому увеличению их износостойкости.

Наиболее высокой износостойкостью обладают покрытия, обработанные ионами азота при 670–770 К (рис.3). Интенсивность износа контртела (закаленная сталь 60Г, HV=7800–8000 МПа) несколько снижается при переходе от электродугового покрытия к напыленным покрытиям после обработки ИИА.

Азотирование покрытий из стали Х18Н10Т при 500 – 520 К, приводящее к формированию модифицированного градиентного слоя толщиной 3–5 мкм, не сопровождается возрастанием износостойкости поверхности стали в условиях контактного взаимодействия без смазки. При переходе к более высоким температурам (670, 720 и 770К) износостойкость покрытий существенно возрастает. Повышенная износостойкость напыленного покрытия после азотированного при 770 К обусловлена его глубиной и высоким уровнем микротвердости.

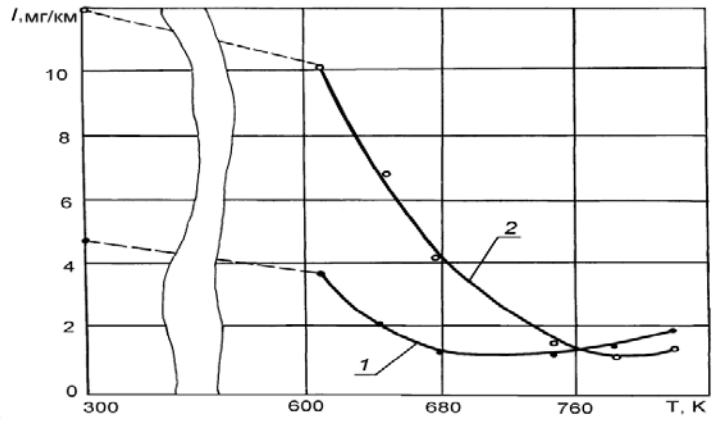



Рис. 3 - Влияние температуры ИИА на интенсивность изнашивания при сухом трении:

1 – покрытия из сталей мартенситного класса;

2 – покрытия из сталей аустенитного класса

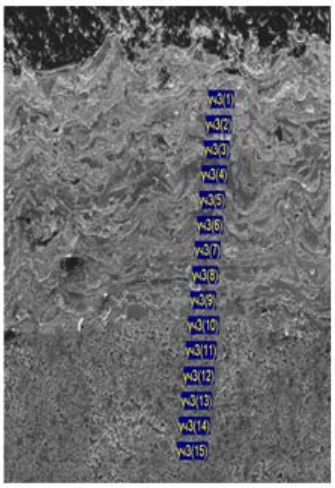
Отмечено, что модифицированный азотом слой имеет неравномерную толщину, участки в виде прослоек обнаруживаются в глубине покрытия и на границе с подложкой. Указанная морфология модифицированных прослоек в глубине напыленных слоев свидетельствует о граничном механизме диффузии атомов внедрения в покрытиях. Результаты металлографического анализа также свидетельствуют о сохранении пленок оксидов в модифицированном покрытии из стали 40Х13. Изменяя температуру процесса, а также соотношения потенциалов азота можно управлять глубиной диффузионного слоя и его твердостью.

Установлено (рис.4,в,г), что после азотирования электродуговых покрытий из стали 40Х13 формируется аномальная структура, ранее в этих системах не наблюдавшаяся

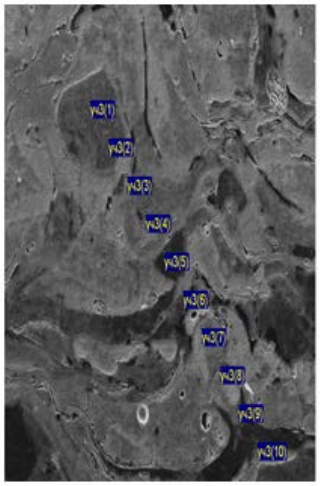
Образуется композиционная структура, представляющая собой стальную матрицу с твердыми нитридами, появление которых обусловлено интенсивной диффузией по границам ламелей (конгломератов деформированных частиц

распыляемой проволоки). Микротвердость диффузионных слоев на покрытиях выше, чем микротвердость тех же слоев на литой стали 40Х13 и достигает значений 10 ГПа.

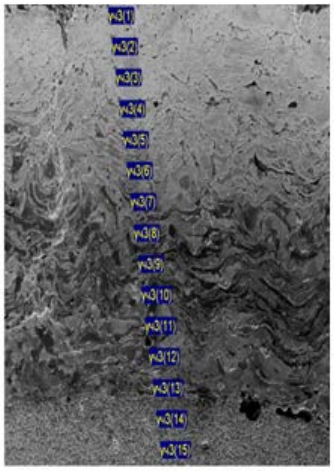
Насыщение азотом покрытий из стали 40Х13 на выбранных режимах приводит к образованию модифицированного поверхностного слоя толщиной 150–200 мкм (рис.4) и микротвердостью 6500 – 7000 МПа (рис.5).



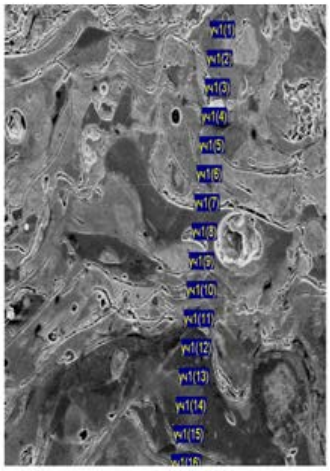
а) ×200



б) ×500



в) ×200



г) ×500

Рис. 4 - Микроструктура напыленных стальных покрытий:
а, б – покрытия из стали Св-08Г2С; в,г – покрытие из стали 40Х13

Результаты измерения микротвердости электродуговых покрытий проводилось на микротвердомере "Micromet-II" с нагрузкой 100 г и представлены на рис.5.




а




б

Рис. 5 - Распределение микротвердости электродуговых покрытий из стали 40Х13: а - в исходном состоянии; б - после обработки импульсным ионным азотированием

Исследование прочности сцепления электродуговых покрытий показало, что обработка ИИА позволяет значительно повысить адгезию (табл. 5). Рост прочности сцепления характерен для покрытий, имеющих пористость в диапазоне 5 - 14 %, и дальнейшее повышение пористости приводит к снижении адгезии.

Повышение адгезии у электродуговых покрытий после ИИА обусловлено развитием диффузионных процессов на границе между покрытием и подложкой, восстановлением окислов на поверхности подложки, релаксацией внутренних напряжений в покрытии.

Таблица 5 – Влияние пористости на прочность сцепления ЭДН-покрытий (без нанесения подслоя)

| Материал покрытия | Прочность сцепления (МПа) при различной пористости (%) | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | ≤ 4 | 5–9 | 7–10 | 10–14 | 12–16 | 13–17 |
| Св-08Г2С | 38 | 49 | 61 | 53 | 40 | 36 |
| 40Х13 | 37 | 43 | 55 | 47 | 43 | 35 |
| 40Х13 | 41 | 55 | 67 | 63 | 50 | 39 |

Обработка электродуговых покрытий импульсным ионным азотированием приводит к резкому возрастанию их износостойкости. Так, интенсивность изнашивания покрытий из стали 40Х13 при сухом трении снижается с $I_h$ = 350 мкм/км. до $I_h$ = 19 мкм/км. На стадии установившегося трения интенсивность изнашивания электродугового покрытия после обработки импульсным ионным азотированием уменьшается до $I_h$ = 5–6 мкм/км. При этом износостойкость модифицированного слоя из стали 40Х13 в 1,6 раза выше износостойкости литой стали 45 в термически упрочненном состоянии (рис. 6).

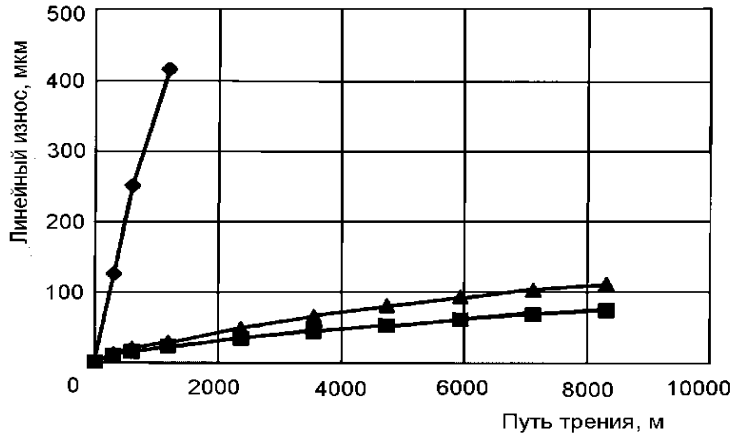



Рис. 6 - Зависимость линейного износа от пути сухого трения покрытий из стали Св-08Г2С: ■ - покрытие Св-08Г2С; + импульсное ионное азотирование; ▲ - литая сталь 45 (закалка и отпуск); ♦- покрытие Св-08Г2С (исходное состояние)

Исследование топографии поверхности электродуговых покрытий после обработки импульсным ионным азотированием представлены на рисунке 7.

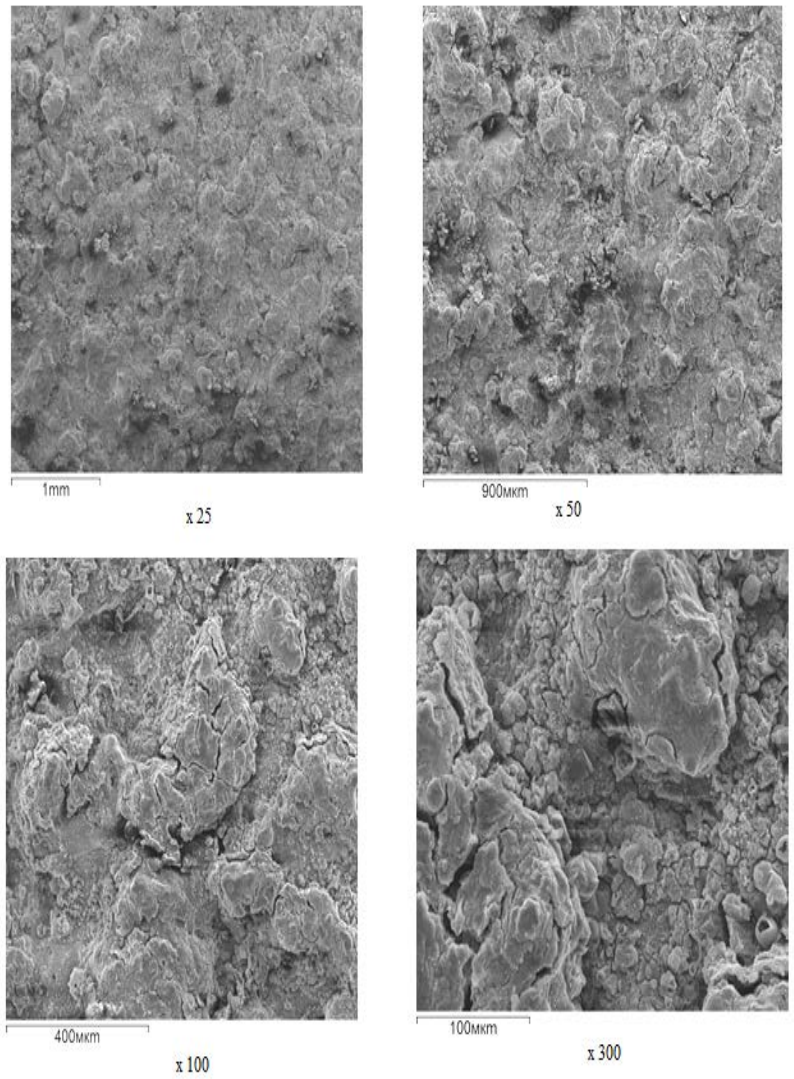



Рис. 7 - Топография поверхности электродуговых покрытий после обработки импульсным ионным азотированием

**4.ВЫВОДЫ**

В работе были проведены исследования с целью разработки и апробирования на практике технологий формирования упрочняющих защитных покрытий (УЗП)

на основе сочетания процесса электродугового напыления (ЭДН) с последующей обработкой импульсным ионным азотированием (ИИА).

Была произведена оценка возможности повышения качества электродуговых покрытий из сталей мартенситного (40Х13, 95Х18), ферритного (Св-08Г2С) и аустенитного (Х18Н10Т, 12Х18Н10Т) классов путем последующей обработки импульсным ионным азотированием.

Исследован фазовый состав и микротвердость покрытий, полученных распылением проволок из сталей ферритного, аустенитного и мартенситного классов. В результате экспериментальных исследований влияния модифицирующего воздействия импульсного ионного азотирования на физико-механические свойства стальных электродуговых покрытий установлено, что для повышения эффективности процесса модифицирования необходимо использовать покрытия пористостью не более 7 %, что позволяет обеспечить формирование поверхностных слоев с микротвердостью 6,5 – 15,0 ГПа и толщиной 20-50 мкм. Показано, что метод электродугового распыления стальных проволок с последующим импульсным ионным азотированием позволяет обеспечить формирование покрытий с поверхностным слоем твердостью от 6500 до 15000 МПа и толщиной от 20 до 50 мкм. Износостойкость электродуговых покрытий из сталей 40Х13 и Х18Н10Т после импульсного ионного азотирования повышается в 8 раз. Количество окислов в покрытиях не изменяется после обработки импульсным ионным азотированием и благоприятно сказывается на работоспособности покрытий в условиях сухого трения на воздухе.

Насыщение азотом электродуговых покрытий из проволочной стали 40Х13 приводит к образованию диффузионного слоя толщиной 40-50 мкм, микротвердостью 6500–МПа. При этом прочность сцепления покрытий увеличивается в 1,6 раза, а износостойкость в 15–20 раза.

Показано, что дуплексная (комбинированая) технология, сочетающая ИИА и ЭДН позволить получить значительный эффект по несущей способности, повышению твердости, прочности сцепления и износостойкости системы деталь-покрытие при снижении вероятности деформации детали. Дискретно-импульсный ввод энергии при ИИА увеличивает скорость нагрева и диффузии азота в 2.5 раза, осуществляет азотирование в 2.6 раза быстрее по сравнению с классической технологией ХТО. Процесс ИИА не создает сплошного нагрева детали, а обеспечивает нагрев только поверхностного слоя на необходимую для упрочнения глубину. импульсное ионное азотирование не изменяет форму, размеры детали и шероховатость ее поверхности, поэтому его можна использовать в качестве финишной обработки. Циклический характер процесса нагрева позволяет сократить в 2,5 раза мощность источников питания.

**ЛИТЕРАТУРА**

[1].М.С. Агеев, Б.А. Ляшенко, Применение гибридных технологий для реновации и повышения ресурса судовых машин и механизмов Вестник Брестского государственного технического университета. Научно-теоретический журнал Машиностроение. 4(94), 2015 - С. 18 - 22

[2]. Покрытия и их использование в технике // В кн. «Прочность материалов и конструкций», п/ред. В.Т. Трощенко – 2-е изд. – К.: Академпериодика, 2006. – С.981-1074.

[3]. Корнев А.Б. Разработка стратегии ремонта трибосопряжений крупногабартиных деталей с применением газотермического напыления в судоремонтном производстве: автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.08.04/ Корнев Андрей Борисович. Н. Новгород, 2006. - 23 с.
[4]. Дубчак В.С. Опыт Мурманского СРЗ по восстановлению деталей методами газотермического напыления./В.С. Дубчак. — В/О «Мортехинформреклама», серия «Судоремонт», вып.20, Москва, 1987 г. С. 1-10.
[5]. Корнев А.Б. Опыт применения газотермических покрытий при ремонте узлов трения крупногабаритного энергетического оборудования. / А.Б. Корнев, Е.К. Березин, М.А. Глебова. // Компрессорная техника и пневматика. 2002. -№11.-С. 24-29.
[6]. В.В. Сергеев, Ю.Л. Спиридонов, И.И. Фарахшин. Восстановление коленчатых валов отечественных и зарубежных дизельных двигателей электродуговой металлизацией// Сварочное производство. 2004. № 2, С.44-26
[7]. Дорожкин Н.Н. Применение активированной электродуговой металлизации для нанесения антикоррозионных покрытий/ Н.Н. Дорожкин, В.Э Барановский, А.П. Елистратов, А.С. Прядко//Морской транспорт. Серия «Судоремонт», Э.-И. вып.2 (531).: 1985. С. 9-12.
[8]. Витязь П.А.Ю Азизов Р.О., Белоцерковский М.А. Упрочнение газотермических покрытий. – Мн.: Бестпринт, 2004. – 192 с.
[9]. Чередниченко В.С., Радченко В.Г., Радченко Т.Б. и др. Комбинированные электротехнологии защитных покрытий. Новосибирск: Изд-во НГТУ – 2004 – 260 с.
[10]. Подчерняева И.А. Лазерное оплавление газотермических покрытий на основе кортинита // Технол. и орган. пр-ва — 1992 - № 2. -С.42-43.
[11]. Голубев В.С., Иванов И.А., Чеботько И.С. Лазерное оплавление газотермических покрытий // Тез. науч.-практ. конф. «Разраб. и применение технол., оборуд. и матер. для газотерм. процессов нанес. защитн. покрытий», Минск, 5-6 июня, 1990 — Минск, 1990. - иС.38.
[12]. Клименов В.А., Безбородов В.П., Перевалова О.Б. и др. Влияние лазерного воздействия на микроструктуру и фазовый состав плазменно-напыленных покрытий на основе никеля // Тез. докл. 4 Междун. конф. «Прочн. И пластич. Матер. в условиях внеш. энерг. воздействия» - Новокузнецк, 11-16 сент., 1995. Новокузнецк – 1995. –С.292.
[13]. Анциферов В.Н., Шмаков А.М., Ившина Н.Н. Лазерная обработка плазменно-напыленных на порошковую сталь покрытий // Порошк. металлургия — 1992 - № 10. -С.25-28.
[14]. Liang G., Li C., Su J. et al. Микроструктура плазменного покрытия на алюминиевом сплаве после лазерной обработки // Chin. J. Nonferrous Metals – 1998 – 8, № 1. –С.28-32.
[15]. Похмурська Г.В., Довгуник В.М., Студент М.М. Зносостійкість лазерно модифікованих електродугових поривів з порошкового дроту ФМІ-2 // ФХММ – 2003 – 39, № 4. –С.61-64.
[16]. Глебова М.А., Корнев А.Б., Глебов В.В. и др. Повышение качества газотермических покрытий при термической обработке токами высокой частоты и лазерным лучом // Свароч. пр-во — 2004 - № 6. -С.43-46.

[17]. Шипко А.А., Урбан И.Г. Влияние электронно-лучевого нагрева на структуру и свойства детонационных покрытий // Весці АН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. н. – 1992 - № 4.-С.8-14.
[18]. Прохоренкова Н.В. Структура и свойства покрытий на основе Ni, нанесенных плазменном струей и подвергнутых электронному облучению // Сб. матер. Междун. школы – конф. мол. ученых «Физика и химия наноматер.», Томск, 13-16 дек., 2005. Томск: ТГУ, 2005. –С.118-120.
[19]. Глебова М.А. Термическая обработка подшипниковых материалов, полученных электродуговой металлизацией. /М.А. Глебова, А.Б. Корнев // Новые технологии в машиностроении, металлургии, материаловедении и высшем образовании. — Н.Новгород — 2001. — С.271-275.
[20]. Чудина О.В. Азотирование лазернолегированных сталей // Сб. матер. 4 Собр. Металловедов России, Пенза, 23-25 сент., 1998. Ч.1 – Пенза, 1998. –С.90-91.
[21]. Быковский Н.Г., Сорокина Л.М., Филимонов Г.Н. Повышение долговечности зубчатых передач совмещением азотирования и поверхностного пластического деформирования // Нов. стали и сплавы, режимы их терм. обраб.: Матер. науч.-техн. семин. / О-во «Знание» РСФСР. Ленингр. дом науч.-техн. проп. – Л., 1991. – С.34-35.
[22]. Ляшенко Б.А., Агеев М.С. О снижении объемов и трудоемкости финишной механической обработки упрочняющих покрытий Инстументальный мир. - 2015. - №1-4(61- 641) С. 81-84.
[23]. Ляшенко Б.А., Агеев М.С. Оценка удельной мощности двигателей внутреннего сгорания с поршнями, обработанными импульсным азотированием
[24]. Ляшенко Б.А. Агєєв М.С., Управління дифузійним насиченням пористих покриттів в умовах термоциклічного іонного азотування Материалы 17–й международной научно–технической конференции «Инженерия поверхности и реновация изделий» 29 мая-2 июня 2017, Одесса. 111-114

**ABSTRACT**

Formation of high-strength surface layers via using various methods of chemical heat treatment can become an effective way to solve the problem of increasing the performance characteristics of electric arc coatings from wire materials. In this work, studies were aimed at developing and practice probating techniques for the formation of hardening protective coatings on the basis of combination of electric arc spraying and subsequent treatment with pulse ion nitriding.

**УДК 629.541**

# ОСОБЕННОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ПРОЦЕССА ДИАГНОСТИКИ УЗЛОВ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ГАРМОНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПРИ ОБРАБОТКЕ ДИСКРЕТНЫХ СИГНАЛОВ

**ГОЛОВАНЬ Андрей**

В статье обсуждаются особенности проектирования диагностической системы с применением гармонического анализа для повышения качества обработки диагностической информации. Цикличный аналоговый сигнал, поступающий от датчика и содержащий диагностическую информацию, преобразуется в дискретный сигнал. Накопление диагностической информации, обрабатываемой оборудованием, проводится в виде дискретных сигналов. Обработка и анализ полученной диагностической информации производится путем применения гармонического анализа. Периодические процессы работы узлов транспортного средства, связаны с возникновением шума и вибрации, имеющих разную частоту, но относящихся к одному узлу. Особенностью представленной системы является то, что она использует бесконтактный способ получения диагностической информации о работе узлов транспортного средства. Система проводит расчет частоты вращения узла, измеряет уровень шума и вычисляет уровень вибрации, возникающие при его работе. В статье показаны результаты экспериментальных исследований по определению вибрации в узлах транспортных средств. Найдена взаимосвязь между возникновением шума и повышением уровня вибрации узла. Формализован алгоритм уточнения результата гармонического анализа, позволяющий устранить грубую непредсказуемую погрешность, вызванную дискретизацией аналогового сигнала. Обосновано применение алгоритмов предварительной фильтрации аналогового сигнала, поступающего от датчика, используемых с целью снижения общего уровня зашумленности спектра. В статье описывается структура диагностической системы позволяющей проводить определение уровня вибрации вращающихся узлов. Использование гармонического анализа в диагностической системе, в условиях ограниченного объема диагностической информации, снижает погрешность определения амплитуды вибрационного сигнала на 15-50%.

## 1. ВСТУПЛЕНИЕ

Гармонический анализ занимает важное место среди основных методов решения задач диагностики вращающихся узлов двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Основные трудности применения метода гармонического анализа заключаются в том, что на практике мы не можем получить непрерывный и бесконечный во времени сигнал о работе вращающихся узлов ДВС, а лишь получаем его дискретную во времени часть. С целью анализа полученного дискретного сигнала применяется дискретное преобразование Фурье (ДПФ). Предметом анализа является дискретный амплитудный спектр сигнала.

В статье рассматривается процесс диагностики транспортного средства на примере диагностики судового комбинированного двигателя оборудованного газотурбонагнетателем (ГТН).

## 2. ОПИСАНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ОБОСНОВАННИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ФУРЬЕ В ПРОЦЕССЕ ДИАГНОСТИКИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

В связи с внедрением на двигателях внутреннего сгорания, работающих по циклу Дизеля, систем электронного управления газораспределением и топливоподачей (common rail и vec), с повышением их моторесурса, топливной экономичности и «экологичности» современные средне- и высокооборотные дизели (СОД и ВОД) все чаще применяются на новых морских судах [4]. При этом на большинстве ВОД отсутствуют индикаторные краны и, таким образом, отсутствует возможность их индицирования. Механизм газораспределения и форсунка на многих СОД и ВОД закрыты колпаками, под которым во время работы происходит интенсивное разбрызгивание масла, топливные системы высокого давления защищены двойными трубками. Современный судовой дизель становится все более «закрытым» для исследований и диагностики. В этом случае актуальным, на наш взгляд, является анализ виброакустических полей, производимых разными узлами двигателя. Для некоторых блочных ВОД гармонический анализ его виброакустических полей является единственным решением. Кроме определения частот вращения (особенно с высокой точностью это происходит для ГТН) гармонический анализ позволяет делать комплексную оценку технического состояния подшипников и проточной части ГТН.

Анализ литературы [4-8] и проведенные натурные испытания показывают, что в спектре виброакустического сигнала двигателя, в области низких частот (до 100 Гц) выделяется гармоника, соответствующая частоте работы цилиндров. В практике эксплуатации судовых дизельных установок (СДУ) существует проблема постепенного снижения мощности и повышения тепловой напряженности одновременно с повышением расхода топлива, что связано с накоплением некритических, трудновыявляемых дефектов топливной аппаратуры, механизма газораспределения и цилиндропоршневой группы. Это происходит из-за непринятия своевременных мер по восстановлению работоспособности основных узлов двигателя, что в свою очередь является следствием отсутствия точной и детальной информации об эксплуатационных параметрах [4-6].

Поскольку речь идет о численном анализе амплитуд и частот отдельных гармоник в дискретном спектре виброакустического сигнала, автор столкнулся с проблемой существенного искажения амплитуды [8] в дискретном преобразовании Фурье. Без решения этой проблемы производить какой-либо частотный, а тем более амплитудный анализ отдельных гармоник не имеет смысла [9]. Анализ источников [1-4] показал, что искажение амплитуды сигнала, полученной в результате ДПФ, может достигать 50%. С помощью методов гармонического анализа на базе дискретного преобразования Фурье (ДПФ) [1-4, 13] и последующего численного решения задачи устранения искажения амплитуды в дискретном спектре можно определить частоту вращения ротора турбины и проанализировать тенденцию изменения амплитуды основной гармоники.

## 3. РАЗРАБОТКА ПРОЦЕССА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ УЗЛОВ ДВС ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ГАРМОНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Судовые дизель-генераторы в отличие от главных двигателей, в большинстве случаев, не оборудованы тахометрами турбин наддува, и виброакустический контроль частоты их вращения является единственным из известных и применимым на практике методом.

С помощью методов спектрального анализа на базе ДПФ и последующего численного решения задачи устранения искажения амплитуды в дискретном спектре можно определить частоту вращения ротора турбины и проанализировать тенденцию изменения амплитуды основной гармоники. Главной целью применения такого метода является повышение точности расчета ДПФ и возможность поверки показаний штатных тахометров. В [8] было показано, как с помощью амплитудного спектра виброакустического сигнала ГТН определить частоту вращения ротора турбины. Анализ литературы [4-8, 12, 14, 17] показывает, что в спектре виброакустического сигнала ГТН всегда присутствует гармоника на лопаточной частоте воздушного компрессора (частота вращения ротора ГТН, умноженная на количество лопаток компрессора, Рис.1).

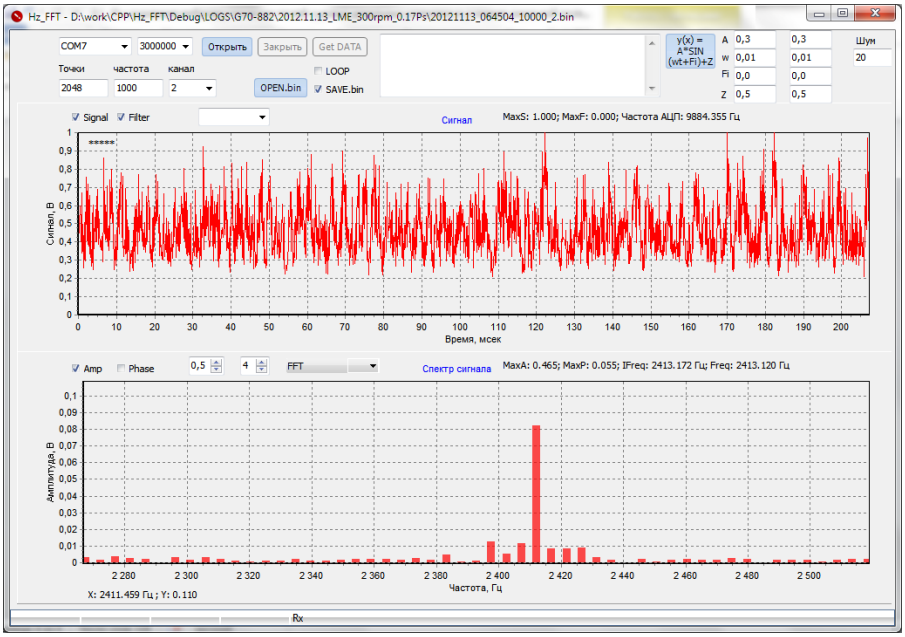



Рис. 1 – Виброакустический сигнал и спектр виброакустического сигнала компрессора ГТН главного дизеля Г70-882

Анализ рисунка 1 показывает наличие кратных и субгармоник и это означает, что необходимо вводить ограничения при поиске гармоники, соответствующей лопаточной частоте ГТН. Для этого необходимо знать частоту вращения ротора ГТН на номинальном режиме и количество лопаток компрессора. Так, для

среднеоборотного главного судового дизеля (СОД) Г70-882 частота вращения ротора турбины на номинальном режиме равна 10000 об/мин. Тогда ожидаемая частота лопаточной гармоники на номинально режиме:

$$Fq(к) = 10000\ rpm / 60 * 20 = 3333\ Гц.$$

Минимально и максимально возможные частоты вращения ГТН и, соответственно, частоты генерируемых сигналов можно принять следующими и нанесем их в виде зеленых линий:

$$min \rightarrow 4000\ rpm / 60 * 20 = 2667\ Гц;$$
$$max \rightarrow 11000\ rpm / 60 * 20 = 3667\ Гц;$$

На рис. 1. видно, что в указанном диапазоне существует только один четко выраженный максимум. Зафиксированная по спектру сигнала частота вращения ротора ГТН (в рамках принятых ограничений) составила:

$$nTUR = 2410\ Гц / 20 * 60 = 7230\ об/мин$$

Необходимо отметить, что для большинства исследованных дизелей лопаточная гармоника компрессора ГТН в спектре была максимальной (как и на Рис.1) и ограничения на ее поиск можно было вводить только по нижним частотам.

После определения основной частоты вращения ГТН можно произвести анализ амплитуды гармоники на основной частоте (см. Рис.1, гармоника на 120,5 Гц). Согласно положениям, сформулированным в [11] на основной частоте вращения ГТН появляются колебания в случае нарастающих дефектов подшипников турбины или в случае начала засорения проточной части. В случае, когда состояние проточной части и подшипников нормальное, гармоника на основной частоте вращения ГТН не будет выделяться на фоне основного спектра и определить ее непосредственно невозможно.

Периодические процессы работы узлов транспортного средства, связаны с возникновением шума и вибрации, имеющих разную частоту, но относящихся к одному узлу. Цикличный аналоговый сигнал, поступающий от датчика и содержащий диагностическую информацию, преобразуется в дискретный сигнал. Накопление диагностической информации, обрабатываемой оборудованием, проводится в виде дискретных сигналов. Обработка и анализ полученной диагностической информации производится путем применения гармонического анализа.

Для определения частотных характеристик комбинированного судового дизеля используются методы гармонического анализа на базе быстрого преобразования Фурье. В спектре виброакустического сигнала двигателя, записанного в районе кольцевого фильтра турбины газотурбонаддува, с помощью граничных условий выделяются контрольные гармоники. Одна из них, это гармоника цилиндровой частоты двигателя ($i_{cyl} \times rpm/60$). Восстановленная амплитуда этой гармоники является диагностическим параметром и характеризует баланс мощностей цилиндров. Другая гармоника – лопаточная частота компрессора ГТН ($i_{лопаток} \times rpm_{гтн}/60$), частота эта может быть определена с высокой точностью

(погрешность менее 0.25%) – показывает изменение частоты вращения вала турбины наддува. Лопаточная частота ГТН пропорциональна индикаторной мощности двигателя и является диагностическим параметром, характеризующим состояние газовыпуского и воздушного трактов [5].

Выходные параметры: 1) частота вращения КВ двигателя (rpm); 2) амплитуда цилиндровой гармоники (Acyl); 3) частота вращения ГТН (TURrpm); 4) амплитуда гармоники на основной частоте вращения ГТН (ATUR); 5) Fq(ГТН) = Fq(лопаточная) / i лопаток.




Рис. 2 – Виброакустический модуль LN-03F
производства НПП «ЛЕПТОН»

Точность определения частот вращения коленчатого вала и ГТН с использованием виброакустического метода, по предварительной оценке, выше точности применяемых на практике тахометров, особенно при определении частоты вращения ГТН. Это объясняется тем, что происходит измерение не самих частот вращения, а частот кратных количеству цилиндров или лопаток компрессора ГТН. Однако вопрос численной оценки погрешностей предлагаемого метода требует отдельного решения. Виброакустический модуль (рис.2) определения частотных характеристик не является прямой альтернативой применяемых на практике тахометров, но может быть использован в составе системы непрерывного мониторинга и диагностики судового ДВС [12, 14, 16].

На Рисунке 3 показан процесс получения диагностической информации поступающей в систему диагностики. Ядром системы диагностики является виброакустический модуль, который создан на базе микроконтроллера STM32F4 – 32bit, 168MHz, 2MB Flash, FPU. Для отображения результатов расчета, а также для внесения коэффициентов тарировки и настройки устройство оборудовано TFT-экраном с диагональю 4.3” и сенсорной панелью. Программное обеспечение написано на языке программирования C++ с применением операционной системы FreeRTOS версии 9.0. Устройство оборудовано USB-портом для подключения к

персональному компьютеру и имеет возможность работать как приставка для записи процессов, происходящих в ДВС.

Виброакустический модуль решает задачи определения частоты вращения ГТН двигателя по восстановленным параметрам дискретного спектра виброакустических сигналов двигателя и компрессора ГТН. Модуль работает на базе современного DSP контроллера, который реализует ДПФ на базе 2048 точек и устраняет эффект искажения амплитуды сигнала ДПФ. В результате, кроме частот ГТН на выходе модуля производится непрерывный контроль амплитуд виброускорений двигателя на цилиндровой частоте и амплитуд виброускорений ГТН на основной частоте вращения. Первые амплитуды характеризуют небаланс цилиндровых мощностей, а вторые отвечают за общую вибрацию ГТН на основной частоте вращения. Контроль уровня вибрации ГТН на частоте вращения это комплексный контроль технического состояния ГТН, его подшипников и проточной части по газовой и воздушной стороне [7].

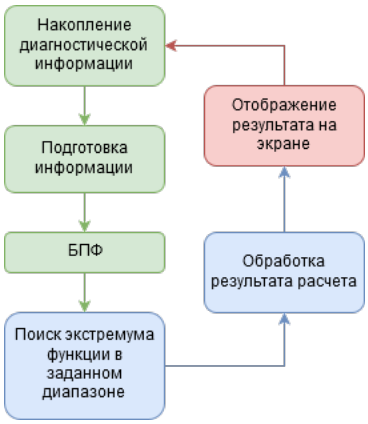



Рис. 3 – Процесс получения диагностической информации

Модуль устанавливается на двигателе в районе ГТН. Настроечные данные и рассчитанные характеристики отображаются на встроенном экране или передаются по последовательному интерфейсу.

## 4. ФОРМИРОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННОГО ПАКЕТА, ПОВЫШАЮЩЕГО КАЧЕСТВО ОБРАБОТКИ ДИСКРЕТНЫХ СИГНАЛОВ

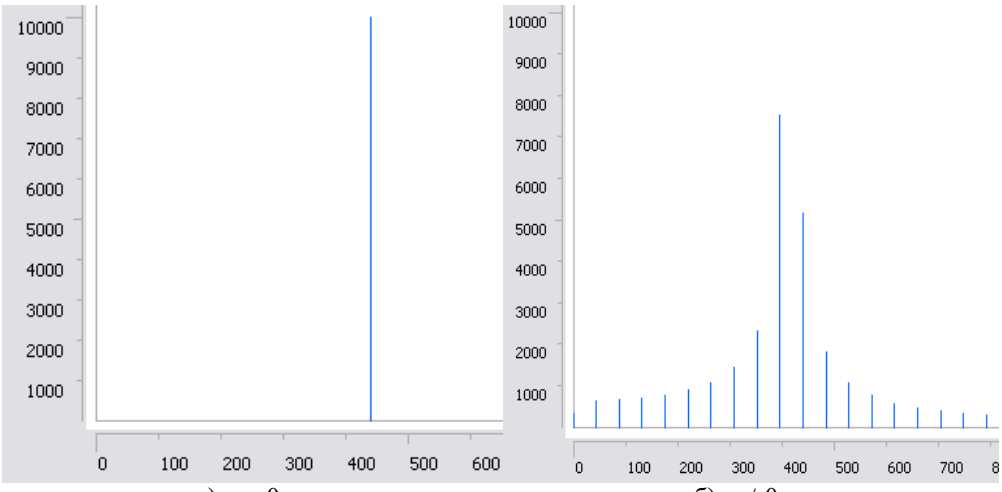
В процессе анализа дискретного спектра виброакустических сигналов для оценки их частотных и амплитудных характеристик приходится решать задачу устранения эффекта искажения амплитуды. Этот эффект является следствием конечности анализируемой временной реализации, а также ее дискретного представления через АЦП. В качестве примера на рис. 4 представлены амплитудные спектры одного и того же синусоидального сигнала (A = 10000) с целым (а) и не целым (б) числом отсчетов на один период сигнала.

Эффект искажения амплитуды или распределения мощности из спектральных пиков на соседние спектральные линии считается одной из главных погрешностей дискретного преобразования Фурье. Если частоту сигнала представить в виде:

$$\gamma = M/T, \quad (1)$$

где $T$ – период сигнала, $M = n + \sigma$, $n$-целое, а $0 < \sigma < 1$, то максимальные искажения амплитуды, частоты и фазы центральной гармоники и утечка мощности в соседние будет наблюдаться при σ = 0.5 [8].

Таким образом, если анализировать параметры исходного сигнала по его спектру, т.е. по центральной гармонике, то полученные амплитуда, частота и фаза будут искажены в случае нецелого количества отсчетов сигнала на его период. На практике для дискретной записи сигналов используют АЦП с выбранной и зафиксированной частотой дискретизации. Понятно, что число отсчетов на период никогда не будет целым, а значение σ будет меняться от 0 до 1 в зависимости от собственной частоты измеряемого сигнала, при этом будет меняться точность оценки параметров сигнала по центральной гармонике.




а) σ = 0 б) σ ≠ 0

Рис. 4 – Эффект искажения амплитуды дискретного преобразования Фурье [16]

Для уменьшения эффекта искажения амплитуды наиболее широкое распространение получил метод оконных преобразований [4]. Суть метода проста: для уменьшения разрывов на краях ряда с целью ослабления искажения нужно уменьшить амплитуду сигнала возле краев. Такое масштабирование осуществляется в ходе умножения реализации на окно специальной формы $x_i^w = x_i \cdot W(i)$.

В результате применения оконных функций спектр исходного сигнала может сильно исказиться, но при этом уменьшится зависимость амплитуды, частоты и фазы от значения σ. Это значит, что центральную гармонику можно использовать

для приблизительной оценки параметров сигнала с некоторой постоянной погрешностью, которую можно учесть.

Более точно устранить эффект искажения амплитуды можно численным методом, основанным на обработке комплексных результатов ДПФ. В [9] предложено уточнить частоту m, фазу φ, и амплитуду A исходного сигнала по значениям двух максимальных гармоник в спектре $X_k, X_{k+1}$. Для этого предлагается численно решить систему комплексных уравнений:

$$\begin{Bmatrix} \left|Z(m,\varphi)_k / Z(m,\varphi)_{k+1}\right| = \left|X_k / X_{k+1}\right| \\ Arg(Z(m,\varphi)_k) = Arg(X_k) \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

Где параметры k-ой гармоники:

$$X_k = \mathrm{Re}_k + j\,\mathrm{Im}_k, \quad (3)$$

$$X_k = NA_k e^{j\varphi_k}, \quad (4)$$

$$A_k = \frac{1}{N}\sqrt{\mathrm{Re}^2{}_k + \mathrm{Im}^2{}_k}, \quad (5)$$

$$\varphi_k = arctg(\frac{\mathrm{Im}_k}{\mathrm{Re}_k}) = Arg(X_k), \quad (6)$$

Коэффициенты гармоник можно представить в виде: $X_k = (A_k/2)Z(m,\varphi)_k$, где $Z(m,\varphi)_k$ - комплексная функция, не зависящая от амплитуды, но зависящая от частоты и фазы:

$$Z(m,\varphi)_k = e^{j\varphi}\frac{e^{2\pi j(m-k)}-1}{e^{\frac{2\pi j(m-k)}{N}}-1} + e^{-j\varphi}\frac{e^{-2\pi j(m+k)}-1}{e^{\frac{-2\pi j(m+k)}{N}}-1}, \quad (7)$$

Систему уравнений нужно решать в том случае, когда гармоники слева и справа от центральной не равны нулю (на практике больше заданной малой величины δ):

$$X_{k-1} > \delta, X_{k+1} > \delta, \quad (8)$$

Если $X_{k-1} = 0, X_{k+1} = 0$, то эффект искажения амплитуды отсутствует и частота, амплитуда и фаза центральной гармоники соответствуют параметром измеряемого исходного сигнала.

Авторами была решена представленная выше система двух комплексных уравнений (2) и написана программа, демонстрирующая решение проблемы. В первую очередь, необходимо было записать выражения для действительной и мнимой частей комплексной функции $Z(m,\varphi)_k$.

Аргумент комплексной функции $Z(m,\varphi)_k$:

$$Arg\big(Z(m,\varphi)\big) = arctan\left(\frac{Im_{Z(m,\varphi)}}{Re_{Z(m,\varphi)}}\right), \quad (9)$$

Система (2) решается методом итераций. Вначале задается значение $\varphi = Arg(X_k)$ и численно решается первое уравнение системы при одном неизвестном $m$. Полученное значение $m$ задается во второе уравнение, и оно решается относительно $\varphi$. Теперь полученное значение $\varphi$ снова задается в первое уравнение, для получения уточненного значения $m$, и т.д.

Признаком окончания решения будет незначительное на очередной итерации изменение $m$ и $\varphi$:

$$\begin{Bmatrix} |m_{j-1} - m_j| \langle \varepsilon \\ |\varphi_{j-1} - \varphi_j| \langle \varepsilon \end{Bmatrix}, \quad (10)$$

После завершения итераций амплитуда сигнала определяется из соотношения:

$$A_k = Abs(2X_k / Z(m, \varphi)_k), \quad (11)$$

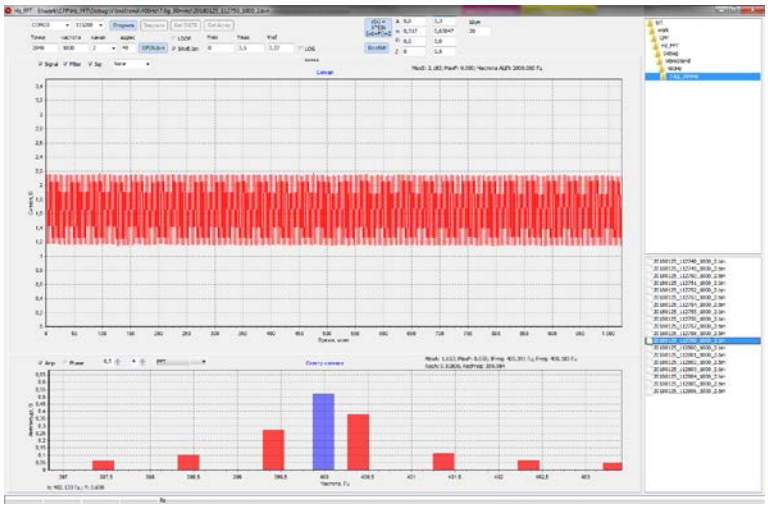


Рис. 5 – Программа для демонстрации ДПФ и решения проблемы искажения амплитуды

Несмотря на кажущуюся громоздкость системы (2) и необходимость численного итерационного решения составляющих ее уравнений, необходимо отметить, что решается она быстро. Для всех исследованных случаев требовалось не более 5-и полных итераций для обеспечения заданной погрешности менее 0.5% по частоте и фазе. На Рис. 5 показано решение системы для ситуации сильно выраженного эффекта искажения σ ~ 0.65. В данном случае потребовалось четыре полных итерации системы. Амплитуда и частота восстановлены до заданного в исходном сигнале значения (A=0.518В, F=400.0Гц) с точностью до 5-го знака после запятой. При этом амплитуда центральной (максимальной) гармоники в спектре после ДПФ до процедуры восстановления была равна A1=0.38 (ошибка 26.64%!). Ошибка в оценке частоты исходного сигнала по частоте центральной гармоники тоже может быть значительной. Она зависит от частоты АЦП и частоты исходного сигнала. С увеличением частоты АЦП она будет уменьшаться. При значении σ ~ 0.5 погрешность будет составлять около 50%.

Решение системы (2) не связано с выделением дополнительной памяти для хранения объемных массивов данных и расчетных коэффициентов, как в случае с БПФ. В связи с этим алгоритм может быть запрограммирован на современном DSP контроллере, реализующем БПФ. Несмотря на итерационное численное решение

(2), такая процедура восстановления незначительно увеличит общее время расчета и позволит получить не только спектр сигнала, но и восстановленное значение основной частоты и амплитуды исследуемого сигнала [16].

## 5. ПОЛУЧЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Полученное решение задачи устранения искажений амплитуды дало возможность модифицировать процесс получения диагностической информации поступающей в систему диагностики (Рисунок 6). Формализован алгоритм уточнения результата гармонического анализа, позволяющий устранить грубую непредсказуемую погрешность, вызванную дискретизацией аналогового сигнала.

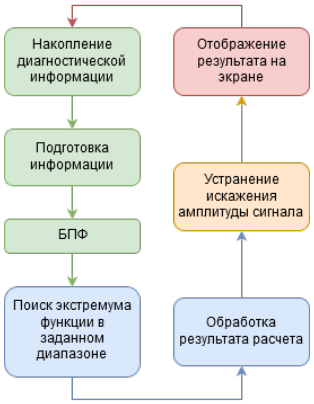



Рис. 6 – Процесс получения уточненной диагностической информации




Рис. 7 – Электродинамический вибростенд серии M, IMV Corporation [16]

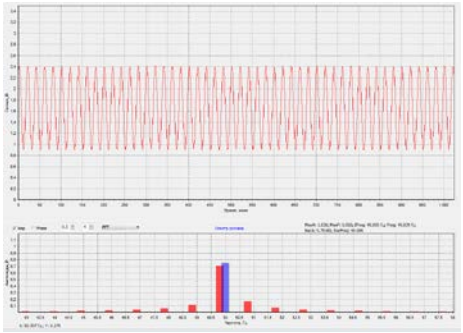


Рис. 8 – Vs = 30мм/с, F = 50Гц, A = 0.755В
Погрешности определения: частоты 0.39%, амплитуды 7.55%.
Погрешности расчета: частоты – 0.004%, амплитуды – 0.037%.

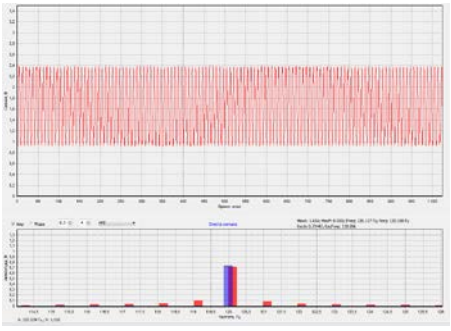


Рис. 9 – Vs = 30 мм/с, F = 120Гц, A = 0.735В
Погрешности определения: частоты – 0.0975%, амплитуды – 3.5%.
Погрешности расчета: частоты – 0.003%, амплитуды – 0.068%.

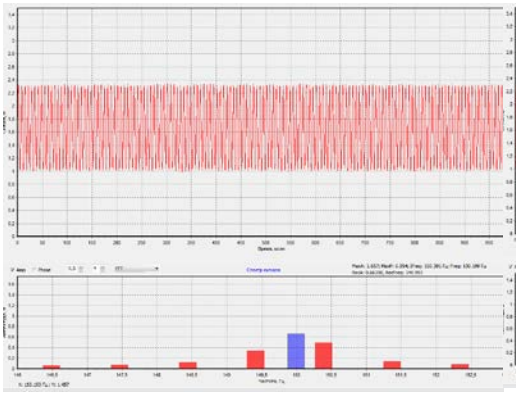


Рис. 10 – Vs = 30 мм/с, F = 150Гц, A = 0.663В
Погрешности определения: частоты 0.26%, амплитуды 25.5%.
Погрешности расчета: частоты – 0.005%, амплитуды – 0.075%.

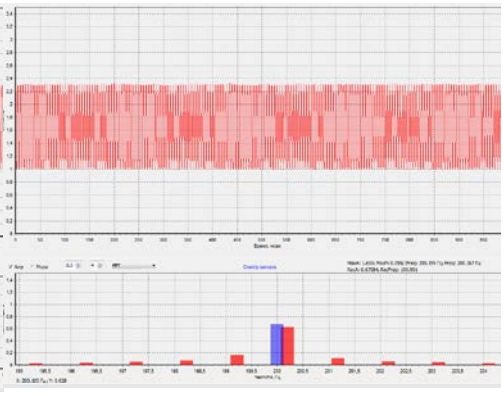


Рис. 11 – Vs = 30 мм/с, F = 200Гц, A = 0.671В
Погрешности определения: частоты 0.098%, амплитуды – 7.15%.
Погрешности расчета: частоты – 0.0045%, амплитуды – 0.015%.

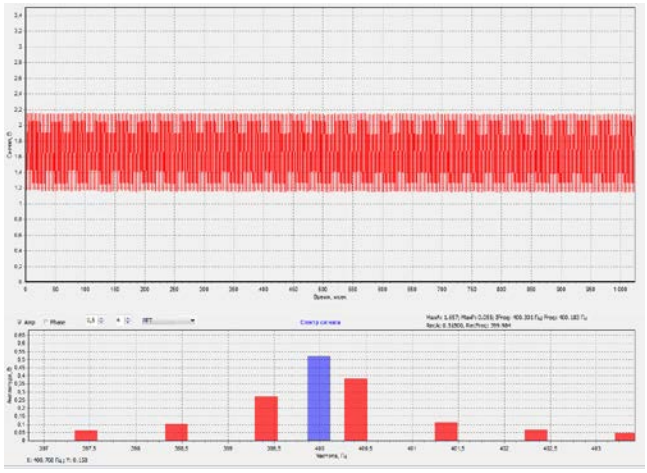


Рис. 12 – Vs = 30 мм/с, F = 400Гц, A = 0.518В
Погрешности определения: частоты – 0.098%, амплитуды – 26.64%.
Погрешности расчета: частоты – 0.004%, амплитуды – 0.019%.

Особенностью представленной системы является то, что она использует бесконтактный способ получения диагностической информации о работе узлов транспортного средства. В качестве измерительного устройства вибрации в системе применяется виброакустический датчик. Основным вычислительным устройством является ARM микроконтроллер STM32F4. Информация отображается на TFT экране. Система проводит накопление диагностической информации записываемой

виброакустическим датчиком. Далее формируется предварительный массив данных для расчета БПФ. Далее система проводит расчет частоты вращения узла, измеряет уровень шума и вычисляет уровень вибрации, возникающие при его работе. Устраняет искажение амплитуды исходного сигнала.

Проверка алгоритма обработки диагностической информации и оценка точности алгоритма проводилась с использованием электродинамического вибростенда (рис. 7) производства IMV Corporation [15].

Проверялась работа системы диагностики на частотах F от 1 до 400Гц и постоянном значении виброскорости Vs = 30 мм/с, при этом амплитуда сигнала A вибродатчика уменьшалась с увеличением частоты сигнала, это связано с переменной чувствительностью виброакустического датчика обратно пропорциональной частоте вибрации. Детальное изображение окна программы показано на Рис.5, контрольные точки измерений представлены на Рис. 8-12 с целью сравнения результатов работы алгоритма уточнения. В верхней части рисунков представлены меняющийся во времени сигнал, поступающий от виброакустического датчика. Красными столбиками изображены гармоники спектра сигнала. Синим столбиком изображен результат уточнения амплитуды и частоты сигнала (решение системы уравнений 2).

## 6. ВЫВОДЫ

Рассмотрена разработка процесса диагностирования узлов ДВС путем применения гармонического анализа. Разработана система формирования информационного пакета, повышающего качество обработки дискретных сигналов. Улучшен процесс получения диагностической информации за счет применения уточняющего метода. Структура единой системы диагностики была разработана для любого вращающегося агрегата. В процессе экспериментальных исследований был получен результат, который показал значительное сокращение погрешности дискретного метода определения амплитуды и частоты сигнала. Проведенный эксперимент показал, что использование метода уточнения результата ДПФ уменьшает погрешность расчета амплитуды сигнала на 2,9 - 26,6% (максимально возможная погрешность определения амплитуды составляет 50%), а уменьшение погрешности расчета частоты сигнала составляет 1%. Использование указанного метода уточнения расчета позволяет, без дополнительных материальных затрат, существенно повысить класс точности устройства. Представленная диагностическая система позволяет проводить расчет частоты вращения узла, измеряет уровень шума и вычисляет уровень вибрации, возникающие при его работе.

## ЛИТЕРАТУРА


[1]. Henri J. Nussbaumer “Fast Fourier Transform and Convolution Algorithms” - Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 1982, 276 p.

[2]. Anton Deitmar, Siegfried Echterhoff “Principles of Harmonic Analysis” - Springer International Publishing Switzerland 2014, 332p.

[3]. V. S. Varadarajan “An Introduction to Harmonic Analysis on Semisimple Lie Groups” - Cambridge University Press 1999, 328p.

[4]. Дворкович В.П., Дворкович А.В. “ Оконные функции для гармонического анализа сигналов” - М.: Техносфера 2014, 112р.

[5]. Головань А.И. “Виброакустический контроль частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом” - Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» - 2012. - №10(97). – С. 98-105.
[6]. Варбанец Р.А. “Комплексный контроль технического состояния судового двигателя с турбонаддувом” - Искусственный интеллект. – 2012. – № 3. – С. 366-376.
[7]. Головань А.И. “Спектральный анализ частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом” - Сборник научных трудов Академии военно-морских сил им. П.С. Нахимова, 2012 − Вип. 4(12). − С. 158-164.
[8]. Головань А.И. “Мониторинг частотных параметров судового дизеля с турбонаддувом” - Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология". Астрахань. − 2013. − № 1.− С. 103-110.
[9]. Варбанец Р.А. “Диагностика и моделирование рабочего процесса СДВС” - V Международная научно-техническая конференция «Эффективность, надежность и безопасность энергетических установок (Энергоустановки-2010)»: сб. научн. тр. по материалам междун. научно-практ. конф., 07-11 июня 2010г., СевНТУ, Севастополь – Батилиман, 2010. – С. 241-243.
[10]. Головань А.И. “Виброакустический контроль частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом” - Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ. 2012., - №10(97). – С. 98-105.
[11]. Головань А.И. Метод устранения эффекта утечки в дискретном преобразовании Фурье / Р.А. Варбанец, А.И. Головань // II Международная научно-техническая конференция «Современное состояние и проблемы двигателестроения»: сб. научн. тр. по материалам междун. научно-практ. конф., НУК им. адмирала Макарова – Николаев, 28-29 ноября 2012г. – С. 251-254.
[12]. Головань А.И. “Метод устранения эффекта «утечки» в дискретном преобразовании Фурье” - III Научная конференция «Проблемы эксплуатации и развития вооружения и технических средств Военно-Морских Сил», АВМС им. П.С. Нахимова – Севастополь, 28-30 ноября 2012г., Сборник научных трудов. − Севастополь: 2012. − С. 149-152.
[13]. Р. Отнес Р., Эноксон Л. “Прикладной анализ временных рядов” – М.: Мир, 1982. – 482с.
[14]. Варбанец Р. А. “Анализ спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры среднеоборотных дизелей” − Вісник Одеського національного морського університету. – 2006. – № 18 – С. 134 – 141.
[15]. IMV Corporation Website: http://www.imv.co.jp
[16]. Golovan, A., Rudenko, S., Gritsuk, I., Shakhov, A. et al., "Improving the Process of Vehicle Units Diagnosis by Applying Harmonic Analysis to the Processing of Discrete Signals," SAE Technical Paper 2018-01-1774, 2018, https://doi.org/10.4271/2018-01-1774
[17]. Varbanets, R., Karianskyi, S., Rudenko, S., Gritsuk, I. et al., "Improvement of Diagnosing Methods of the Diesel Engine Functioning under Operating Conditions," SAE Technical Paper 2017-01-2218, 2017, https://doi.org/10.4271/2017-01-2218.

**FEATURES OF IMPROVEMENT OF THE DIAGNOSTIC PROCESS OF VEHICLE UNITS BY APPLYING HARMONIC ANALYSIS IN DISCRETE SIGNALS PROCESSING**

The features of designing a diagnostic system using harmonic analysis to improve the quality of diagnostic information processing are discussed in the article. A cyclic analog signal coming from the sensor and containing diagnostic information is converted into a discrete signal. The accumulation of diagnostic information processed by equipment is carried out in the form of discrete signals. Processing and analysis of obtained diagnostic information are performed by applying harmonic analysis. Periodic processes of operation of vehicle units are associated with the occurrence of noise and vibration having different frequencies but related to one unit. The peculiarity of the presented system is that it uses a contactless method of obtaining diagnostic information about the operation of vehicle units. The system calculates the speed of the unit measures the noise level and calculates the level of vibration that occurs during its operation. The results of experimental studies on the determination of vibration in vehicle units are shown in the article. The interrelation between the occurrence of noise and the increase in the level of vibration of the unit is found. The algorithm for the refinement of harmonic analysis result is formalized, which allows eliminating the gross unpredictable error caused by the analog signal sampling. The application of algorithms for preliminary filtering of the analog signal coming from a sensor used to reduce the overall noise level of a spectrum is substantiated. The structure of a diagnostic system that allows determining the vibration level of rotating units is described in the article. The use of harmonic analysis in a diagnostic system in terms of a limited amount of diagnostic information reduces the error in determining the amplitude of the vibration signal by 15-50%.

**УДК 629+656+004.94**

# ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЙ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ВИРІШЕННЯ ПИТАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

**ВОЛОДАРЕЦЬ Микита**

В роботі описаний процес моделювання та оптимізації умов експлуатації транспортних засобів за допомогою інструментів імітаційного моделювання для ділянки транспортної мережі. Побудовано цифрограми інтенсивності транспортного потоку в транспортному вузлі, побудовано графічну модель руху транспортних засобів у транспортному вузлі та складено матрицю ймовірностей переходу, яка була використана для проведення імітаційного моделювання та оптимізації умов експлуатації транспортного засобу для розглянутого транспортного вузла. Проведено моделювання у транспортному вузлі, обраному для дослідження, та отримано оптимальні значення тривалості фаз світлофорний об’єктів. Це зменшило середній час проїзду через ділянку, що розглядалась в роботі, та кількість автомобілів, які знаходяться у заторах. Також сформульовано завдання оптимізації робочих умов у досліджуваному транспортному вузлі. Похибка моделювання склала 4%, що підтверджує можливість використання обраного засобу моделювання для імітації та оптимізації умов експлуатації транспортних засобів.

## 1. ВСТУП

Транспортна система є складною системою, яка характеризується різноманітними параметрами, а саме: випадковою величиною транспортного попиту, погодно-кліматичними факторами, зміною характеристик вулично-дорожньої мережі, аварійними ситуаціями, зносом дорожнього покриття тощо. Тому найбільш адекватним засобом опису і прогнозування поведінки такого об'єкта представляється моделювання, суть якого полягає в заміні реального об'єкта управління його моделлю. В якості моделі може виступати будь-який об'єкт, з достатньою для цілей користувача точністю відтворює властивості реальної системи. Останнім часом активно розвиваються інформаційні системи на транспорті. У зв'язку з цим виникає необхідність інтеграції транспортних засобів, інфраструктури і людини в єдину інформаційну систему. Одним із кроків для вирішення даного питання є моделювання умов експлуатації транспортних засобів і їх оптимізація.

Розглянутий процес є складним, тому в даному випадку ефективним є імітаційне моделювання, головною перевагою якого є те, що на відміну від аналітичного воно дозволяє багаторазово відтворювати досліджувану складну систему і визначати її оптимальний стан.

В області транспортного моделювання проведено безліч досліджень [1-17], але в них моделюванню транспортних і дорожніх умов експлуатації транспортної техніки приділено або недостатня увага, або розглянуті тільки аналітичні моделі, що не дозволяють врахувати все різноманіття умов експлуатації.

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи полягає в моделюванні і оптимізації умов експлуатації транспортних засобів з використанням сучасних засобів імітаційного моделювання.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

*Аналіз транспортних моделей і вибір засобів для імітаційного моделювання.*

Можна виділити особливості та межі застосування наступних прикладних транспортних моделей: рівноважних, гідродинамічних, оптимізаційних і кінетичних [18].

Рівноважні моделі – це моделі, в яких щільність і швидкість потоку вважаються незмінними в часі. Вони є моделями рівноважного розподілу транспортних засобів (ТЗ) за різними доступними шляхами досягнення пункту призначення, при цьому учасники руху розбиваються на групи по ціновим функціям, які відповідають кожній лінії в заданій мережі. Мінімізується сумарний цінової функціонал. Труднощі такого підходу полягають в підборі адекватних цінових функцій.

Гідродинамічні моделі – це моделі, в яких ТЗ забезпечується певним типом реакції на навколишній трафік: миттєва реакція, еластична реакція, реакція з релаксацією; модель змінного попиту на переміщення; при цьому основним об'єктом вивчення є матриця кореспонденцій, яка залежить від часу доби, днів тижня і річної сезонності, а функціонал, що мінімізується, містить функцію попиту, яка є невідомою.

Оптимізаційні моделі – це моделі, в яких визначається оптимальна швидкість однополосного потоку в залежності від щільності ТЗ (моделі слідування за лідером і моделі оптимальної швидкості); моделі динамічної рівноваги, що поєднують функції попиту на рух з мікроскопічним розглядом руху ТЗ по окремій траєкторії.

Кінетичні моделі - це моделі, які використовують різні кінетичні рівняння щодо функції розподілу ТЗ за швидкостями і координатами їх положення на трасі., При цьому важливе місце тут займають стохастичні моделі (в них функція попиту визначається через розподіл цінових функцій за своїми аргументами, які вважаються випадковими).

Таким чином, здійснення моделювання параметрів дорожнього руху з метою їх оптимізації відноситься до такої області, де проведення натурного експерименту є або скрутним, або абсолютно неможливим, в зв'язку з чим імітаційне моделювання стає в більшості випадків єдиним інструментом ефективного прийняття рішень в даній області [19- 20]. Його головною перевагою є те, що на відміну від аналітичного моделювання транспортних потоків імітаційне дозволяє багаторазово відтворювати досліджувану складну систему і визначати її оптимальний стан. Взагалі можна виділити наступні переваги імітаційного моделювання:

- імітаційні моделі дозволяють аналізувати системи і знаходити рішення в тих випадках, коли такі методи, як аналітичні обчислення і лінійне програмування, не справляються із завданням;
- після визначення з рівнем абстракції розробка імітаційної моделі набагато простіша, ніж аналітичної, оскільки процес створення моделі в такому випадку буде інкрементальним і модульним;
- структура імітаційної моделі природним чином відображає структуру

моделюємої системи;

- імітаційна модель дозволяє відстежувати всі об'єкти системи, враховані в обраному рівні абстракції, додавати метрики і проводити статистичний аналіз;

- одним з головних переваг імітаційного моделювання є можливість «програвати» модель в часі і анімувати її поведінку, що буде незаперечною перевагою при демонстрації моделі, а також може виявитися корисною для верифікації моделі і знаходженні помилок;

- імітаційні моделі набагато переконливіше електронних таблиць.

В даний час існує безліч програмних засобів для виконання імітаційного моделювання. Серед основних, найбільш відомих можна виділити наступні: Aimsun, Actor Pilgrim, AGNES, AnyLogic, Arena, AutoMod, AweSim, Boson NetSim, Deneb/Quest, DESMO-J, Enterprise Dynamics, Extendsim, Facsimile, Flexsim, Galatea, GloMoSim, GoldSim, GPSS – Future, GPSS/H, GPSS World, GPSS World, ISSOP, iThink и Stella, iWebsim, MaDKit, MTSS, MvStudium, NetLogo, NetSim, NS-3, Object GPSS, OMNeT++ (OMNeT++ INET Framework), OpenGPSS, OpenMVLShell, OPNET Modeler (с 2012 года позиционируется как SteelCentral), Plant Simulation, POSES++, Powersim, ProModel (ProModel Solutions), PTV VISUM, VISSIM, VISWALK, OPTIMA, LISA+, INES+, Rand Model Designer, Renque, Segmental GPSS, SeSAm, Simio, Simkit, Simplex3, SimPy, SIMSCRIPT III, Simul8, SimWiz, SLX, Stratum, Tortuga, TRANSIMS, True, UML2 SP, Vensim, WebGPSS, VisSim, WITNESS, Айвика, МВТУ, Сириус, СМО.

В ході аналізу цих засобів вибір був зупинений на програмному продукті AnyLogic [21], що має підтримку всіх існуючих методів імітаційного моделювання, а також потужну вбудовану бібліотеку для моделювання дорожнього руху.

Можна виділити такі переваги AnyLogic над іншими програмами імітаційного моделювання:

- вбудовані бібліотеки дозволяють користувачеві неодноразово використовувати необхідні функції без їх безпосередньої розробки, а, якщо в бібліотеці відсутній необхідний елемент користувач може його створити сам і додати в бібліотеку для подальшого використання;

- наявність потужної вбудованої бібліотеки для моделювання дорожнього руху;

- підтримка і комбінування всіх існуючих методів імітаційного моделювання, що піднімає точність і реалістичність моделей на новий рівень;

- багатий набір функцій розподілу дозволяє створювати складні стохастичні моделі;

- сильна експериментальна база, вбудована підтримка моделювань Монте Карло і передових форм оптимізації дає велику різноманітність підходів моделювання;

- доступність середовища моделювання (Anylogic надає на вибір безкоштовну версію програмного забезпечення або платну, професійну з ознайомчим терміном користування);

- можливість створення з моделі Anylogic Java-додатків, які без ліцензії можна запускати в будь-якому зручному браузері;

- можливість імпортування в базу даних Anylogic даних з інших баз даних або таблиць MS Excel і зберігати їх в доступній формі, а також експортувати дані в електронні таблиці MS Excel.

*Динамічна модель визначення оптимальних умов експлуатації транспортних засобів.* Існують окремі класифікації умов роботи різних машин, у тому числі транспортних, сільськогосподарських та дорожньо-будівельних, що враховують стан поверхні кочення, рельєф місцевості, висоту над рівнем моря, атмосферно-кліматичні, культуру праці тощо. Все, що оточує систему і знаходиться з нею в тісному контакті, є умовами її роботи. Зокрема, дорожні і транспортні умови експлуатації автомобілів зумовлюють швидкість руху машин, витрату палива, надійність і довговічність агрегатів і шин, стомлюваність водія і від них залежить продуктивність, собівартість і безпека руху, що свідчить про те, що ці умови необхідно правильно враховувати при здійсненні моделювання [16, 17].

Згідно з [17] дорожні умови діляться на постійні (конструкція покриття, поздовжній профіль, ширина доріг) і змінні (ступінь рівності покриттів, зчеплення коліс з дорогою, видимість дороги водієм тощо).

До транспортних умов належить цілий ряд специфічних умов, які характеризують організацію і перебіг транспортного процесу і визначаються видом вантажу, що перевозиться, об'ємом і відстанню перевезень, партіонністю відправок, способами навантаження і розвантаження, організацією перевезень, спеціалізацією рухомого складу і збереженням вантажу, що перевозиться. Але важливою характеристикою транспортних умов є інтенсивність руху рухомого складу і щільність потоку, які значно впливають на швидкість руху машин.

Розглянуті умови експлуатації транспортної техніки в найбільшій мірі впливають на середні технічні швидкості і ефективність роботи транспортних машин. Тому виникає задача мінімізації часу руху транспортного засобу по ділянці і витрати палива ним, що можливо виконати за допомогою засобів імітаційного моделювання. Але на першому етапі необхідно виконати імітаційне моделювання розглянутих умов експлуатації ТЗ. Динамічну модель умов експлуатації транспортних засобів можна описати у вигляді відповідності між елементами безлічі входів системи $X$ «можливих значень» $x$ і елементів впорядкованої множини $T$ «моментів часу» $t$, тобто у вигляді наступного відображення:

$$T \rightarrow X: x(t) \in XT,\ t \in T. \quad (1)$$

Розглядаючи вихід $y(t)$ системи як її реакцію на входи $x(t)$ можна представити модель як сукупність двох процесів (рис. 1)

$$XT = \{x(t)\} \text{ и } YT = \{y(t)\},\ t \in T. \quad (2)$$

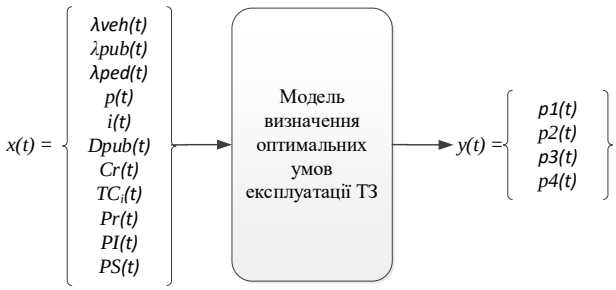



Рис. 1 – Динамічна модель визначення оптимальних умов експлуатації транспортних засобів

Множина вхідних параметрів $x(t)$ представлено наступними параметрами:

- $\lambda veh(t)$ – інтенсивність руху транспортних засобів;
- $\lambda pub(t)$ – інтенсивність руху громадського транспорту;
- $\lambda ped(t)$ – інтенсивність руху пішоходів;
- $p(t)$ – матриця перехідних ймовірностей;
- $i(t)$– тип транспортних засобів;
- $Dpub(t)$ – час затримки громадського транспорту на зупинці;
- $Cr(t)$ – стан дорожнього полотна;
- $TCi(t)$ – технічний стан транспортних засобів;
- $Pr(t)$ – параметри дороги;
- $PI(t)$ – параметри інфраструктури;
- $PS(t)$ – параметри системи регулювання і контролю.

Множина вихідних параметрів моделі представлено наступними параметрами:

- $p1(t)$ – тривалість першої фази світлофорних об'єктів в транспортному вузлі;
- $p2(t)$ – тривалість другої фази світлофорних об'єктів в транспортному вузлі;
- $p3(t)$ – тривалість третьої фази світлофорних об'єктів в транспортному вузлі;
- $p4(t)$ – тривалість четвертої фази світлофорних об'єктів в транспортному вузлі.

Для моделювання руху транспортних засобів на мікрорівні використовувалася модель слідування за лідером, зокрема, емпірична модель Джиппса [20]. Ця модель дозволяє враховувати такі локальні чинники, як, наприклад, «кваліфікація» водія (виконання або невиконання водієм приписів), геометрія секції (умови руху в межах секції). Модель включає в себе два компоненти, які описують прискорення і гальмування. Компонент, що описує прискорення, відображує намір транспортного засобу досягти більш високої швидкості. Компонент, що описує гальмування, відтворює обмеження попереду ТЗ, який рухається зі швидкістю нижчою, ніж бажана швидкість для подальшого автомобіля. Модель встановлює максимальну швидкість, яку автомобіль $n$ здатний набрати за період часу $(t, t + T)$.

$$V_a(n, t+T) = V(n,t) + 2{,}5a(n)T\left(1 - \frac{V(n,t)}{V^*(n)}\right)\sqrt{0.025 + \frac{V(n,t)}{V^*(n)}}, \quad (3)$$

де $V(n,t)$ – швидкість автомобіля $n$ в момент часу $t$; $a(n)$ - максимальне прискорення автомобіля $n$; $T$ - час реакції.

З іншого боку, максимум швидкості, який той же автомобіль $n$ здатний досягти протягом інтервалу $(t, t + T)$, виходячи з власних характеристик і обмежень при наявності ведучого автомобіля $(n - 1)$, дорівнює

$$V_b(n, t+T) = d(n)T + \sqrt{d(n)^2T^2 - d(n)\begin{Bmatrix} 2[x(n-1,t) - s(n-1) - x(n,t)] - \\ -V(n,t)T - \frac{V(n-1,t)^2}{d'(n-1)} \end{Bmatrix}}, \quad (4)$$

де $d(n)$ – максимальне (зі знаком мінус) гальмування автомобіля $n$; $x(n, t)$ -

позиція автомобіля *n* в момент часу *t*; *x*(*n* - 1, *t*) - позиція провідного автомобіля (*n*-1) в момент часу *t*; *s*(*n*-1) - ефективна довжина автомобіля *n*-1; *d*'(*n*-1) - оцінка значення гальмування автомобіля *n*-1.

У будь-якому випадку підсумкова величина швидкості автомобіля *n* на інтервалі (*t*, *t* + *T*) визначається як мінімум з наведених вище значень:

$$Vn, t+T) = min\{V_a(n, t+T), V_b(n, t+T)\}. \quad (5)$$

Тоді позиція автомобіля *n* на поточній смузі оновлюється з урахуванням цієї швидкості в контексті рівняння руху

$$x(n, t+T) = x(n, t) + V(n, t+T)T. \quad (6)$$

*Імітаційна модель вибору оптимальних умов експлуатації транспортних засобів для ділянки транспортної мережі.*

На рис.2 приведена процедура побудови імітаційної моделі вибору оптимальних умов експлуатації транспортних засобів для ділянки транспортної мережі.

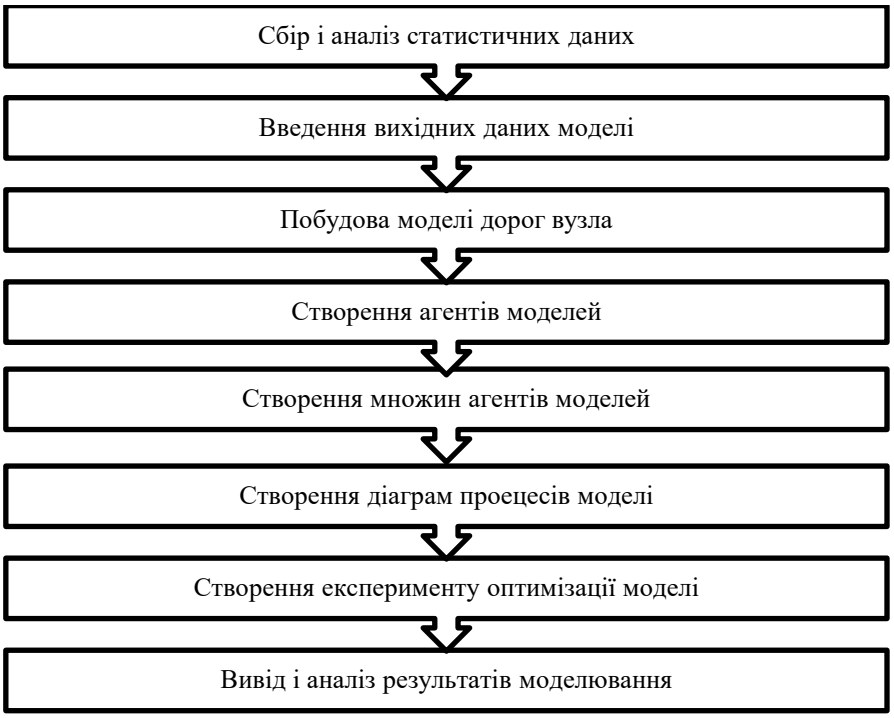



Рис. 2 – Процедура побудови імітаційної моделі вибору оптимальних умов експлуатації транспортних засобів

Моделювання сукупності розглянутих ділянок дозволить вибрати надалі оптимальний маршрут слідування ТЗ виходячи з поставленого завдання оптимізації.

Була побудована відповідна модель для ділянки транспортної мережі.

У таблиці 1 наведені параметри моделювання та їх відповідні значення.

Таблиця 1 - Параметри імітаційної моделі транспортних і дорожніх умов експлуатації транспортної техніки

| Параметр | Значення |
|---|---|
| Основні параметри | |
| Одиниці модельного часу | секунди |
| Чисельні методи | |
| Метод рішення диференціальних рівнянь | Эйлер |
| Метод вирішення алгебри. рівнянь | змінений Ньютон |
| Метод рішення змішаних рівнянь | RK45+Newton |
| Абсолютна точність | $10^{-5}$ |
| Часова точність | $10^{-5}$ |
| Відносна точність | $10^{-5}$ |
| Фіксований крок за часом | 0.001 |

У таблиці 2 наведені параметри області побудови імітаційної моделі оптимізації дорожнього руху в транспортному вузлі

Таблиця 2 – Параметри області побудови імітаційної моделі оптимізації дорожнього руху в транспортному вузлі

| Параметр | Значення |
|---|---|
| Агент в діаграмі процесу | |
| Використовувати в діаграмах процесу як | Агент |
| Рух | |
| Швидкість | (10 : MPS) |
| Повертати анімацію відповідно до напряму руху | true |
| Також нахиляти і вертикально | false |
| Простір і мережа | |
| Тип простору | безперервне |
| Створити мережу при запуску | true |
| Виконувати кроки | false |
| Специфічні | |
| Logging | true |
| Автоматичне створення наборів даних | true |
| AOC_DATASETS_UPDATE_TIME_PROPERTIES | - Recurring Event Properties |
| Обмежити кількість збережених значень | false |

На першому етапі вибирався і досліджувався ділянка мережі, для якої були побудовані графічні моделі руху транспортних засобів. Так за результатами спостережень була побудована цифрограма інтенсивностей транспортних потоків в даному транспортному вузлі (рис. 3), на якій інтенсивності руху транспортних засобів є приведеними до легкового автомобіля.

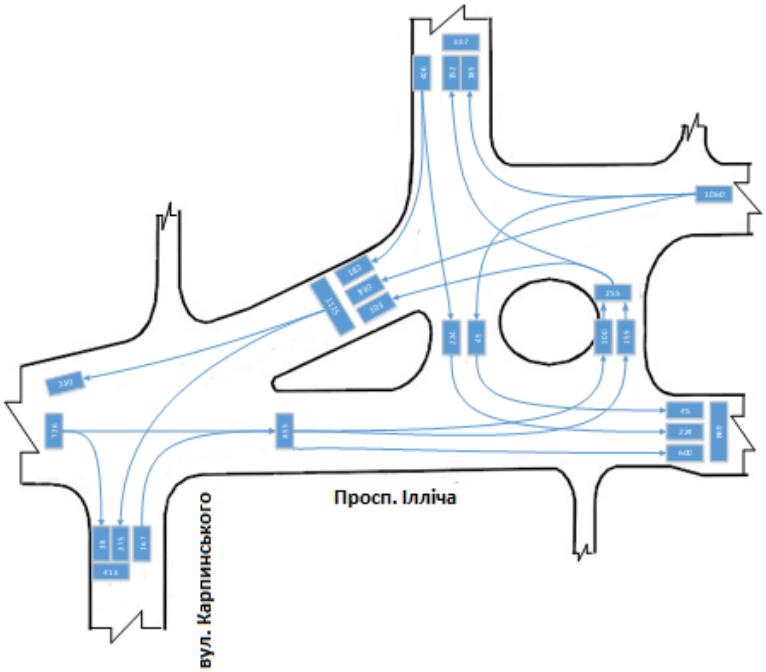



Рис. 3 – Цифрограма інтенсивностей транспортних потоків в транспортному вузлі (Україна, м Донецьк, координати за Google Maps: 48°00'07.8"N 37°50'28.3"E)

На основі наведеної вище цифрограми побудована графічна модель руху транспортних засобів в даному транспортному вузлі у вигляді графа станів з імовірностями переходів з одного стану в інший (рис. 4).

Матриця перехідних ймовірностей для наведеного графа має вигляд:

$$\|P_{ij}\| = \begin{pmatrix} 0 & 0.95 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.05 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.71 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.29 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.78 & 0 & 0 & 0 & 0.046 & 0 & 0.174 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.663 & 0.337 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.45 & 0 & 0 & 0 & 0.55 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (7)$$

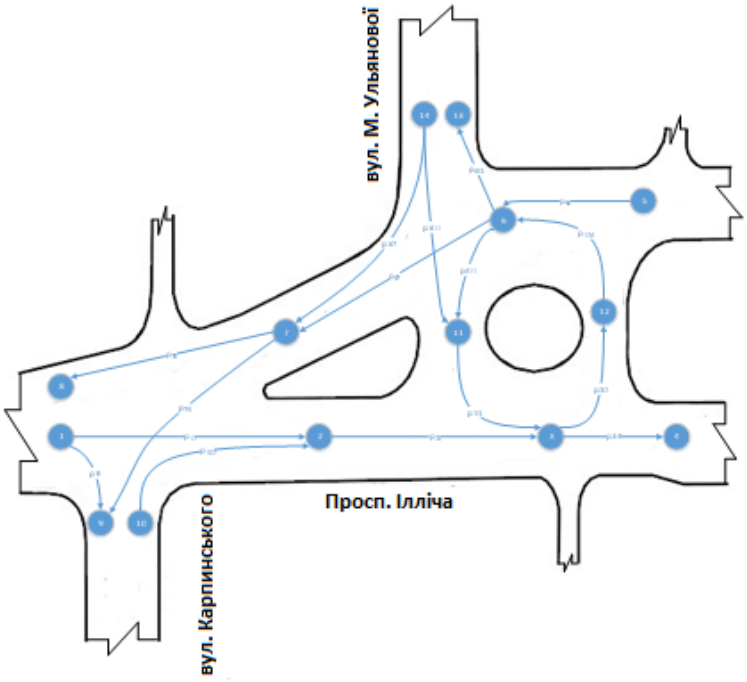



Рис. 4 – Модель руху транспортних засобів в транспортному вузлі

На етапі створення моделі в AnyLogic була побудована дорожня мережа досліджуваної ділянки мережі (рис. 5) на основі реальної схеми.

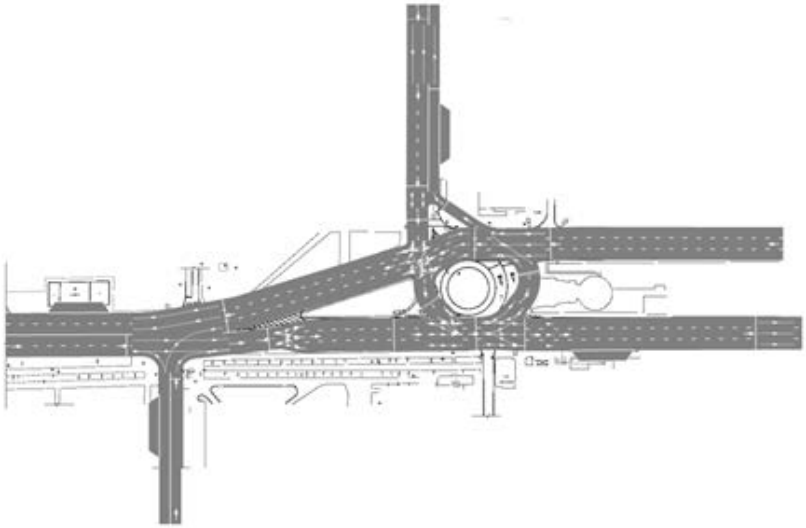


Рис. 5 – Дорожня мережа транспортного вузла в AnyLogic

На наступному етапі була створена діаграма процесу імітаційної моделі (рис. 6), що відображає переходи з одного стану в інший відповідно до матриці переходів для наведених інтенсивностей руху.

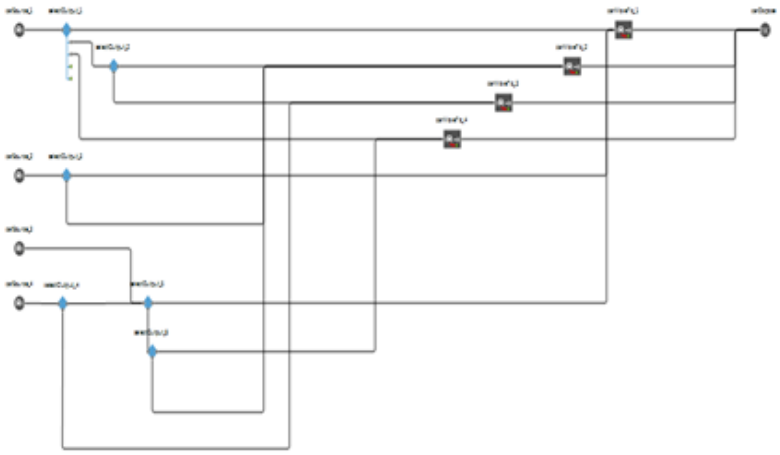


Рис. 6 – Діаграма процесу імітаційної моделі для наведених інтенсивностей руху

В процесі побудови діаграм процесів імітаційної моделі використовувалися наступні блоки:

*carSource_1, carSource_2, carSource_3, carSource_4* – вхідні потоки для моделі;

*selectOutput_1, selectOutput_2, selectOutput_3, selectOutput_4, selectOutput_5, selectOutput_6* – блоки, призначені для поділу потоків, що входять до них, на кілька потоків для моделі;

*carMoveTo_1, carMoveTo_2, carMoveTo_3, carMoveTo_4* – блоки, що відображають вихідні потоки для моделі;

*carDispose* – блок, що видаляє транспортні засоби з системи.

В процесі виконання моделі були створені нові типи агентів типу (Car) з параметрами, що відображають час знаходження кожного агента в системі відповідно *t_bs_c*.

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 *t_bs*, тобто

$$travel_time = main.travel_time.add(time\ () - t_bs). \qquad (8)$$

Тривалість фаз світлофорних об’єктів була задана параметрами p1, p2, p3 і p4 зі значеннями 44 с, 38 с, 46 с, і 36 с відповідно, які отримані в результаті дослідження трансоптного вузла. Для відображення світлофорного регулювання в систему були додані 4 блоки типу Traffic Light. У властивостях цих блоків були задані режими роботи світлофорних об'єктів для заданих стоп-ліній і ліній конекторів. Блоки були розділені по групам напрямків руху. Режими роботи світлофорних об'єктів були виражені в загальному вигляді через параметри

тривалості фаз світлофорних об'єктів p1, p2, p3 і p4 з урахуванням перехідних режимів для можливості подальшої оптимізації фаз світлофорного регулювання в розглянутому вузлі.

У моделі рух пішоходів не враховувався, так як в даному транспортному вузлі його інтенсивність є несуттєвою і нею можна знехтувати. Рух трамвая теж не моделювався, так як це не впливає суттєво на завантаження вузла, при цьому відсутні перетини трамвайної колії з автодорогами, по яким рухаються інші транспортні засоби.

У таблиці 3 наведені результати простого експерименту «Simulation», що моделює дорожній рух в розглянутому транспортному вузлі з поточними значеннями p1 = 44с, p2 = 25с, p3 = 46, p4 = 36 с транспортними засобами відповідно до моделі, зображеної на рис. 6, і матриці перехідних ймовірностей $p_{ij}$ (7).

Таблиця 3 – Результати моделювання *travel_time*

| Параметр | Значення |
|---|---|
| Кількість машин, які пройшли через вузол | 744 |
| Середнє значення *travel_time*, с | 169.78 |
| Мінімальне значення *travel_time*, с | 10.818 |
| Максимальне значення *travel_time*, с | 2105.5 |
| Середньоквадратичне відхилення значення *travel_time*, с | 286.8 |
| Довірчий інтервал значення *travel_time*, с | 20.606 |

Відносна похибка реальних випробувань з результатами імітаційного моделювання склала 4%, що говорить про те, що імітаційне моделювання в AnyLogic цілком адекватно описує реальні процеси. В якості параметра, що вимірювався, приймався середній час проходження транспортними засобами транспортного вузла *travel_time*. Виміри проводилися в тих самих точках, в яких транспортні засоби заходять в транспортний вузол згідно імітаційної моделі і виходять з нього. На похибку вплинуло кілька факторів, пов'язаних з обмеженнями, які є в дорожній бібліотеці AnyLogic, при цьому в якості основних можна виділити наступні:

1) неможливість використання в одній транспортній мережі смуг руху з різною шириною, при цьому остання задається для всієї мережі однаковою, в зв'язку з чим доводиться імітувати рух не по одній більш широкій смузі, а за двома більш вузькими;

2) неможливість відображення зупиночних пунктів громадського транспорту на смузі руху без виїзного карману, що вносить певні похибки в процес імітаційного моделювання.

Особливістю AnyLogic є те, що в стандартній бібліотеці немає елемента трамвай, а його рух доводиться імітувати, як рух будь-якого іншого агента (або створювати новий агент) і по ходу його проходження вносити безліч обмежень, які також будуть впливати на адекватність імітаційної моделі.

Для здійснення оптимізації дорожнього руху в транспортному вузлі був створений експеримент «Оптимізація» на основі моделі на рис. 4. Завдання

оптимізації зводилася до мінімізації цільової функції *travel_time (p1, p2, p3, p4)*, тобто:

$$travel \quad time(p1, p2, p3, p4) = \sum_j \Delta t_j = \\ = \sum_j^{k_1} \left[ t_bs_c_j(p1, p2, p3, p4) - to_{1j} \right] \rightarrow min \tag{9}$$

де $j$ – параметр, що характеризує номер агента популяції агентів моделі;

$k_i$ – кількість агентів в популяції агентів.

Обмеження, які накладаються на модель, зведені до системи:

$$\begin{cases} 1 \le i \le n \\ 0 \le j \le k_i \\ p1_{\min} \le j \le p1_{\max} \\ p2_{\min} \le j \le p2_{\max} \\ p3_{\min} \le j \le p3_{\max} \\ p4_{\min} \le j \le p4_{\max} \\ \sum_i k_i = ko \end{cases}, \tag{10}$$

де $p1_{min}$, $p2_{min}$, $p3_{min}$, $p4_{min}$ и $p1_{max}$, $p2_{max}$, $p3_{max}$, $p4_{max}$ – відповідно мінімальні і максимальні значення параметрів p1, p2, p3 и p4; ko – загальна кількість агентів моделі.

Оптимізація моделі AnyLogic полягає в послідовному виконанні декількох прогонів моделі з різними значеннями параметрів і знаходженні оптимальних для даного завдання значень параметрів. У AnyLogic вбудований оптимізатор OptQuest, який автоматично знаходить найкращі значення параметрів моделі з урахуванням заданих обмежень. Комбінуючи евристики, нейронні мережі і математичну оптимізацію, OptQuest дозволяє знаходити значення параметрів моделі, відповідні максимуму або мінімуму цільової функції, як в умовах невизначеності, так і при наявності обмежень.

OptQuest є торговою маркою компанії OptTek Systems. Щоб оптимізувати модель необхідно: створити оптимізаційний експеримент, задати цільовий функціонал (функцію, яку потрібно мінімізувати або максимізувати), оптимізаційні параметри (параметри, значення яких будуть змінюватися), обмеження, які будуть накладені на значення параметрів і змінних (опціонально), умови зупинки «прогону», умови зупинки оптимізації і запустити оптимізаційний експеримент.

Процес оптимізації являє собою ітеративний процес, який полягає в тому, що: оптимізатор OptQuest вибирає допустимі значення оптимізаційних параметрів і запускає модель з цими значеннями; завершивши «прогін» моделі, OptQuest обчислює значення цільової функції на момент завершення; оптимізатор аналізує отримане значення, змінює значення оптимізаційних параметрів відповідно до алгоритму оптимізації і процес повторюється заново.

Було створено інтерфейс вікна оптимізації імітаційної моделі, в якому відображається у вигляді таблиці для поточного і кращого значення ітерації її номер, функціонал і параметри p1, p2, p3, p4.

В ході оптимізаційного експерименту здійснювалося варіювання параметрів p1, p2, p3 і p4 (таблиця 4).

Таблиця 4 – Параметри оптимізаційного експерименту

| Параметр | Тип | Мінімальне | Максимальне | Крок | Початкове |
|---|---|---|---|---|---|
| p1 | DISCRETE | 30 | 70 | 1 | 44 |
| p2 | DISCRETE | 30 | 70 | 1 | 38 |
| p3 | DISCRETE | 30 | 70 | 1 | 46 |
| p4 | DISCRETE | 30 | 70 | 1 | 36 |

Результати оптимізації дорожнього руху в даному транспортному вузлі наведені на рис.7.

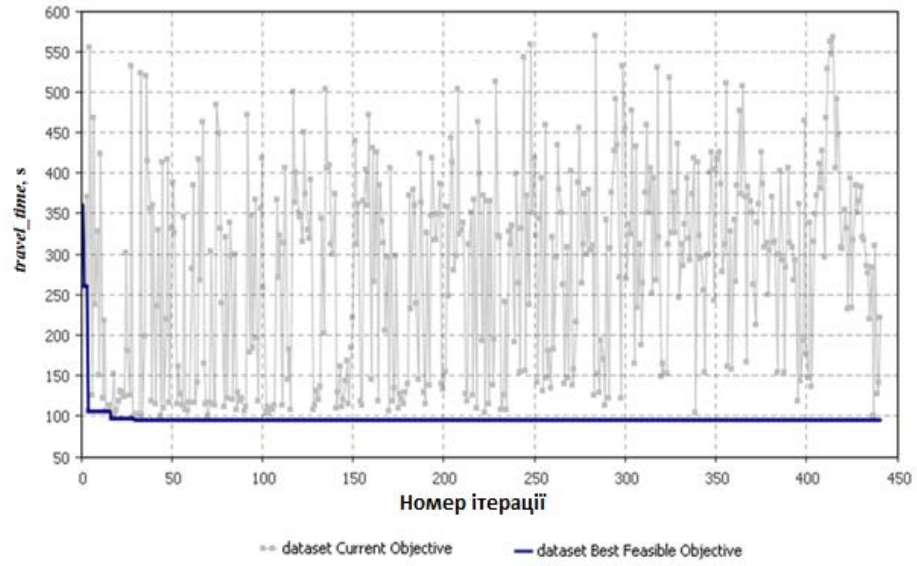



Рис. 7 – Результати оптимізації дорожнього руху

Встановлено, що для заданої цільової функції (9) оптимальними є значення фаз p1 = 69 с, p2 = 30 с, p3 = 30 с, p4 = 64, які були отримані для чотириста сімдесят першої ітерації, при цьому середній час проїзду транспортного засобу через розглянутий вузол склав близько 66 с.

У таблиці 5 наведені результати простого експерименту «Simulation», що моделює дорожній рух в розглянутому транспортному вузлі з оптимальними значеннями p1 = 69 с, p2 = 30 с, p3 = 30 с, p4 = 64 с.

Таблиця 5 – результати моделювання *travel_time* для оптимальних значень p1, p2, p3 і p4

| Параметр | Значення |
|---|---|
| Кількість машин, які пройшли через вузол | 1452 |
| Середнє значення *travel_time*, с | 65.7 |
| Мінімальне значення *travel_time*, с | 10.9 |
| Максимальне значення *travel_time*, с | 274.9 |
| Середньоквадратичне відхилення значення *travel_time*, с | 37.3 |
| Довірчий інтервал значення *travel_time*, с | 1.9 |

Таким чином, в результаті оптимізації середній час проїзду через розглянутий транспортний вузол було зменшено на 70%, а кількість машин, що знаходяться в заторах, на 50%.

**4. ВИСНОВКИ**

1. Створена імітаційна модель вибору оптимальних параметрів умов експлуатації транспортних засобів, яку можна використовувати для вирішення завдань оптимізації руху транспортних засобів, а також при моделюванні і експлуатації інтелектуальної транспортної системи.

2. Модель випробувана на ділянці транспортної мережі, а її адекватність склала близько 4%.

3. В результаті оптимізації середній час проїзду через розглянутий транспортний вузол було зменшено на 70%, а кількість машин, що знаходяться в заторах, на 50%.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1].Surface Transportation Policy Project, “An Analysis of the Relationship Between Highway Expansion and Congestion in Metropolitan Areas,” Lessons from the 15-Year Texas Transportation Institute Study, November 1998.

[2].Kiselev, A. B., Kokoreva A. V., Nikitin V. F., Smirnov N. N., “Mathematical Modeling of Traffic Flow on Controled Roads,” Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 68: 933–939, 2004, doi: 10.1016/j.jappmathmech.2004.11.014

[3].Allsop, R., “Some reflections on forty years’ evolution of transport studies,” 38th Annual Conference of the Universities Transport Study Group, Dublin, January, 2006.

[4].Županović, D.; Anžek, M.; Kos, G. Optimisation of signalcontrolled intersection capacity. // Promet - Traffic -Traffico. 22, 6(2010), p. 419-431. doi: 10.7307/ptt.v22i6.207

[5].Khastgir, S., Dhadyalla, G., Birrell, S., Redmond, S. et al., "Test Scenario Generation for Driving Simulators Using Constrained Randomization Technique," SAE Technical Paper 2017-01-1672, 2017, https://doi.org/10.4271/2017-01-1672.

[6].Xu, Z., "Macroscopic Traffic States Estimation Based on Vehicle-to-Infrastructure (V2I) Connected Vehicle Data," SAE Technical Paper 2017-01-2013, 2017, https://doi.org/10.4271/2017-01-2013.

[7].Li, J., Wu, J., Sun, H., Jiang, Y. et al., "Traffic Modeling Considering Motion Uncertainties," SAE Technical Paper 2017-01-2000, 2017, https://doi.org/10.4271/2017-01-2000

[8].Kim, N., Karbowski, D., and Rousseau, A., "A Modeling Framework for Connectivity and Automation Co-simulation," SAE Technical Paper 2018-01-0607, 2018, https://doi.org/10.4271/2018-01-0607
[9].Kerner,B.S., “Introduction to Modern Traffic Flow Theory and Control: The Long Road to Thre,” Springer, 2009.
[10]. Daganzo, C. F., “Fundamentals of Transportation and Traffic Operations,” New York, USA: Pergamon Press, 1997.
[11]. Hensher, D. A., Button, K. J., “Handbook of Transport Modelling,” London, United Kingdom: Pergamon Press, 2000.
[12]. Banks, J., “Handbook of Simulation: Principles, Methodology, Advances, Applications, and Practice,” John Wiley & Sons, 1998.
[13]. Особливості вимірювального комплексу для дослідження роботи газомоторного транспортного засобу з системою теплової підготовки в умовах експлуатації / В.П. Волков, Т.В. Волкова, І.В. Грицук, Е.С. Аппазов, Д.С. Погорлецький, М.В. Володарець, В.Є. Саравас // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2018 – № 13 - С. 121-131. – Режим доступу: URL : http://journals.uran.ua/index.php/2311-441X/article/view/145431 звернення: 7 травня 2019 р.
[14]. Грицук, І.В. Інформаційна система моніторингу стану транспортних засобів в умовах ITS: загальний підхід до формування морфологічної матриці / І.В. Грицук, М.В. Володарець, І.В. Худяков, Д.С. Погорлецький // Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Вип. 32 Т. 2 – К.: ДУІТ, 2018 – С. 113-121. https://doi.org/10.32703/2617-9040-2018-32-2-113-121.
[15]. Грицук, І.В. Особливості моделювання та формування в експлуатації теплової підготовки двигуна транспортного засобу на основі теплових акумуляторів фазового переходу / І.В. Грицук, М.В. Володарець, Д.С. Погорлецький, Д.В. Курносенко, Д.І. Левченко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Вип. 18. – Т. 2. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. – С. 295-304.
[16]. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). Ч.1 / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко – Х.: РИО ХГАДТУ, 1998. – 255 с.
[17]. Говорущенко Н.Я. Системотехника проектировния транспортых машин / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко // Учебное пособие. 2-е изд.- Харьков: ХНАДУ, 2004. – 166с.
[18]. Семёнов В.В., Ермаков А.В. Исторический анализ моделирования транспортных процессов и транспортной инфраструктуры // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2015. № 3. 36 с. URL: http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2015-3.
[19]. Волков, В.П. Моделирование транспортных и дорожных условий эксплуатации транспортной техники / В.П. Волков, И.В. Грицук, М.В. Володарець, Т.В. Волкова, Д.С. Погорлецький // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2018. – № 14. - С. 147-155. – Режим доступу : URL : http://journals.uran.ua/index.php/2311-441X/article/view/169783. Дата звернення: 5 червня 2019 р.

[20]. 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, doi:10.4271/2019-01-0099.
[21]. The AnyLogic Company, “AnyLogic,” Official website of AnyLogic. https://www.anylogic.com.

**THE USE OF SIMULATION MODELING TECHNOLOGIES TO SOLVE THE PROBLEM OF OPTIMIZING THE OPERATING CONDITIONS OF VEHICLES**

The paper describes the process of modeling and optimizing the operating conditions of vehicles for a section of the transport network using simulation tools. The cyphergrams of the transport flow intensities in the transportation hub were built, a graphic model of vehicle traffic in the transportation hub was built, and a transition probability matrix was compiled, which was used to simulate modeling and optimize vehicle operating conditions for the considered transport hub. AnyLogic software was chosen for simulation. It supports all simulation methods and a powerful built-in library for traffic modeling. The corresponding simulation model was created. With the help of it, modeling in the transport node selected for research has been carried out and the optimum values of the duration of the phases of traffic light objects have been obtained. This has reduced the average travel time through the site, which is considered in the work, and the number of cars in traffic jams. In the process of modeling, the objective function is formed with the corresponding restrictions. Also, the task of optimizing operating conditions in the transport hub under study is formulated. Different process diagrams of the simulation model were created for different input parameters. Relevant agents and their populations were created too. The simulation error was 4%, which confirms the feasibility of using AnyLogic to simulate and optimize the operating conditions of vehicles. In the future, modeling of a set of network sections can be used to select the optimal route for a vehicle, based on the optimization problem. The model can be used to solve problems of optimizing the movement of vehicles, and can also be used in the simulation and operation of intelligent transport systems in operating conditions.

**УДК 621.431.74**

# ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

**БЕЛОУСОВ Евгений**

Ужесточение экологических норм по содержанию в отработавших газах судовых двигателей токсичных веществ и парниковых газов, сделали использование природного и нефтяного газов привлекательной альтернативой традиционным моторным топливам. И это не смотря на дополнительные технические трудности, связанные с их использованием. Учитывая, что на торговом флоте более 70% главных двигателей, это малооборотные двухтактные двигатели, решение задач связанных с переводом их на газовое топливо особенно актуально в настоящее время. Проблема перевода усугубляется тем, что в силу особенностей организации рабочего процесса, в двухтактных двигателях данного класса возможно только внутреннее смесеобразование, осуществляемое на такте сжатия. Определенным ограничением, усложняющим решение проблемы организации рабочего процесса на газовых топливах, является необходимость сохранения двигателем возможности работать на традиционных жидких топливах во всем диапазоне нагрузочно-скоростных режимов. В настоящее время лидирующие позиции в области создания двухтопливных малооборотных двигателей разделяют между собой фирмы MAN и WinGD, первая из которых разработала линейку двигателей с подачей газового топлива в рабочее пространство двигателя под высоким давлением в конце такта сжатия, а вторая под низким давлением в начале такта сжатия. Каждому из этих методов свойственны как определенные преимущества, так и существенные недостатки. Подача топлива под низким давлением значительно упрощает конструкцию топливной системы двигателя и снижает требования к обеспечению ее безопасности во время эксплуатации, однако такие двигатели склонны к возникновению детонационного сгорания, что значительно сужает возможности их использования, особенно на режимах близких к номинальным. Поиску и обоснованию технических решений, позволяющих минимизировать этот недостаток с сохранением присущих методу преимуществ, посвящено данное исследование.

## 1. ПРОБЛЕМА ЗАГРЯЗНЕНИЯ ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУШНОГО ПРОСТРАНСТВА СУДОВЫМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ УСТАНОВКАМИ

Согласно исследованиям Международной морской организации (International Maritime Organization – IMO) в период с 2007-2012 гг. на международное судоходство приходилось примерно 3,1% $CO_2$, 15% $NO_x$ и 13% $SO_x$ от общего количества выбросов этих компонентов в атмосферу [1]. Общий объем выбросов $CO_2$ в период с 2013 по 2015 гг. возрос с 910 до 932 млн. т, то есть на 2,4%.

Не смотря на то, что, доля выбросов от судовых энергетических установок в общем балансе ежегодных вредных выбросов в атмосферу относительно не высока и не превышает 5...7% [1] (рис. 1), требования к экологическим показателем судовых дизелей год от года ужесточаются. Объясняется это большими агрегатными мощностями, которые в некоторых случаях уже превышают 80 МВт. Таким образом, в местах интенсивного судоходства загрязнение воздушного бассейна может достигать критических значений особенно оксидами азота ($NO_x$) удельное выделение которых, в силу специфики организации рабочего процесса,

особенно велико у малооборотных судовых дизелей.

Прогнозируется, что в 2050 г. по сравнению с 2012 г., эмиссия $CO_2$ увеличится на 50...250%. Такой разброс данных обусловлен, с одной стороны устойчивым ростом объема морских перевозок, а с другой – интенсивным развитием технологий по снижению вредного воздействия на атмосферу со стороны энергетических установок судов [1].

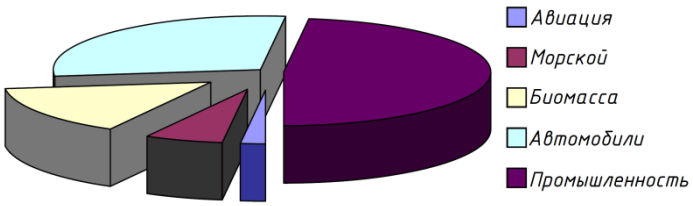



Рис. 1 – Доля вредных выбросов в атмосферу от различных источников загрязнения

Что бы стимулировать судоходные компании к снижению вредных выбросов в атмосферу, в рамках Приложении VI Конвенции MARPOL 73/78 введены существенные ограничения на выбросы этих веществ с судов. Наиболее жесткие требования начали действовать с 2009 г. С введением индекса энергетической эффективности (Energy Efficiency Design Index – EEDI) судов, который ограничивает эмиссию $CO_2$. С 2016 введены в действия требования Tier III по выбросам $NO_x$ (рис. 2).

Кроме общих международных норм, действующих повсеместно, международное морское законодательство также устанавливает особые зоны контроля (ECA – Emission Control Area). В этих зонах, куда сегодня входят 200-мильные зоны США и Канады, акватории Северного и Балтийского морей, пролив Ла-Манш, Карибское море и другие регионы к выбросам предъявляются ещё более жесткие требования (рис. 3).

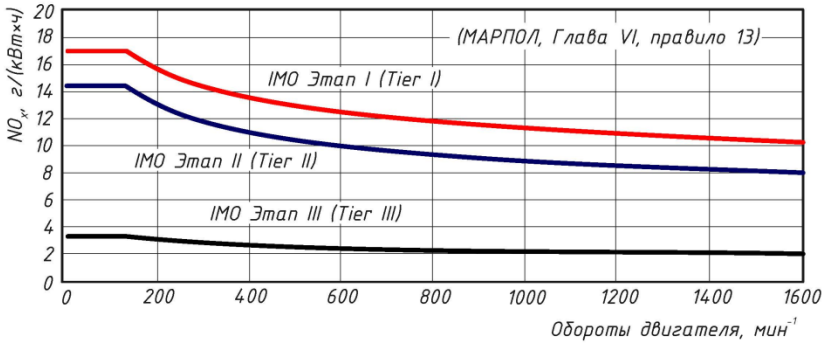



Рис. 2 – Кривые поэтапного ограничения норм выброса $NO_x$ судами

С каждым годом ограничения MARPOL становятся жестче, так если в 2010 году содержание серы в топливе не должно было превышать 1,0%, а зонах ECA и 4,5 % в других акваториях, то к 2020 году допустимое количество серы и ее соединений в топливах будет ограничено 0,1 и 0,5 %, соответственно.

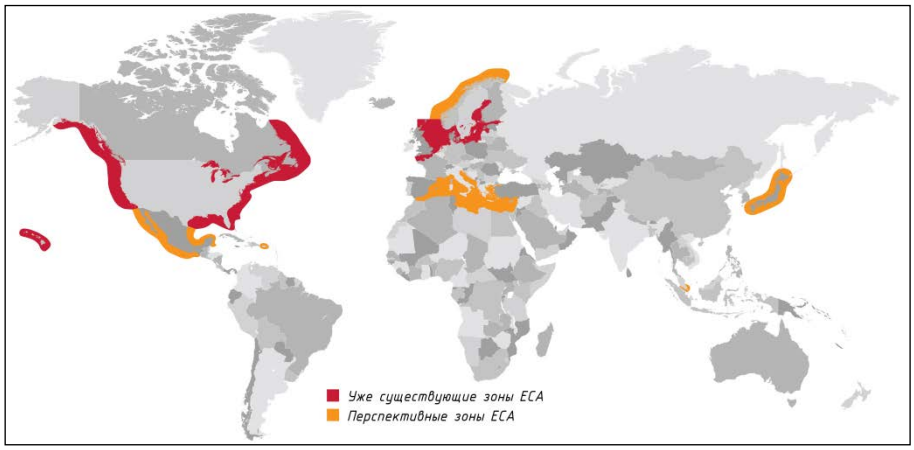



Рис. 3 – Зоны контроля уровня вредных выбросов (Emission Control Area)

Постоянный рост цен на нефть и топлива, получаемые из нее, а также ужесточение требований, связанных с экологическими показателями судовых двигателей, заставляют все большее число производителей искать альтернативные решения, связанные как с поиском новых топлив, так и способов их использования в судовых дизелях [2].

В качестве наиболее перспективных топлив, позволяющих одновременно снизить и стоимость перевозок, и количество вредных выбросов, являются газовые топлива различного происхождения.

Наиболее перспективными газовыми топливами сегодня считается природный газ и нефтяные газы, которые представляют собой продукты испарения нефти в танках нефтеналивных танкеров или сжиженные пропанобутановые смеси.

Применение газовых топлив позволяет существенно сократить количество вредных выбросов в сравнении с топливами нефтяного происхождения – полностью исключить выбросы серы, кардинально (на 90 %) снизить выбросы оксидов азота ($NO_X$) и существенно (на 30 %) снизить выбросы твердых частиц и диоксида углерода ($CO_2$) [2]. К другим преимуществам газовых топлив можно отнести отсутствие жидких фракций, что исключает разжижение масла в зоне работы поршневых колец, а практически полное отсутствие зольности приводит к улучшению условий смазки и повышению срока службы циркуляционного масла. В результате ресурс двигателей, работающих на газе, может быть увеличен в 1,3…1,5 раза, во столько же снижены затраты на обслуживание и ремонт.

Первоначально вопрос использования газов в качестве моторного топлива на флоте встал для судов газовозов и нефтеналивных танкеров.

У газовозов, перевозящих природный газ в сжиженном состоянии (в западной

литературе Liquefied Natural Gas (LNG)) при температурах ниже – 160°С в специальных криогенных емкостях происходит постоянное испарение газа в количестве 0,135…0,15 % от общего объема груза в сутки. Если в качестве примера взять LNG-танкер с объемом грузовых танков 74000 м$^3$, то в сутки будет испаряться примерно 74 м$^3$. Учитывая, что коэффициент расширения природного газа при переходе из жидкого в газообразное состояние составляет около 600:1, то за сутки мы будем иметь в виде испарений до 44400 м$^3$ газа при атмосферном давлении. Повторное ожижение газа – процедура достаточно дорогостоящая, поэтому наиболее рациональным считается использование паров газа в качестве топлива для судовой энергетической установки.

У танкеров, перевозящих сырую нефть, во время бункеровки и транспортировки наблюдается выделение из груза газовых фракций, состоящих из смеси углеводородных газов (в западной литературе Volatile Organic Compounds (VOC)). Эти газы смешиваются с инертными газами, подаваемыми в танки для предотвращения возможности возгорания груза. По мере насыщения углеводородами инертный газ заменяется, а удаленные из танков газовые смеси поступают на обработку, в ходе которой из них извлекаются углеводородные газы. За время рейса танкера дедвейтом 300000 тонн из района Персидского залива в северо-западную Европу с грузом легкой персидской нефти количество испарений может достигнуть 0,6% от общего объема груза. Это количество соизмеримо с затратами топлива на главный двигатель.

В отличие от природного газа пропанобутановые смеси могут переходить в жидкое состояние при температурах окружающей среды под давлением выше 1,6 МПа. Это делает возможным осуществлять их сбор и хранение на борту в относительно простых по конструкции емкостях, которые могут заполняться во время погрузочных операций, на которые приходится пик выделения летучих компонентов (так называемые сжиженные нефтяные газы, а в иностранной литературе Liquefied petroleum gas (LPG)).

Накопление опыта проектирования и эксплуатации танкеров и судов газовозов позволило расширить область использования ГТ в двигателях судов других типов. Сегодня использование сжиженного природного газа рассматривается как перспективное направление для контейнеровозов, пассажирских судов, автовозов, паромов и т.д. [3-8].

Использование сжиженного нефтяного газа рассматривается применительно к судам технического флота, которые работают в прибрежных акваториях и к которым предъявляются повышенные экологические требования. Сравнительно высокая плотность сжиженного нефтяного газа, в сочетании с умеренными значениями давления в баллонах, обусловила достаточно широкое их применение для судов прибрежного плавания.

Специфические условия работы судов наложили свои отпечатки на развитие топливных систем судовых двигателей, работающих на газе. В первую очередь это связано с необходимостью сохранить возможность работы двигателя на жидких топливах, которая возникает всякий раз, когда судно движется в балласте. Кроме того, в зависимости от вида груза, условий плавания и времени, состав газов, используемых в СЭУ, может существенно изменяться. Топливная система должна адекватно реагировать на такие изменения и обеспечивать работу двигателей на номинальных режимах.

Исходя из этого, основная масса судовых двигателей создается сегодня двухтопливными (dual-fuel (DF)), то есть способными работать на газовом, жидком топливе (ЖТ) или на обоих топливах сразу в различных пропорциях [2-8].

К организации рабочего процесса в DF-двигателях при работе на газе существует два принципиально различных подхода – использование внешнего и внутреннего смесеобразования. При этом в обоих случаях воспламенение газо-воздушной смеси осуществляется от электрической искры или небольшой порции ЖТ, впрыснутого в рабочий цилиндр [2-8].

## 2. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ ПЕРЕВОДА МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ГАЗОВЫЕ ТОПЛИВА

Изначально задача использования природного газа в судовых двигателях была решена для четырехтактных двигателей, в которых преимущественно использовалось внешнее смесеобразование в комбинации с запальным зажиганием [3].

В двухтактных двигателях организовать внешнее смесеобразование достаточно сложно, так как перед поступлением в рабочий цилиндр воздух заполняет подпоршневую полость, имеющую достаточно большой объем. Наличие большого количества газо-воздушной смеси увеличивает опасность взрыва и серьезность его последствий. Поэтому в современных двухтактных двигателях используется внутреннее смесеобразование, при котором газовое топливо (ГТ) подается в рабочий цилиндр после закрытия газораспределительных органов.

К внутреннему смесеобразованию существует два основных подхода:

- газ подается в рабочий цилиндр сразу после закрытия выпускного клапана в начальной стадии такта сжатия под относительно небольшим давлением, благодаря чему такие системы получили название – *систем питания низкого давления* (рис. 4);

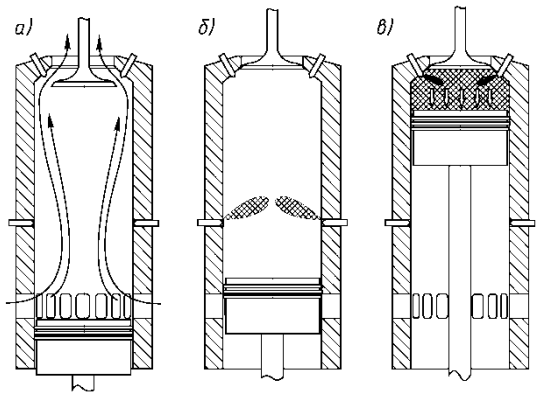



Рис. 4 – Система подачи газа на такте сжатия: *а* – продувка цилиндра; *б* – подача газа; *в* – воспламенение, сгорание и рабочий ход

- газ подается в камеру сгорания вместе с запальным топливом в конце такта сжатия под высоким давлением, поэтому такие системы получили название *систем высокого давления* или *прямого впрыска газа* (Direct Injected Gas (GD)) (рис. 5).

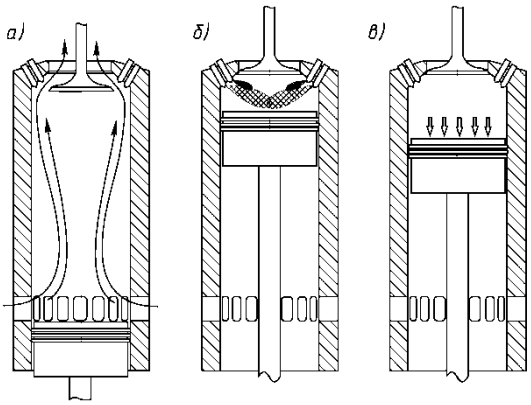



Рис. 5 – Система подачи газа в конце сжатия: *а* – продувка цилиндра; *б* – подача газа, воспламенение и сгорание; *в* – рабочий ход

В настоящее время, к опытной эксплуатации двухтактных малооборотных двигателей с системами низкого давления приступила фирма Winterthur Gas and Diesel Ltd. Которая унаследовала разработки фирмы Wärtsilä, являющуюся до недавнего времени правопреемницей известной Швейцарской фирмы Sulzer [4].

Системами высокого давления оборудуются малооборотные газодизельные двигатели фирмы MAN, которые используются в качестве главных, не только на газовозах, но и на других типах судов [6, 7]. В этом же направлении ведет разработки японская фирма Mitsubishi, которая на базе дизелей серии UEC создает собственный вариант малооборотного DF-двигателя получившего индекс UEC-LSGi.

***2.1 Разработка и внедрение систем низкого давления.*** После анализа различных концепций создания газодизельного малооборотного двигателя проведенных фирмой Wärtsilä в начале 2011 года, было принято решение развивать технологию подачи ГТ в двигатель под низким давлением. Первые исследования были выполнены на испытательной базе в Итальянском городе Триесте в 2013 году. Для работы на ГТ в качестве основного был переоборудован дизель, получивший обозначение RT-flex50DF. При этом на ГТ двигатель должен был работать по циклу близкому к теоретическому циклу Отто, ЖТ использовалось в качестве резервного.

В начале 2015 года Швейцарское подразделение корпорации, компания Wärtsilä Switzerland Ltd., отвечающая за разработку и производство малооборотных двухтактный двигателей, было объединено с Китайской государственной судостроительной корпорацией (China State Shipbuilding Corporation – CSSC) и переименована в Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD), которая продолжила разработки дизельных и газодизельных двигателей под брендом WinGD. Газодизельные версии были разработаны на базе дизельных двигателей серии W-X и представляют собой двухтопливные двигатели с запальным воспламенением газо-воздушной смеси. В настоящее время налажен выпуск пяти моделей W-X52DF W-X62DF, W-X72DF, W-X82DF и W-X92DF с диаметрами цилиндров от 52 до 92 см [4].

Начиная с 2013 года фирма Wärtsilä провела полномасштабные испытания газодизельного двигателя. Эти разработки явились продолжением работ фирмы Sulzer по созданию в 70-х годах прошлого столетия газодизельных двигателей низкого давления на базе дизелей серий RD и RNMD. Кроме того в распоряжении фирмы был так же опыт создания газодизельных двигателей с подачей газа под высоким давлением. Так в 1986 году фирмой Sulzer совместно с японской фирмой Diesel United была сконструирована и испытана система высокого давления подачи газа для двигателя RTA 84. На тот момент эти технологии оказались невостребованные, и только с ростом цен на нефтепродукты и ужесточением экологических требований к судовым дизелям вновь пробудился интерес к использованию в них ГТ.

Разработанная для двухтопливного малооборотного двигателя технология подачи газа под низким давлением рассчитана на сжигание обедненной топливовоздушной смеси. Ранее эта технология была апробирована на четырехтактных среднеоборотных двигателях. Газ подается в цилиндр после того как все органы газообмена оказываются закрытыми но давление остается еще сравнительно низким. На практике клапана для подачи газа устанавливаются на некоторой высоте от продувочных окон, чтобы обеспечить необходимое время на заполнение цилиндра газом.

Поступление ГТ на такте сжатия позволяет подавать его в цилиндры под относительно низким давлением 1,0…1,6 МПа.

В процессе сжатия газ хорошо перемешивается с воздухом и воспламеняется с помощью запальной порции топлива. При этом ее величина во всем диапазоне нагрузок не превышает 1% от цикловой подачи ЖТ на номинальном режиме. По сравнению с ЖТ использование данной технологии позволяет снизить образование $NO_x$ на 90%, что объясняется более равномерным распределением температур по камере сгорания. Это, в свою очередь, позволяет выполнять требования Международной морской организации IMO Tier-III по выбросам $NO_x$ без какой либо последующей обработки отработавших газов после двигателя.

Для обеспечения двухтопливности двигатель оборудуется тремя независимыми друг от друга системами подачи топлива, каждая из которых может управляться электронным микропроцессорным модулем по отдельной программе в зависимости от используемого топлива и режима работы.

Для подачи резервного ЖТ используется штатная топливная система аккумуляторного типа характерная для всех двигателей серии RT-flex. При этом двигатель сохраняет способность работать на тяжелых сортах топлива во всем диапазоне нагрузочно-скоростных режимов [3, 4].

Подача запального топлива осуществляется отдельной аккумуляторной системой малой производительности (рис. 6). Такое решение позволяет получить устойчивую подачу малых порций топлива с возможностью гибкого регулирования режима работы системы запального зажигания.

Для улучшения условий воспламенения обедненной газо-воздушной смеси на каждом цилиндре устанавливаются два запальных модуля состоящих из вихрекамеры с установленной в ней форсункой подачи запального топлива (рис. 7).

В качестве запального используется легкое дизельное топливо, однако рассматривается возможность применения для запального впрыска тяжелого топлива (HFO) на котором двигатель работает как на резервном.

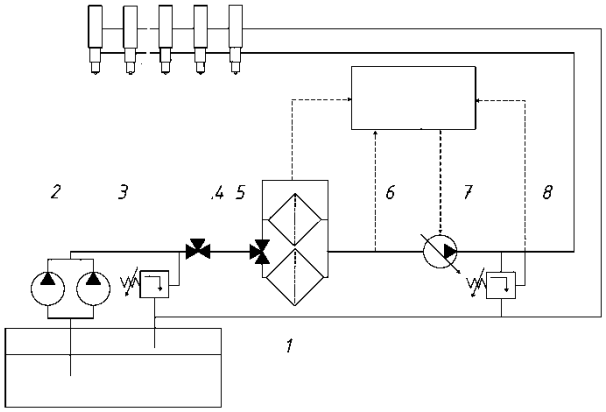



Рис. 6 – Схема аккумуляторной системы запального зажигания газодизельного двигателя RT-flexDF: 1 – цистерна запального топлива; 2 – подкачивающие насосы; 3 – перепускной клапан линии низкого давления; 4 – форсунки;
5 – фильтры тонкой очистки; 6 – электронный блок управления; 7 – топливный насос высокого давления; 8 – перепускной клапан линии высокого давления; ⎯⎯ – гидравлические линии; - - - – линии управления

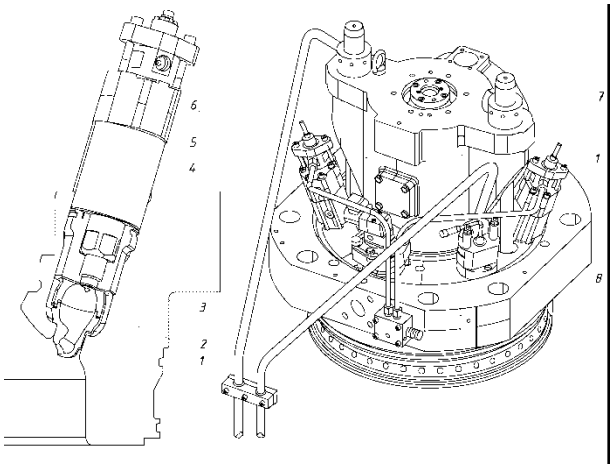



Рис. 7 – Модуль запального зажигания газо-воздушной смеси газодизельного двигателя RT-flexDF и его установка на крышке цилиндра: 1 – крышка цилиндра; 2 – вихрекамера; 3 – форсунка подачи запального топлива; 4 – воздушный клапан; 5 – форсунка подачи резервного ЖТ; 6 – запальный модуль; 7 – корпус выпускного клапана; 8 – коллектор подвода запального топлива

Внутренняя полость вихрекамеры соединяется с камерой сгорания с помощью тангенциального канала. Наличие вихрекамеры способствует хорошему перемешиванию воздуха с топливом и эффективному самовоспламенению. При этом плазменные струи выбрасываются в камеру сгорания, эффективно поджигая

бедную газо-воздушную смесь [3-5].

Распределение плазменных струй по объему камеры сгорания способствует равномерному сгоранию газо-воздушной смеси без локальных очагов высоких температур, что позволяет снизить уровень содержания в продуктах сгорания $NO_x$.

Вихрекамера выполнена из жаростойкой стали в виде двух отдельных вкладышей и по наружной поверхности охлаждается водой подводимой из контура охлаждения крышки цилиндра.

При работе двигателя на ЖТ, для предотвращения коксования распылителей запальных форсунок, они продолжают работать в режиме минимальной устойчивой подачи. Давление в аккумуляторе системы впрыска запального топлива поддерживается на уровне 120 МПа. Для предотвращения попадания топлива на элементы двигателя в случае повреждения линий высокого давления, трубопроводы помещены в защитную оболочку.

Подача ГТ в рабочее пространство двигателя осуществляется с помощью двух газовых клапанов, которые устанавливаются диаметрально противоположно друг другу на высоте примерно 1/3 хода поршня. Крепятся клапана к рубашке блока цилиндров и через отверстия во втулке подают газ в рабочий цилиндр двигателя (рис. 8).

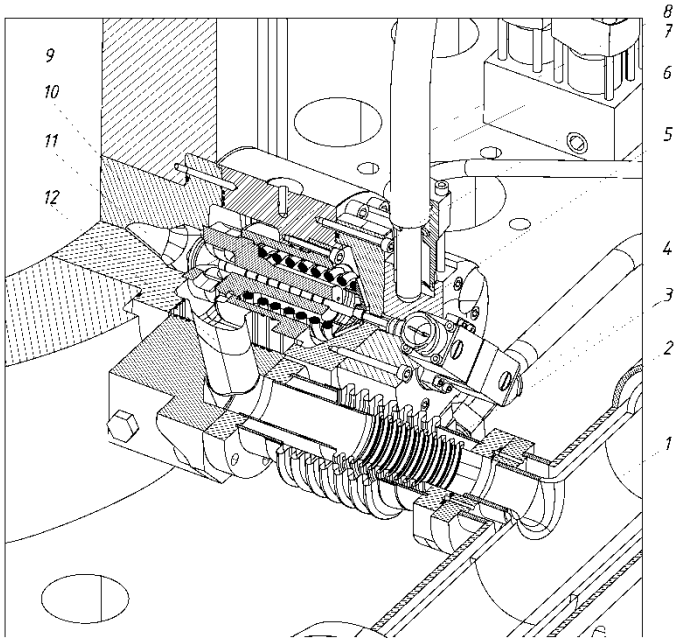



Рис. 8 – Установка газового клапана на втулке цилиндра двигателя RT-flex50DF: 1 – газовая магистраль; 2 – внешняя оболочка газовой магистрали; 3 – внешний и внутренний сильфон; 4 – электромагнитный клапан управления; 5 – гидравлический поршень привода клапана; 6 – пружина закрытия клапана; 7 – газовый клапан; 8 – гидравлическая магистраль привода клапана; 9 – втулка цилиндра; 10 – корпус газового клапана; 11 – канал подвода ГТ в рабочий цилиндр; 12 – канал подвода ГТ к газовому клапану

Открытие клапана осуществляется с помощью гидравлического поршня, а закрытие и удержание за счет цилиндрической пружины. Масло для привода газового клапана отбирается из системы привода выпускного клапана, что значительно упрощает конструкцию системы. Управления потоками масла в системе привода газового клапана осуществляется с помощью бистабильного электромагнитного клапана, которые используются в двигателях RT-flex для управления топливоподачей.

Сигнал на клапан управления поступает с микропроцессорного модуля управления двигателем.

Клапан оснащен датчиком перемещения, через который осуществляется обратная связь с блоком управления. В случае невозвращения клапана в закрытое состояние, блок управления автоматически прекращает подачу газа и переводит двигатель на ЖТ.

Подвод газа к клапанам осуществляется через двустенные сильфоны от газовых магистралей, проложенных с двух сторон двигателя.

Все магистрали так же выполнены двустенными, а пространство между стенками используется для сбора просочившегося газа. Это пространство постоянно вентилируется, а на выходе вентиляционной системы установлены газовые датчики, которые в случае обнаружения утечки газа передают на блок управления сигнал на аварийную остановку двигателя или на перевод его на ЖТ. С целью безопасности все газопроводы обвязки двигателя сделаны из нержавеющей стали.

Работа двигателя на газе позволяет получить на выходном фланце мощность на уровне 80% от номинальной мощности базового дизеля (рис. 9).

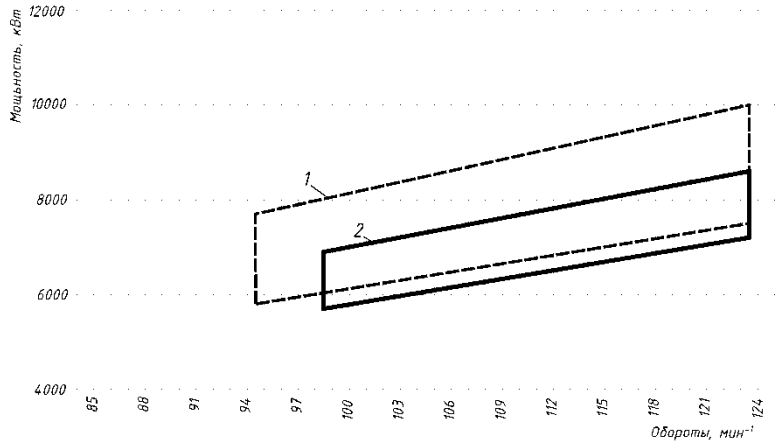



Рис. 9 – Области рекомендуемых режимов работы двигателей RT-flex50B на ЖТ (1) и RT-flex50DF на ГТ (2)

При необходимости получения более высоких мощностей двигатель переводится на ЖТ. Пуск и остановка двигателя в целях безопасности так же осуществляется на ЖТ. Следует отметить, что получаемая мощность на ГТ соответствует основному эксплуатационному режиму судовых двигателей.

Основным фактором ограничения мощности является возникновение явления детонации в рабочем пространстве цилиндра. Для работы двигателя на номинальной мощности, метановое число газа не должно быть меньше 80, при снижении мощности, оно может быть уменьшено до 60...67 единиц [4].

С целью предотвращения работы двигателя с детонацией, на каждом цилиндре установлены специальные датчики, фиксирующие волновые процессы в цилиндре. В случае возникновения детонации датчики передают сигнал на электронный блок управления, который снижает нагрузку на двигатель или переводит его на ЖТ. Переход с одного вида топлива на другой может осуществляться без остановки двигателя на мощностях до 80% от номинальной. Кроме того как перспективное направление рассматривается комбинированная работа систем питания жидкого и газообразного топлива. При этом часть энергии в цилиндре получается за счет сжигания ГТ, которое подается в количестве необходимом для обеспечения бездетонационного сжатия, а недостающую часть энергии получают путем впрыска в камеру сгорания ЖТ.

Кроме датчиков детонации, двигатель оборудуется датчиками давления в рабочем цилиндре, основная задача которых отслеживать пропуски зажигания. В случае их возникновения несгоревшая газо-воздушная смесить может накапливаться в выпускном ресивере, что может привести к взрыву и повреждению двигателя. К пропускам зажигания или к неэффективному сгоранию топлива могут привести неисправности в системе запального воспламенения газо-воздушной смеси. Кроме того предусмотрена возможность контролировать попадание ГТ в подпоршневое пространство, что так же чревато последствиями. Причиной попадания газа в полость под поршнем может быть неплотное закрытие или повреждение клапанов подачи газа. При прохождении поршнем наполнительных отверстий, через неплотности клапанов газ может попадать в подпоршневую полость. Некоторая часть газо-воздушной смеси постоянно будет просачиваться в подпоршневую полость через зазоры поршневых колец.

Неполное сгорание ГТ в силу названых причин приводит к попаданию незначительной части метана в отработавшие газы. Следует отметить, что в настоящее время нет действующих ограничений на выбросы метана судовыми двигателями, однако необходимо иметь ввиду, что вклад метана в возникновение парникового эффекта в 20…25 раз выше чем $CO_2$. В целом выбросы метана в атмосферу энергетической установкой судна не превышают 0,3%, а общее количество выбрасываемых парниковых газов на 20…30% ниже чем у двигателей работающих на ЖТ.

В целом разработанная технология перевода двигателей на ГТ с сохранением возможности их работы на жидком, ориентирована как на новые двигатели так и на модернизацию уже находящихся в эксплуатации. При этом, по оценкам фирмы стоимость переоборудования составит 20…25% от первоначальной стоимости двигателя [4].

***2.2 Разработка и внедрение систем высокого давления*** на протяжении последних лет ведется крупнейшим производителем судовых малооборотных двигателей фирмой MAN [6-8].

В качестве базовых моделей для газодизельных двигателей используются двухтактные малооборотные дизели серий MC и ME. Модернизированные под

газодизельный процесс двигатели получили индекс GI (Gas Injector). При этом на двигатели с механическим управлением (MC) устанавливается дополнительно электронная система управления процессом подачи газа, а на двигателях с электронным управлением (ME) функции регулирования возлагаются на штатную систему.

Для работы на ЖТ и для впрыска запальной порции используется штатная топливная система двигателей. Это упрощает конструкцию (отсутствует специальная система впрыска запального топлива), но не позволяет значительно сократить расход ЖТ на запальное зажигание, доля которого, для данного типа двигателей, составляет 5…8 % [7].

Отчасти вопрос значительного снижения затрат топлива на запальное зажигание для двигателей LNG-танкеров не стоит так остро, поскольку практика эксплуатации показывает, что на номинальном режиме количество испарений способно только на 80…90% перекрыть потребности двигателя в топливе. При движении в балласте доля испарения может составлять 40…50%. Поэтому топливная система должна иметь возможность автоматически замещать недостающее ГТ жидким в любом соотношении. Кроме того, теплотворная способность газа, поступающего в двигатель, может изменяться. В начале газовые испарения содержат большое количество азота, который, имея более низкую температуру кипения (-195,75°С), испаряется первым. Поэтому для газодизельных малооборотных двухтактных двигателей рассматривается два режима:

- при постоянной подаче запального топлива (рис. 10*а*), когда на режиме пуска и малых нагрузок двигатель работает на ЖТ (MDO, MGO, HFO). Начиная с 25%-ой нагрузки устанавливается постоянная запальная подача, а необходимая мощность регулируется путем изменения количества подаваемого ГТ;

- при использовании всего располагаемого газа (рис. 10*б*), когда на малых и средних нагрузках двигатель работает на ЖТ. На высоких нагрузках все ГТ поступает в цилиндры, а необходимая мощность регулируется путем изменения цикловой подачи ЖТ.

Переход с одного вида топлива на другой, как и переход с режима на режим, осуществляется автоматически без снижения мощности на валу во всем диапазоне возможных нагрузок работы двигателя.

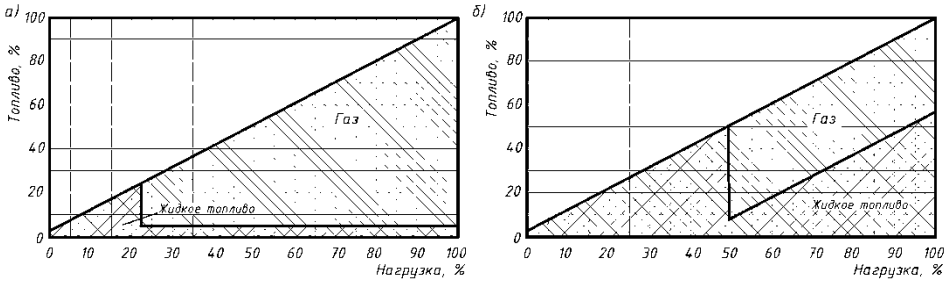



Рис. 10 – Режимы работы судовых малооборотных газодизельных двигателей: *а* – с постоянной величиной запального топлива; *б* – с использованием всего располагаемого газа

Оборудование для подачи ГТ под высоким давлением включает в себя компрессоры, теплообменные аппараты, систему подвода ГТ к рабочим цилиндрам, модули управления подачей газа и газовые форсунки.

Все газопроводы на двигателе выполняются цельносварными и только в местах присоединения трубок, отводящих ГТ на блоки управления подачей, используются фланцевые соединения, необходимые для обслуживания элементов газовой системы. Конструкция трубопроводов спроектирована таким образом, чтобы компенсировать тепловые расширения при нагреве двигателя. Все трубы газовой системы рассчитаны на давление, превышающее рабочее на 50%, а во время заводских испытаний их испытывают давлением на 150% выше рабочего. Все газовые трубы помещаются в защитные оболочки, способные выдержать давление, которое может возникнуть при разрыве основной магистрали. Внутреннее пространство между оболочкой и трубопроводом соединяется с системой принудительной вентиляции, которая в течение часа обеспечивает примерно 30-кратную смену воздуха. К вентилируемым относятся и полости, прилегающие к основным элементам топливной системы, в которых может возникнуть утечка газа. В остальном меры безопасности такие же, как и в рассмотренных ранее установках низкого давления. Фрагмент газовой магистрали представлен на рис. 11.

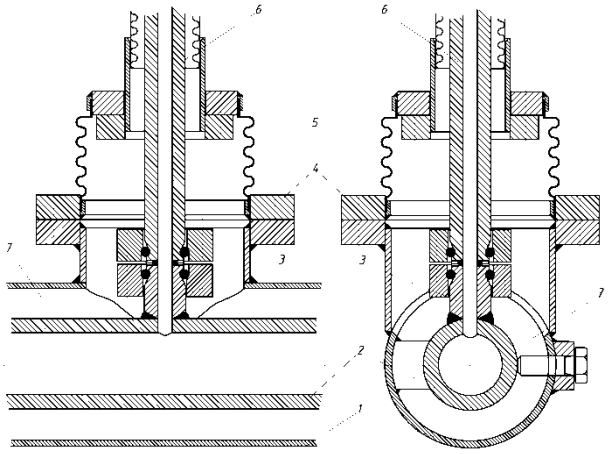



Рис. 11 – Фрагмент газовой магистрали газодизельного двигателя серии ME-GI: 1 – защитная оболочка; 2 – газовая магистраль; 3 – присоединительный штуцер; 4 – соединительный фланец; 5 – защитная гофрированная оболочка; 6 – трубки отвода газа к блоку управления; 7 – вентилируемое пространство

Для повышения безопасности эксплуатации двигателей в составе энергетической установки предусмотрена система инертных газов, которая позволяет под давлением 0,4…0,8 МПа продуть как всю систему подачи ГТ, так и ее отдельные элементы. Такая очистка является обязательной процедурой при переходе на работу по дизельному циклу или при повреждении какого-либо из участков системы газоснабжения [8].

Подача газа в камеру сгорания осуществляется сразу после того, как в

цилиндр подана и воспламенилась запальная порция ЖТ. Таким образом, достигается высокая степень выгорания топлива и предотвращается опасность пропуска зажигания, а так же попадания газа через зазоры поршневых колец в подпоршневое пространство.

Все элементы управления подачей газа скомпонованы в одном модуле, который включает: газовый аккумулятор, главный отсечной клапан с гидравлическим приводом, клапана продувки системы инертным газом, клапана управления гидроприводом форсунок (рис. 12).

Сам модуль крепится к крышке цилиндра, которая имеет внутренние сверления для подвода газа от модуля управления к газовым форсункам, установленным в крышке цилиндра рядом с форсунками для впрыска ЖТ.

ГТ из подводящей магистрали через обратный клапан поступает в аккумулятор давления, выполненный как полость в корпусе модуля. Емкость аккумулятора эквивалентна примерно 20 цикловым подачам газа на номинальной нагрузке.

Наличие аккумулятора в блоке управления служит для уменьшения падения давления в процессе впрыска топлива. Стабильное давление необходимо, чтобы система управления могла правильно определить время открытия клапана, которым и задается величина цикловой подачи.

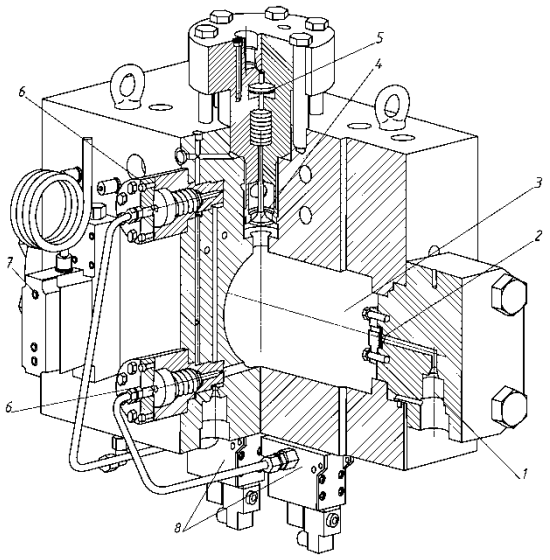



Рис. 12 – Модуль управления подачей газа двигателя серии ME-GI: 1 – узел ввода ГТ; 2 – обратный клапан; 3 – полость аккумулятора давления; 4 – главный отсечной клапан; 5 – поршень привода главного отсечного клапана; 6 – клапан продувки инертным газом; 7 – блок управления главным отсечным клапаном; 8 – блок управления клапаном продувки инертным газом

При отсутствии управляющего сигнала на блок управления главным отсечным клапаном последний закрыт и газ не поступает к газовым форсункам. При

поступлении электрического сигнала с блока управления двигателем на блок управления главным отсечным клапаном его золотник перемещается и подает управляющее масло на механизм гидропривода главного отсечного клапана. Клапан открывается, и газ поступает к форсункам, игольчатые клапана которых на этот момент остаются закрытыми. Заполняя каналы между модулем и форсунками, газ воздействует на датчик давления. Информация о фактическом давлении, полученная с датчика, поступает на блок управления двигателем и используется при вычислении необходимого времени открытия форсунки. На основании полученной информации блок управления формирует сигнал, подаваемый на блок управления гидроприводом форсунок. Под действием сигнала золотник блока перемещается и подает управляющее масло на привод форсунок. Открываясь, форсунки производят подачу газа в камеру сгорания двигателя. После снятия управляющего сигнала с блока управления гидроприводом форсунок, золотник, перемещаясь, переключает масло из контура гидропривода на слив – клапана форсунок закрываются. Снятие сигнала с блока управления главным отсечным клапаном приводит к его закрытию, и система возвращается в исходное состояние.

В рассмотренной схеме подачи газа в рабочий цилиндр применено двухступенчатое подключение – сначала через главный отсечной клапан, а затем через клапана форсунок. Такое решение позволяет повысить уровень безопасности эксплуатации, а в случае необходимости, очистить поврежденные полости, продув их через специальные клапана инертными газами [8].

Общее устройство газовой форсунки представлено на рис. 13.

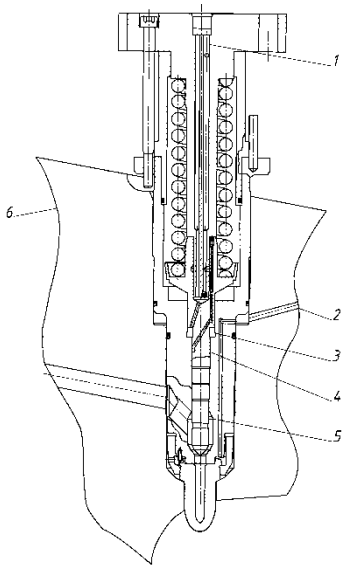



Рис. 13 – Газовая форсунка двигателей ME-GI: 1 – канал подвода управляющего масла; 2 – вентиляционный канал; 3 – полость гидравлического управления игольчатым клапаном; 4 – игольчатый клапан; 5 – газовая полость; 6 – крышка цилиндра

Устанавливаются газовые форсунки по две на цилиндр в специальных колодцах, выполненных в крышке цилиндра и расположенных в непосредственной близости от форсунок ЖТ. Газ подводится к форсунке через сверления в крышке цилиндров и отверстия в ее корпусе. Для предотвращения утечек газа устанавливаются уплотнительные кольца. Полости, расположенные за пределами уплотнений, соединяются с общей вентиляционной системой.

В закрытом состоянии игольчатый клапан удерживается за счет усилия пружины, действующей на тарелку, выполненную с ним как одно целое. В нижней части клапана имеется бурт, прецизионно подогнанный к корпусу, выполняющий роль гидравлического поршня. По каналам в направляющей и в теле игольчато клапана масло от модуля управления подачей поступает в кольцевую полость под буртом, заставляя игольчатый клапан открываться. Для предотвращения просачивания ГТ между игольчатым клапаном и корпусом распылителя в зазор между ними постоянно подается уплотняющее масло под давлением на 0,2…0,3 МПа выше, чем давление газа перед распылителем. Уплотняющее масло поступает по системе каналов в кольцевую проточку на теле игольчатого клапана.

В таблице 1 приведены основные особенности, связанные с конструкцией, организацией рабочего процесса и эксплуатацией газодизельных двигателей оборудованных системами низкого и высокого давления [9].

Таблица 1 – Сравнение систем низкого и высокого давления

| **Особенности конструкции и организации рабочего процесса** | **Низкого давления** | **Высокого давления** |
|---|---|---|
| Мощность на ГТ | 80% от $N_e^{жт}$ | 100% от $N_e^{жт}$ |
| Чувствительность к качеству газа (метановое число) | не ниже 80 | нет |
| Чувствительность к температуре воздуха на входе | есть | нет |
| Доля запального топлива | ≈ 1% | 3…5% |
| Наличие отдельной системы запального впрыска | Есть | Нет |
| Возможность использования HFO как запального | В перспективе | Да |
| Возможность использования HFO как резервного | Да | Да |
| Возможность работы на двух топливах одновременно | Нет / В перспек. | Да |
| Смесеобразование | Гомогенное | Слоевое |
| Давление подводимого ГТ | 1,6 МПа | 30,0 МПа |
| Максимальное давление цикла | Возрастает | Без изменений |
| Возникновение детонации при изменении нагрузки | Возможно | Нет |
| Вероятность пропуска воспламенения | Есть | Нет |
| Вероятность взрыва в подпоршневом пространстве | Есть | Нет |
| Вероятность взрыва в выпускном ресивере | Есть | Нет |
| Вероятность утечек газа в машинное отделение | Низкая | Высокая |
| Эффективный КПД на ГТ | Без изменений | Возрастает |
| Эффективный КПД на ЖТ | Снижается | Без изменений |
| Соответствие нормам выбросов IMO по $NO_x$ | Tier III | Tier II |
| Выбросы $CO_2$ с отработавшими газами г/(кВт×ч) | 485,7 | 452,4 |
| Выбросы метана с отработавшими газами г/(кВт×ч) | 3…6 | ≈ 0,5 |
| GWP (потенциал глобального потепления в | | |
| Возможность перехода с ГТ на ЖТ | До 80% от $N_e^{жт}$ | Без ограничений |
| Реакция двигателя на изменение нагрузки | Замедленная | Без изменений |

Исходя из приведенного выше анализа, можно сделать ряд выводов [9]:

На сегодня существует два принципиально разных подхода к организации работы малооборотных двигателей на ГТ, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки.

Преимущества систем низкого давления:

- хорошее перемешивание газо-воздушной смеси в ходе процесса сжатия;
- использование минимальной порции запального топлива для поджога газо-воздушной смеси;
- подача газ в рабочий цилиндр под относительно низким давлением, что позволяет снизить вероятность утечек, упростить топливную систему, повысить безопасность ее использования;
- для подачи ГТ можно использовать более дешевые и надежные винтовые или центробежные компрессоры.

Недостатки систем низкого давления:

- возможность возникновения детонации и как следствие более высокие требования к качеству ГТ;
- неизбежное просачивание газо-воздушной смеси через поршневые кольца в подпоршневое пространство на такте сжатия, а так же вероятность попадания газа в подпоршневое пространство в случае повреждения газового клапана;
- ограничения по мощности двигателя при работе на ГТ на уровне 80% от номинала, замедленная реакция на изменение нагрузки.

Преимущество систем прямого впрыска:

- при подаче ГТ непосредственно в камеру сгорания, можно полностью исключить возникновение детонации, по этому, отсутствуют ограничения по мощности двигателя при работе на ГТ, а требования к качеству ГТ менее жесткие;
- исключено попадание ГТ в подпоршневое пространство;

Недостатки систем прямого впрыска:

- использование газа под высоким давлением усложняет топливную систему, повышает требования к ее безопасности;
- большой расход ЖТ на запальное зажигание газо-воздушной смеси;
- для сжатия природного газа необходимо использование многоступенчатых компрессоров, что повышает энергетические затраты установки.

Очевидно, что оба подхода к организации рабочего процесса в газодизельных двигателях имеют свои преимущества, которые для определенного типа установок могут оказаться решающими, а развитие конструкций позволит избавиться от большинства присущих на сегодня недостатков. На рис. 14 представлены показатели сокращения вредных выбросов с отработавшими газами для рассмотренных методов, по сравнению с двигателями, работающими на ЖТ.

В этой связи, очевидно, что в обозримом будущем оба направления будут развиваться параллельно. Несмотря на существенные отличия в подходах наличие альтернативных решений дает возможность заказчику выбрать систему, наиболее удовлетворяющую его требованиям.

В тоже время, как видно из рис. 14, системы низкого давления с точки зрения снижения вредного воздействия на окружающую среду имеют большие перспективы. В этой связи, их внедрение и совершенствование является актуальной научно-практической задачей, которая легла в основу исследования, результаты которого изложены в следующих главах.

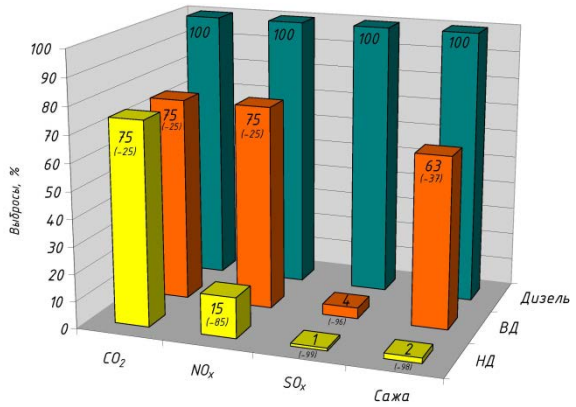



Рис. 14 – Показатели сокращения вредных выбросов с отработавшими газами в малооборотных газодизельных двигателях с системами подачи ГТ под высоким (ВД) и низким (НД) давлениями

**В качестве объекта исследования** рассмотрен процесс смесеобразования в двухтактном малооборотном газодизельном двигателе с подачей ГТ на линии сжатия. Общий вид газодизельного малооборотного двигателя серии W-X62DF представлен на рис. 15.

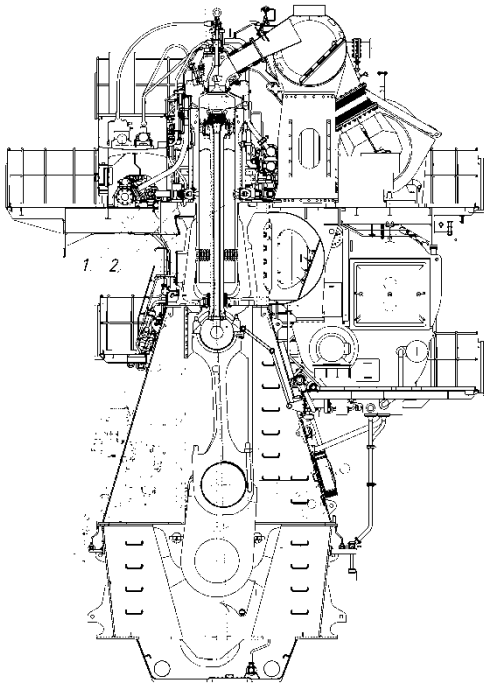



Рис. 15 – Общий вид газодизельного малооборотного двигателя серии W-X62DF: 1 – газовая магистраль; 2 – газоподающий модуль с электрогидравлическим управлением

**Предметом исследования** является установление закономерностей протекания процессов подачи ГТ в зависимости то давления перед газоподающим модулем в условиях меняющегося противодавления в рабочем цилиндре.

Общее устройство газоподающего модуля и его размещение на втулке рабочего цилиндра показано на рис. 16.

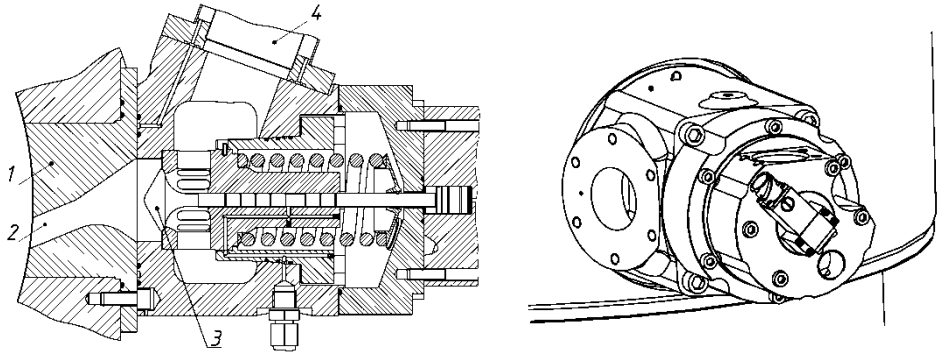



Рис. 16 – Газоподающий модуль двигателя серии X-DF фирмы WinGD и его установка на втулке цилиндра: 1 – сопловая всавка; 2 – сопловый канал; 3 – газовый клапан; 4 – газоподводящая магистраль

В двигателях серии X-DF модули для подачи газа устанавливаются на некоторой высоте от продувочных окон, чтобы обеспечить необходимое время на заполнение цилиндра газом. Поступление ГТ вначале сжатия позволяет подавать его в цилиндры под относительно низким давлением 1,6 МПа. В процессе сжатия газ хорошо перемешивается с воздухом и воспламеняется с помощью запальной порции топлива. При этом ее величина во всем диапазоне нагрузок не превышает 1% от полной цикловой подачи на номинальном режиме.

## 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПОДАЧИ ГТ НА ТАКТЕ СЖАТИЯ МАЛООБОРОТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

### 3.1 Моделирование процесса подачи ГТ в рабочий цилиндр

Детальный анализ преимуществ и недостатков известных методов организации внутреннего смесеобразования с двухтактных малооборотных газодизельных двигателях позволяет сделать вывод, что очевидно существуют промежуточные решения, связанные с подачей ГТ в рабочий цилиндр на разных участках процесса сжатия. При этом смещение процесса смесеобразования относительно процесса сжатия может позволить избавиться от недостатков присущих системам низкого давления и снизить роль недостатков присущих системам высокого давления.

В основу исследования легло предположение, что использование среднего давления для подачи газа в рабочий цилиндр позволит, с одной стороны, уменьшить затраты на сжатие ГТ, с другой стороны сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре до момента ее воспламенения, что позволит

уменьшить вероятность возникновения детонации и прорыва газо-воздушной смеси в подпоршневое пространство.

Для анализа возможности смесеобразования на различных участках процесса сжатия авторами была разработана расчетная модель позволяющая получить значение массовых расходов ГТ через газовый клапан заданного сечения [10]. Основной особенностью модели является необходимость учитывать протекание смесеобразования в условиях меняющегося в процессе сжатия противодавления. В качестве примера далее приведены результаты моделирования процессов смесеобразования в судовом малооборотном газодизельном двигателе RT-flex50DF. В табл. 2 приведены основные характеристики двигателя, топлива и процесса подачи газа использованные при моделировании.

Таблица 2 – Исходные данные для расчетов

| **Параметр** | **Значение** | **Ед. изм.** |
|---|---|---|
| Цилиндровая мощность двигателя | 1620 | кВт |
| Частота вращения двигателя | 124 | мин$^{-1}$ |
| Коэффициент запаса давления ГТ на участке подачи | 1,2 | |
| Часовой расход ГТ | 256,67 | кг/ч |
| Плотность ГТ при начальном давлении | 0,656 | кг/м$^3$ |
| Количество газовых клапанов на цилиндр | 2 | шт. |
| Проходное сечение газовых клапанов | 0,00040 | м$^2$ |
| КПД компрессора | 0,6500 | |
| Газовая постоянная ГТ | 783 | кДж/(кг К) |
| Удельный объем ГТ | 0,0544 | м$^3$/кг |
| Удельная изобарная теплоемкость ГТ | 2483 | кДж/(кг К) |
| Удельная изохорная теплоемкость ГТ | 1700 | кДж/(кг К) |
| Начальный объем ГТ при атм. давлении | 391,26 | м$^3$ |
| Цикловая порция ГТ, массовая | 0,0345 | кг |

Массовый расход ГТ определялся из выражения:

$$m = \frac{f}{\upsilon_1}\beta_k^{\frac{1}{k}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1\upsilon_1\left[1-\beta_k^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

где $f$ – проходное сечение соплового отверстия для подачи газа в рабочий цилиндр;

$\upsilon_1$ – удельный вес ГТ;

$\beta_k$ – критическое отношение давлений;

$$\beta_k = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$k$ – показатель адиабаты ГТ;

$p_1$ – давление газа перед модулем подачи ГТ.

Кривая давления сжатия в координатах $pV$ и $p\varphi$ определялась расчетным

путем. Далее, с шагом в 0,5 градуса п.к.в. определялся массовый расход ГТ на каждом участке и время открытия газового клапана, необходимое для подачи в рабочий цилиндр заданной цикловой порции топлива.

На первом этапе исследования было рассмотрено десять вариантов подачи ГТ в процессе сжатия (кривые 1-10, рис. 17). При этом принималось, что для обеспечения надежного поступления ГТ в рабочий цилиндр давление перед газовым клапаном должно на ≈20% превышать максимальное давление в цилиндре на момент прекращения подачи. На рис. 17 линия 2, соответствует режиму подачи ГТ характерному для газодизельного двигателя RT-flex50DF с подачей газа под давлением 1,6 МПа, а линия 10 режиму подачи в двигателях с прямым впрыском ГТ под давлением 20 МПа.

Полученные для этих случаев углы начала и конца подачи ГТ в целом совпадают с данными двигателей, в которых такие способы смесеобразования реализованы на сегодняшний момент.

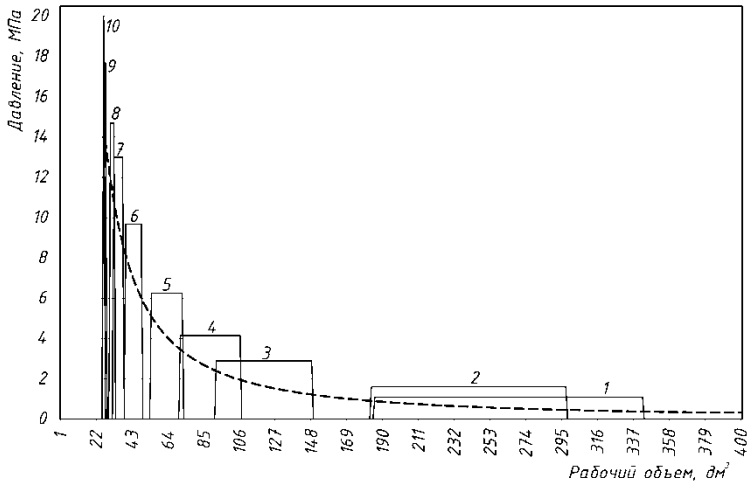



Рис. 17 – Варианты подачи ГТ в рабочий цилиндр двигателя на такте сжатия на разных участках: 1-10 – под давлением 1,1; 1,6; 2,9; 4,15; 6,25; 9,7; 13; 14,7; 17,67; 20 МПа соответственно; – – – – линия сжатия в координатах $pV$

На рис. 18 представлено расчетные кривые изменения массового расхода ГТ на рассмотренных участках [10].

Из представленных графиков видно, что при подаче ГТ в начале процесса сжатия, сразу после закрытия органов газораспределения, принятый запас по давлению обеспечивает истечение газа из соплового канала газового клапана с критической скоростью. В результате этого на начальных этапах подачи газа, его расход через сопловое отверстие остается постоянным. Особенно это хорошо видно для случая моделирующего процесс подачи ГТ в двигатель при давлении 1,6 МПа, характерном для двигателя RT-flex50DF (кривая 2).

В этом случае на протяжении всего процесса подачи ГТ скорость его поступления остается критической, а расход постоянной величиной, которая не

зависит от давления в цилиндре.

Смещение процесса топливоподачи в сторону ВМТ приводит к увеличению противодавления, в результате чего истечение ГТ из соплового отверстия переходит из закритической в докритическую область. В результате этого расход топлива с ростом давления в рабочем цилиндре уменьшается. Из рис. 17 видно, что при давлении перед газовым клапаном 6,25 МПа (кривая 5), истечение ГТ происходит только в докритической области. Это усложняет алгоритм управления газовым клапаном, поскольку требуется корректировка угла его закрытия с учетом переменного характера подачи.

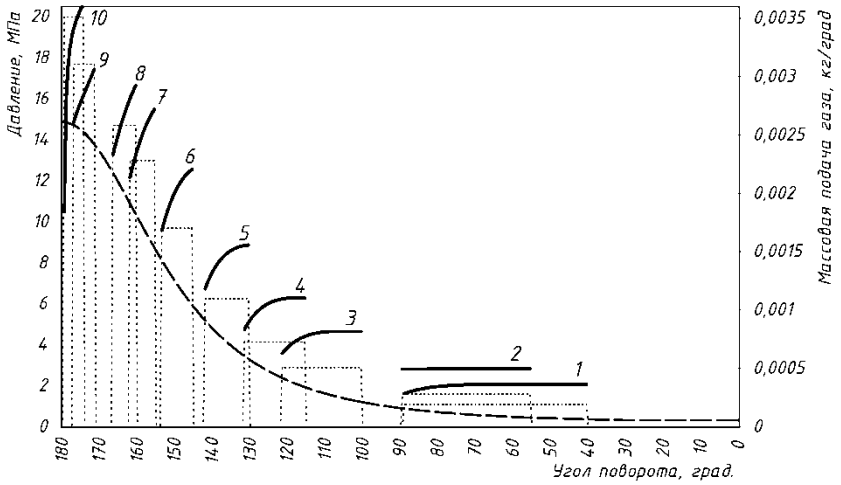



Рис. 18 – Изменение массовой подачи ГТ в рабочий цилиндр двигателя на такте сжатия на разных участках 1-10 – под давлением 1,1; 1,6 2,9; 4,15; 6,25; 9,7; 13; 14,7; 17,67; 20 МПа соответственно; – – – – линия сжатия в координатах pφ; —— – линия массового расхода ГТ через сопловое отверстие газового клапана

Из рис. 19 видно, что с увеличением давления перед газовым клапаном, затраты на сжатие ГТ возрастают с 2,5% от мощности цилиндра при давлении 1,1 МПа до 9,7% при давлении 20 МПа. При этом время открытия клапана сокращается на порядок с 0,066 до 0,0064 с, что повышает требования к его быстродействию.

Проведенный анализ, позволяет предположить, что вполне рациональным с точки зрения практической реализации может быть вариант смесеобразования, при котором ГТ подается в рабочий цилиндр под давлением 4,15 МПа на участке 115...132° п.к.в. В этом случае на момент открытия газового клапана поршень пройдет более 73% своего хода (рис. 17).

В результате значительно сократится время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре до момента ее поджига, что позволит значительно уменьшить вероятность возникновения детонационного сгорания. Количество газо-воздушной смеси проникающей в подпоршневую полость через неплотности поршневых колец тоже уменьшиться, в результате чего вероятность взрыва в подпоршневом пространстве сократиться.

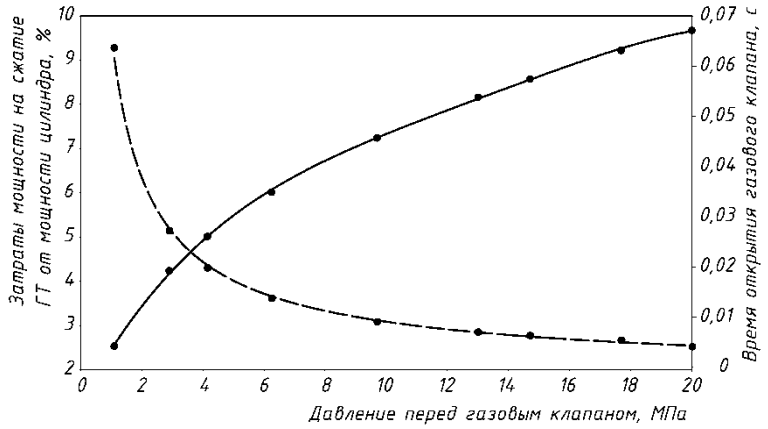



Рис. 19 – Относительные затраты мощности на сжатие ГТ перед подачей его в цилиндр двигателя (——) на такте сжатия и время открытия газового клапана как функция давления перед ним (– – –)

Затраты энергии на сжатие газа до давления около 3,5...4,5 МПа составят примерно 5% от мощности цилиндра, однако это почти в два раза ниже чем для двигателей с подачей топлива под давлением 20 МПа (9,67%).

Таким образом, результаты первого этапа исследования показали, что подвод ГТ к газовому клапану под средним давлением в (пределах 4 МПа) позволяет перенести участок формирования в рабочем цилиндре газо-воздушной смеси ближе к концу сжатия, когда поршень пройдет более 70% своего хода. В результате время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре сократиться, что приведет к снижению вероятности возникновения детонации и попадания ГТ в подпоршневое пространство. Это позволит при использовании ГТ эксплуатировать двигатель на режимах полной эксплуатационной мощности, что не может быть реализовано в двигателях с системами низкого давления. Кроме того, может быть сокращено время на стабилизацию состава газо-воздушной смеси, в результате чего будет увеличена скорость реакции двигателя на изменение нагрузки. При этом затраты на сжатие ГТ до среднего давления будут примерно в два раза ниже чем у двигателей с технологией прямого впрыска.

### 3.2 Дозирование ГТ при подаче его в рабочие цилиндры под различными давлениями

Важным вопросом для практической реализации внутрицилиндрового смесеобразования является дозирование цикловой подачи ГТ в условиях меняющегося противодавления в рабочем цилиндре. Как показали результаты первого этапа исследования [10], истечение ГТ через сечение газовых клапанов может носить как закритический так и докритический характер. Наиболее простым методом дозирования цикловой порции топлива является регулирование продолжительности открытия газового клапана, особенно если скорость истечения является закритической, в результате чего массовый расход газа через клапан остается величиной постоянной на протяжении всего периода подачи. Как показали

расчеты для рассмотренного в качестве прототипа двигателя реализован именно такой способ регулирования [4].

Важным аспектом при проектировании газодизельных двигателей с внутрицилиндровым смесеобразованием является определения моментов открытия и закрытия газовых клапанов, для обеспечения подачи необходимого количества топлива. Главным фактором, влияющим на продолжительность открытия газового клапана на выбранном участке процесса сжатия, является давление газа перед ним. В условиях изменяющегося противодавления характер истечения может носить как закритический так и докрититческий характер. В первом случае массовый расход ГТ будет постоянным по времени, и не будет зависеть от величины противодавления. Такой способ дозирования наиболее прост в реализации, однако требует более высокого давления перед клапаном, на поддержание которого требуются значительные энергетические затраты. В случае докритического характера истечения, массовый расход будет величиной переменной, в результате чего задача определения необходимого периода открытия клапана усложняется, а давление перед газовым клапаном может быть значительно снижено. Так, при условии обеспечения 20% запаса по давлению перед газовым клапаном по отношению к максимальному давлению в рабочем цилиндре на участке топливоподачи, давление в двигателе RT-flex50DF может быть снижено с 1,6 до 1,1 МПа, то есть почти в полтора раза.

Для исследования процессов наполнения цилиндра была проведена серия расчетных экспериментов, в каждом из которых давление перед газовым клапаном принималось увеличенным на 1,0 МПа [11].

В ходе каждого эксперимента определялся угол закрытия газового клапана с шагом 0,5°, при котором максимально соблюдалось условие обеспечения заданного запаса по давлению. Далее определялся угол открытия газового клапана, при котором обеспечивается поступление необходимого количества ГТ в рабочий цилиндр с учетом переменного характера его истечения. Учитывая дискретность угловых промежутков, выбор углов закрытия и открытия газовых клапанов осуществлялся из критерия максимального приближения к заданному значению.

Результаты расчетов представлены на рис. 20, из которых видно, что при давлениях ГТ приблизительно до 8 МПа, его истечение носит смешанный характер, а при более высоких давлениях только докритический.

Очевидно, что попытка перевести характер истечения из докритической области в закритическую при подаче ГТ ближе к концу сжатия, потребует значительного увеличения давления.

На рис. 20 представлено характер изменения углов открытия и закрытия газовых клапанов как функция давления ГТ перед ними и углового промежутка их открытия. Из представленных результатов видно – при низких давлениях ГТ (1,0 МПа), открытие газового клапана должно происходить при повороте коленчатого вала на угол 33°, а закрытие 87°. В открытом состоянии газовый клапан находится на протяжении углового промежутка в 54° п.к.в., что по времени составляет 0,072 с.

С увеличением давления газа, угол пребывания клапана в открытом состоянии значительно сокращается, вплоть до давления 4...5 МПа. Далее увеличение давления приводит к незначительному сокращению периода открытия клапана. Так при давлении 5,0 МПа, угол открытия клапана составляет 15°, а время 0,019 с, а при 17 МПа угол открытия клапана составляет 6,5°, а время 0,008 с.

Соответственно, с увеличением давления ужесточаются требования к быстродействию газовых клапанов и их приводов.

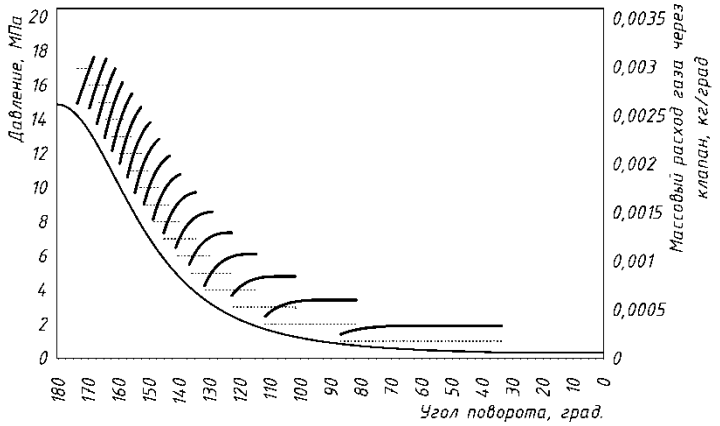



Рис. 20 – Изменение массового расхода ГТ при разном давлении перед газовым клапаном; —— – линия сжатия в координатах рф; —— – линия массового расхода ГТ через сопловое отверстие газового клапана; - - - - – давление газа перед клапаном

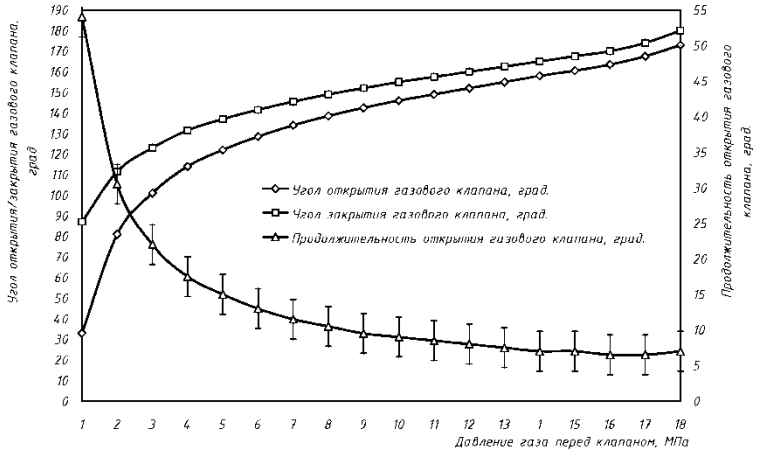



Рис. 21 – Изменение углов открытия и закрытия газовых клапанов и продолжительность процесса подачи ГТ как функция давления перед ними

В результате исследования влияния давления ГТ перед клапаном на продолжительность процесса подачи можно считать установленными следующие факты:

- истечения ГТ из соплового отверстия газового клапана в условиях изменяющегося противодавления в рабочем цилиндре носить переменный характер,

который в свою очередь зависит от величины давления перед газовым клапаном;

- с увеличением давления перед газовым клапаном, период его открытия сокращается, сначала значительно (в диапазоне 1...5 МПа в 3,7 раза), а при увеличении давления свыше 5 МПа угол подачи газа сокращается незначительно (в диапазоне 5...17 МПа в 2,4 раза). Даная особенность должна быть учтена при проектировании, как самих газовых клапанов, так и их приводов.

### 3.3 Определение возможных и обоснование рациональных методов регулирования цикловой подачи при различных давлениях ГТ перед подающим клапаном

Учитывая, что на момент начала данного исследования, доступна была только информация по экспериментальному двигателю RT-flex50DF компании Wärtsilä Switzerland Ltd., все расчеты выполнялись для этого типа двигателя. Начиная с 2015 года, фирмой WinGD был налажен серийный выпуск пяти моделей газодизельных малооборотных двигателей серий W-X52DF W-X62DF, W-X72DF, W-X82DF и W-X92DF. На обращение автора, фирмой WinGD была предоставлена более детальная информация по модели W-X62DF (рис. 15) которая легла в основу продолжения исследования. Учитывая, что все двигатели данного модельного ряда создавались по принципу подобия, вполне обосновано можно предположить, что основные выводы, сделанные ранее, справедливы для всех двигателей данной серии.

Графоаналитический анализ кинематической схемы двигателя выполненный с использованием подробного чертежа двигателя в программной среде CorelDRAW X7 (рис. 22) показал, что газ подается в рабочий цилиндр после перекрытия поршнем продувочных окон (39,5° после НМТ) и закрытия выпускного клапана (44,0° после НМТ) пока давление в рабочем цилиндре остается еще сравнительно низким.

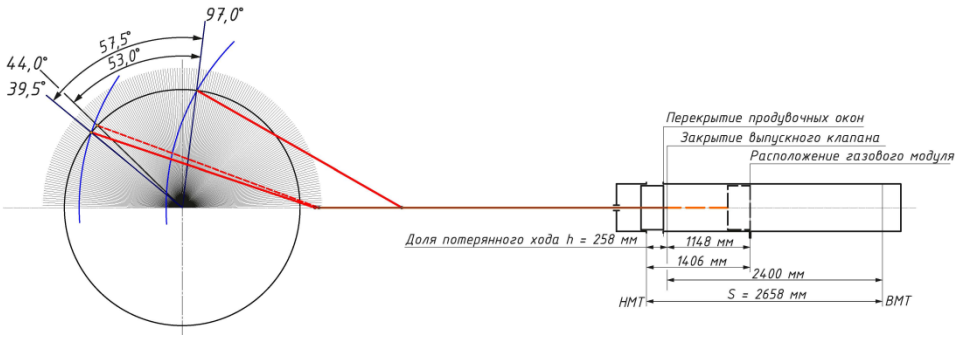



Рис. 22 – Графоаналитический анализ кинематической схемы двигателя

В качестве примера далее приведены результаты моделирования процессов смесеобразования в судовом малооборотном газодизельном двигателе W-X62DF (рис. 15). В табл. 3 приведены основные характеристики двигателя, топлива и процесса подачи газа, использованные при моделировании. Все расчеты выполнены для одного цилиндра двигателя на режиме номинальной мощности.

У двигателя W-X62DF продувочные окна перекрываются поршнем при

проворачивании кривошипа на 39,5° после НМТ (рис. 22), а выпускной клапан закрывается при 44°, после чего возможно начинать подачу ГТ в цилиндр. В этом случае доля потерянного хода на органы газообмена составляет 10% или 0,258 м. Газовые клапана расположены на высоте 1,406 м по ходу поршня и перекрываются им при повороте кривошипа на 97°. Таким образом, угловой промежуток, в течение которого возможна подача ГТ в цилиндр, составляет 53° или 1,148 м хода поршня, что соответствует 43% полного хода.

Таблица 3 – Исходные данные для расчетов

| Параметр | Значение | Ед. изм. |
|---|---|---|
| Цилиндровая мощность двигателя | 2385 | кВт |
| Диаметр цилиндра | 620 | мм |
| Ход поршня | 2658 | мм |
| Частота вращения двигателя | 103 | мин$^{-1}$ |
| Часовой расход ГТ | 338,67 | кг/ч |
| Плотность ГТ при начальном давлении | 0,656 | кг/м$^3$ |
| Количество газоподающих модулей | 2 | шт. |
| Проходное сечение газовых каналов | 0,00040 | м$^2$ |
| Газовая постоянная ГТ | 783 | кДж/(кг К) |
| Удельный объем ГТ | 0,0544 | м$^3$/кг |
| Удельная изобарная теплоемкость ГТ | 2483 | кДж/(кг К) |
| Удельная изохорная теплоемкость ГТ | 1700 | кДж/(кг К) |

Для этого участка было смоделировано ряд режимов подачи ГТ в диапазоне изменения давления перед газовым клапаном от 1,0 до 6,0 МПа с шагом в 0,5 МПа (рис. 23).

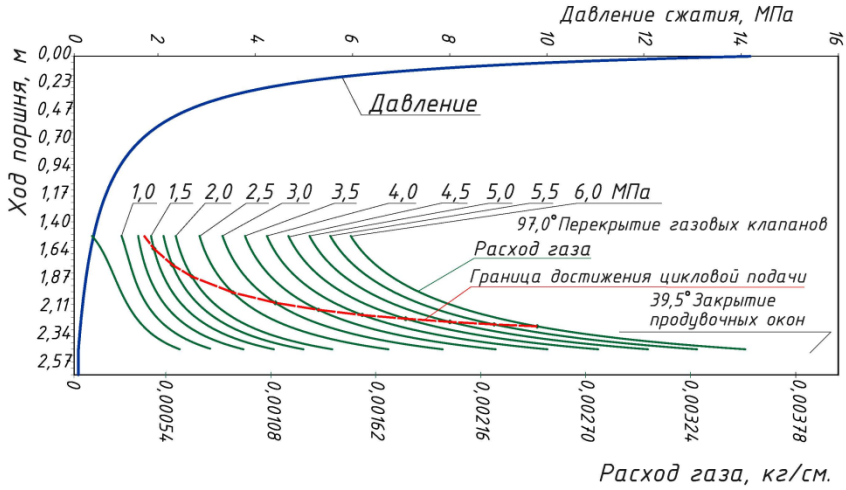



Рис. 23 – Режимы подачи ГТ в диапазоне изменения давления перед газовым клапаном от 1,0 до 6,0 МПа

Выбор верхней границы диапазона давлений обусловлен целесообразными затратами мощности на сжатие газа до заданного давления, которые могут доходить

до 3,8% от мощности двигателя. Нижнее давление подачи газа должно быть выше 0,67 МПа – максимального расчетного давления сжатия в рабочем цилиндре на рассматриваемом участке – и обеспечивать возможность подачи в рабочий цилиндр максимальной цикловой порции топлива, которая для рассматриваемого двигателя составляет 0,0548 кг.

На рис. 23 момент, при котором в рабочий цилиндр будет подано необходимое количество топлива при заданном давлении, обозначено пунктирной линией. Можно видеть, что на заданном участке хода поршня максимальная цикловая подача может быть обеспечена только при давлениях свыше 1,48 МПа. Таким образом, давление, принятое производителем в 1,6 МПа, можно считать минимальным, при котором гарантировано можно обеспечить полную цикловую подачу на режиме номинальной мощности. При давлениях свыше 1,28 МПа истечение ГТ через канал заданной формы (рис. 16) носит закритический характер, то есть величина расхода не зависит от противодавления в рабочем цилиндре. Это создает условия для дозирования цикловой подачи путем изменения времени открытия газового клапана.

На рис. 23 видно, что при повышении давления перед газовым клапаном величина промежутка, необходимого для обеспечения максимальной цикловой подачи, сокращается. Это позволяет в границах располагаемого участка варьировать началом и концом подачи ГТ, реализуя различные варианты: регулирование по концу подачи, регулирование по началу подачи и смешанное регулирование. По сути, граница достижения максимальной цикловой порции, показанная на рис. 23, является случаем регулирования по концу подачи, при котором открытие газового клапана происходит сразу после закрытия выпускного клапана, а моментом закрытия регулируется количество ГТ, поступившего в цилиндр двигателя. Еще в более широких пределах варьирование участка, на котором осуществляется подача ГТ, возможно на режимах частичных нагрузок, когда величина необходимого промежутка сокращается. На рис. 24 представлено два варианта регулирования цикловой порции по концу и по началу подачи.

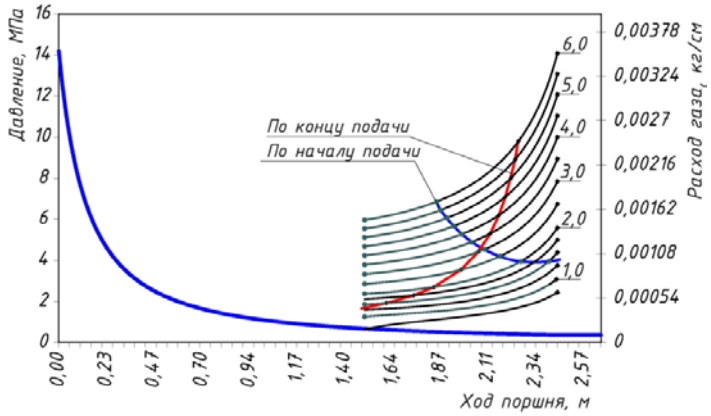



Рис. 24 – Расход газа через сопловый канал в зависимости от давления перед газовым клапаном и варианты регулирования цикловой порции по началу и концу подачи

Во втором случае закрытие газового клапана происходит сразу перед прохождением поршнем сопловых вставок газовых модулей.

Регулирование по концу подачи позволяет сократить время пребывания газовоздушной смеси в рабочем цилиндре. Тем не менее, существенно снизить вероятность возникновения детонационного сгорания при рассмотренных условиях, очевидно, не удастся, так как к моменту закрытия газовых клапанов еще не началась основная фаза процесса сжатия, в которой и создаются условия, приводящие к возникновению детонации. Соотношение углов открытия и закрытия газовых клапанов при регулировании по началу и концу подачи представлено на рис. 25.

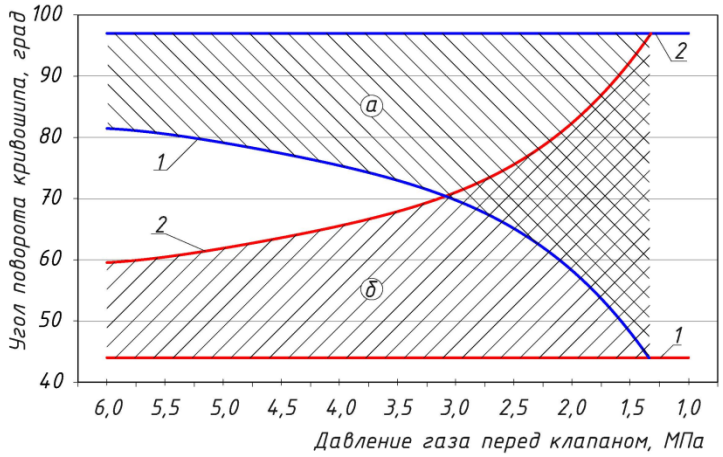



Рис. 25 – Изменение углового промежутка необходимого для обеспечения цикловой порции как функция давления перед газовым клапаном: *а* – при регулировании по началу подачи; *б* – при регулировании по концу подачи; 1 – открытие газового клапана; 2 – закрытие газового клапана

В связи со сказанным выше представляет интерес рассмотреть более общий случай, расширив участок подачи ГТ, и проанализировать возможные варианты реализации подвода ГТ под давлениями 1,5...6,0 МПа. На практике такой способ подачи ГТ потребует установки газовых модулей выше на втулке цилиндра или перенос их на ее крышку.

На рис. 26 представлено расчетное поле режимов истечения ГТ (линии 3) с учетом изменяющегося противодавления в рабочем цилиндре (линия 1) при постоянном давлении перед газовым клапаном (линии 2).

Расчетные зависимости расходов газа через сопловые каналы во втулке (два канала на цилиндр) были выполнены с шагом давления перед газовыми клапанами в 0,2 МПа. Для исследования расходных характеристик был выбран участок процесса сжатия от 40 до 150° по углу поворота кривошипа. Нижняя граница участка определялась моментом закрытия продувочных окон и выпускного клапана, так как до этого момента внутренне смесеобразование невозможно. Верхняя граница была ограничена по максимальному противодавлению в рабочем цилиндре на уровне

примерно 30% от максимального давления сжатия.

В этом случае, к моменту закрытия газового клапана, давление в цилиндре достигает 4,13 МПа, а поршень проходит 90% полного хода. Последнее обстоятельство крайне важно, так как сокращение времени сжатия газо-воздушной смеси снижает вероятность возникновения детонационного сгорания.

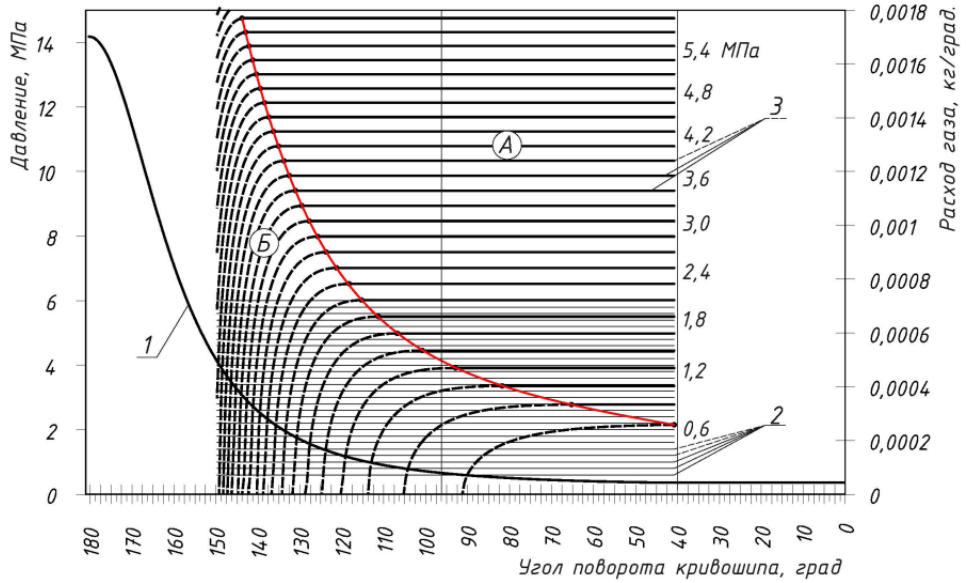



Рис. 26 – Влияние давления ГТ перед газовыми клапанами на характер его истечения через подающие каналы во втулке цилиндра. 1 – линия сжатия в рабочем цилиндре; 2 – давление перед газовым клапаном; 3 – расход газа через газоподводящие отверстия; А – зона закритического истечения; Б – зона докритического истечения

Очевидно, что для всех рассмотренных случаев, когда давление перед газовым клапаном ниже максимального давления на рассматриваемом участке, процесс истечения газа из соплового канала происходит только до достижения равенства давления в цилиндре и давления перед клапаном. В этой точке расход падает до нуля, далее клапан должен быть закрыт, чтобы избежать заброса газо-воздушной смеси из цилиндра в газовую магистраль. Таким образом, для подвода газа может быть использована только часть рассматриваемого участка. Из представленных данных видно, что с ростом противодавления в рабочем цилиндре изменяется характер истечения ГТ через сопловые каналы. При низких противодавлениях истечение носит закритический характер (область А), при котором расход газа является величиной постоянной. При уменьшении разности давлений расход переходит в докритическую область (область Б), в которой его величина снижается с ростом противодавления в рабочем цилиндре. Можно видеть, что с увеличением давления перед газовым клапаном граница зоны закритического истечения сдвигается влево, увеличивая угловой промежуток, на котором массовый

расход ГТ не зависит от давления в цилиндре.

Поэтому можно считать, что для подачи газа в цилиндр, наиболее рациональным является выбор такого углового промежутка, на котором в течение всего процесса наполнения величина расхода не меняется. Из этого следует, что закрытие газового клапана для различных давлений газа необходимо производить при углах, соответствующих точкам перехода из закритической зоны в докритичскую. Момент открытия клапана в этом случае будет определяться необходимой величиной цикловой подачи. Открытием клапана должна регулироваться необходимая величина углового промежутка, обеспечивающего заданное время, в течение которого в цилиндр поступит необходимое количество ГТ. Следует учитывать, что не для каждого давления может быть определен необходимый угловой участок. Из рис. 26 видно, что при давлении газа 0,6 МПа закритичекое истечение вообще отсутствует, а весь процесс подачи возможен только на участке от 40 до 92°.

На рис. 26 показано, что повышение давления ГТ перед клапаном позволяет сместить процесс подачи газа в рабочий цилиндр ближе к ВМТ, сократив тем самым время сжатия газо-воздушной смеси непосредственно перед процессом ее запального поджигания.

При давлении ГТ перед клапаном 4,2 МПа весь располагаемый угловой промежуток может быть использован для наполнения цилиндра. При этом давлении участок с закритическим истечением составляет 97°, а точка смены характера истечения соответствует углу поворота 137° после НМТ. К этому моменту поршень пройдет 80,6% своего хода, что составляет 1922 мм. Таким образом, повышение давления ГТ в 2,6 раза позволяет в 1,67 раза сократить время пребывания газо-воздушной смеси в цилиндре.

Это, в свою очередь, позволит значительно сократить концентрации гидроперекисей, образующихся в процессе промежуточных реакций, предшествующих сгоранию. Отсутствие критических концентраций гидроперекисей (пероксидов) значительно снижает вероятность возникновения детонационного сгорания, что, в свою очередь, позволит обеспечить повышение номинальной мощности двигателя (в настоящее время мощность ограничена на уровне 80% от мощности на ЖТ) или снизить требования к детонационной стойкости топлива (метановому числу).

Для практического применяя более удобной формой представления полученных в ходе исследования результатов, является совмещенная диаграмма, на которой основные показатели процесса топливоподачи представлены как функция хода поршня. Такая диаграмма может оказаться полезной для решения задач связанных выбором оптимального участка для организации смесеобразования. В частности она дает четкое представление о том, на какой высоте втулки цилиндра необходимо установить газоподающие модули, что бы обеспечить заданный режим подачи ГТ. С помощью данной диаграммы можно так же определить максимальное давление перед клапаном газопдающего модуля, при котором представляется возможним обеспечить заданную цикловую подачу, а так же определить какой характер будет носить истечение газового топлива из соплового канал докритический или закритический. Для рассматриваемого в данной работе случая совмещенная диаграмма, построенная с шагом изменения давления в 0,2 МПа, представлена на рис. 27. Аналогичные диаграммы могут быть построены и для

других типов двигателей с использованием разработанной методики.

На расчетное поле режимов подачи ГТ наложены угловые промежутки, обеспечивающие полную цикловую подачу в закритической области пи условии максимального сокращения времени пребывания газо-воздушной смеси в цилиндре двигателя на такте сжатия.

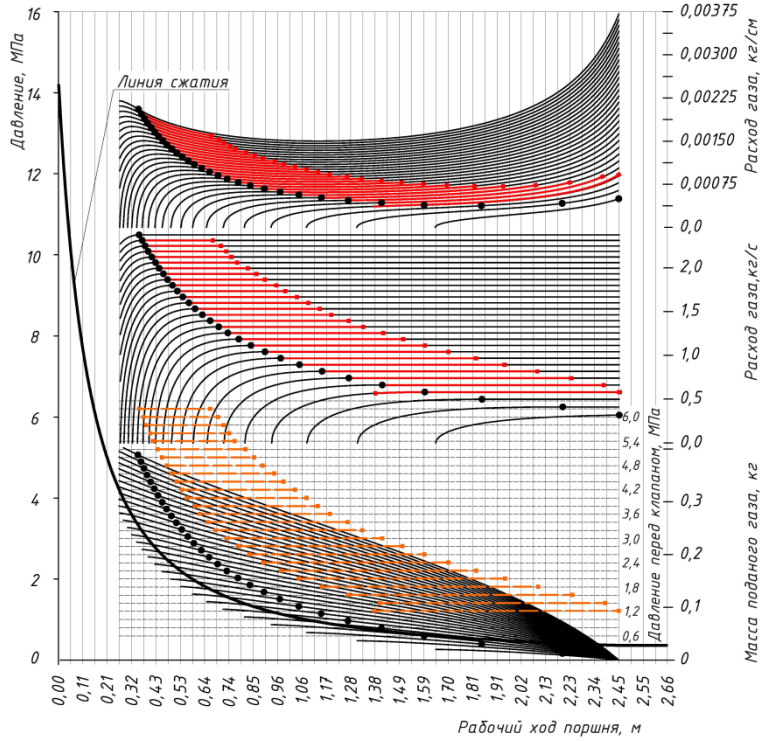



Рис. 26 – Совмещенная диаграмма подачи ГТ как функция хода поршня: ● – точка перехода характера истечения ГТ из закритической области в докритическую; ■ – границы участка подачи ГТ в лежащие в закритической области при условии закрытия газового клапана в момент смены режима истечения

## ВЫВОДЫ

Повышение давления ГТ перед клапанами можно рассматривать как метод улучшения эксплуатационных показателей двигателя. При повышении давления располагаемый угловой промежуток становиться больше необходимого для обеспечения заданной цикловой подачи. В результате в газовых двигателях появляется возможность производить регулирование подачи путем изменения времени открытия газового клапана с регулированием по началу или по концу подачи, а также смешанное регулирование.

С увеличением давления часть хода поршня, на которой происходит закритическое истечение ГТ, увеличивается, в результате чего противодавление в рабочем цилиндре не влияет на расходные характеристики газовых модулей. Это

позволяет значительно упростить процесс определения необходимого времени открытия газовых клапанов для обеспечения необходимой цикловой подачи.

Наиболее рациональным методом регулирования для данного класса двигателей представляется смешанное регулирование, при котором момент окончания подачи определяется точкой смены характера истечения с закритического в докритическое, а момент начала подачи зависит от необходимой величины цикловой порции для обеспечения заданного нагрузочно-скоростного режима работы двигателя.

Смещение процесса смесеобразования ближе к ВМТ позволяет значительно (для рассматриваемого случая практически в 2 раза) сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем пространстве двигателя перед ее поджиганием.

В результате этого значительно сокращается вероятность достижения критических концентраций пероксидов, способных вызвать детонационное сгорание. Это позволяет снять ограничения по мощности для двигателей, работающих на ГТ, или снизить требования к его метановому числу.

**ЛИТЕРАТУРА**


[1]. Olmer N. et al. Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015. – Washington: ICCT, 2017. – 38 p.

[2]. Wettstein R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov 2014. – 31 p.

[3]. Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology. CIMAC NMA norge annual meeting 22.01.2014. – 32 p.

[4]. Ott M. X-DF low-pressure dual-fuel engine technology. WinGD low-speed en-gines Licensees, Conference 2015. – 7 p.

[5]. Nylund I., Low pressure at low speed. Marine / In Detail. Dual-Fuel Technology, Wärtsilä. 2014. – 6 p.

[6]. Rolsted H. MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges. Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p.

[7]. ME-GI Dual Fuel Done Right. MAN Diesel, ME-GI, SNAME NY, 2013. – 73 p.

[8]. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas. Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo. 2012. – 36 p.

[9]. Белоусов Е.В., Савчук В.П., Белоусова Т.П. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей. Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков: изд. НТУ«ХПИ» – 2016. – № 1. – С 81-88.

[10]. Белоусов Е.В., Савчук В.П., Грицук И.В., Белоусова Т.П. Организация внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях. Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2017. – №2. – 68 с., с. 13-16.

[11]. Белоусов Е.В., Грицук И.В., Вербовський В.С. Определение углов открытия и закрытия газовых клапанов при организации внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях. Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков: изд. НТУ«ХПИ» – 2018. – № 2. – С 21-25.

## RESEARCH OF THE PROCESSES OF INTERNAL FORMATION OF THE MIXTURE IN SHIP LOW-PRESSURE SHIPPING ENGINES

Tighter environmental standards for the exhaust gas content of marine engines of toxic substances and greenhouse gases have made the use of natural and petroleum gases an attractive alternative to traditional motor fuels. And this is despite the additional technical difficulties associated with their use. Given that more than 70% of the main engines are in the merchant fleet, these are low-speed two-stroke engines, the solution of the problems associated with transferring them to gas fuel is particularly relevant at the present time. The problem of translation is aggravated by the fact that, due to the peculiarities of the organization of the workflow, in two-stroke engines of this class only internal mixing is possible, which is carried out during the compression stroke. A certain limitation complicating the solution to the problem of organizing a working process on gas fuels is the need to keep the engine able to work on traditional liquid fuels in the entire range of load-speed modes. Currently, MAN and WinGD share leading positions in the field of dual-fuel low-speed engines, the first of which developed a line of engines with gas fuel supply to the engine working space under high pressure at the end of a compression stroke, and the second under low pressure at the beginning of a compression stroke. Each of these methods has both certain advantages and significant drawbacks. The low-pressure fuel supply greatly simplifies the design of the fuel system of the engine and reduces the requirements for ensuring its safety during operation, however, these engines are prone to detonation combustion, which significantly reduces their use, especially in near-nominal conditions. This article is devoted to the search and justification of technical solutions to minimize this drawback while maintaining the inherent advantages of the method

**УДК 629.43**

# ПОКРАЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ-СМІТТЄВОЗІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ БІОГАЗОВОГО ПАЛИВА

**СКАЛИГА Микола, РУДИНЕЦЬ Микола, ПАВЛЮК Олег**

В статті проведено аналіз деяких особливостей експлуатації автомобілів-сміттєвозів, основних типів їх силових агрегатів і перспектив використання біогазового палива; запропоновано концепцію покращення економічних і екологічних показників автомобілів-сміттєвозів шляхом застосування біогазового палива та схему конвертації базового дизеля автомобіля-сміттєвоза у форкамерно-факельний двигун іскрового запалювання для можливості споживання біогазового палива.

## ВСТУП

Експлуатація автомобілів-сміттєвозів має певну специфіку, відмінну від експлуатації вантажних автомобілів-самоскидів загального призначення. Перш за все, це зумовлено тим, що різноманітні види сміття мають різну густину, а отже і різну масу, за сталого об'єму вантажної платформи. Крім того, під час завантаження платформи іноді дуже важко візуально встановити дійсну масу вантажу за щільністю і формою насипу. Тобто, в деяких випадках можливі перевантаження платформи. В той же час, у процесі завантаження/розвантаження платформи, необхідна миттєва потужність приводу масляного нагнітача змінюється в дуже широкому діапазоні – від мінімальних частот обертання, близьких холостому ходу двигуна, до максимальних. При цьому мають місце часті так звані «підгазовки», коли водій-оператор змушений регулювати швидкість переміщення захватної стріли і її ланок серією короткотривалих маніпулювань педаллю акселератора, без застосування примусового гальмування.

Також, до особливостей експлуатації автомобілів-сміттєвозів можна віднести і менші значення середньої технічної швидкості, ніж у вантажних автомобілів-аналогів загального призначення, що спричинене більшою кількістю режимів «розгін-різке гальмування». Однак, при цьому, досить важливими є їх компактність та маневреність для забезпечення можливості функціонального пересування в обмеженому просторі, характерному для замкнутих дворів багатоповерхівок, парків, стадіонів та інших місць концентрації населення [1]. Додатково, доцільно зауважити, що автомобілі-сміттєвози за звичай знаходяться на балансі муніципалітетів, бюджет котрих достатньо обмежений. Тобто питання покращення економічності в умовах експлуатації є досить важливими в плані скорочення незворотних витрат.

Це накладає відповідні вимоги до величини коефіцієнта пристосовуваності двигуна для таких автомобілів. Тому, автомобілі-сміттєвози в своїй переважній більшості обладнуються дизельними двигунами, як джерелами механічної енергії. Дизелям притаманний ряд переваг перед іншими типами двигунів не лише в плані тягово-швидкісних характеристик, але й питомої витрати палива.

На сьогоднішній момент часу основними зразками автомобілів-сміттєвозів, що використовуються комунальними підприємствами України, є автомобілі, типу КО – 440. Дані автомобілі-сміттєвози виконано на шасі наступних марок автомобілів: КО – 440-3 – ГАЗ -3309; КО – 440-5,6,7 – КамАЗ; КО – 440-8 – МАЗ – 534В2, що обладнані дизелями [2].

Однак суттєвим недоліком дизелів є нижча, ніж у бензинових двигунів, питома потужність і, відповідно, неспроможність швидко виходити на форсовані режими без запровадження спеціальних конструктивних заходів.

Одним із таких розповсюджених заходів, в тому числі і на вище згаданих автомобілях-сміттєвозах, є застосування системи газотурбінного наддуву. Проте, наявність системи газотурбінного наддуву дає можливість лише поступово збільшувати потужність двигуна у, за звичай, їздовому режимі. Під час рушання перевантаженого автомобіля-сміттєвоза система газотурбінного наддуву не завжди забезпечує досягнення двигуном необхідної потужності, що негативно відображається на показниках економічності та токсичності відпрацьованих газів (ВГ). Зокрема, це характерно для завантажувально-розвантажувальних режимів, коли автомобіль-сміттєвоз знаходиться, наприклад, у обмеженому будівлями дворовому просторі, чи на закритому звалищному майданчику сміттяпереробного заводу відповідно, і загострюється питання погіршення так званої локальної токсичності.

Крім того, слід відмітити і гірші показники токсичності ВГ дизелів за вмістом різноманітних сполук, типу NOx. Останнє вже викликало низку впровадження заборонних заходів у ряді країн ЄС технологій дизелів, орієнтованих на споживання традиційного палива нафтового походження, з нормативами токсичності ВГ, нижчими Євро VI [3].

Загострення екологічної обстановки в розвинутих країнах Європи і Америки призвело до активізації і значного розширення наукових робіт, присвячених вирішенню питань переобладнання транспортних дизелів в двигуни, здатні споживати газові палива. Залежно від конкретних умов, перевага надається або газодизельним, або виключно газовим версіям з іскровим запалюванням [4].

На сьогодні практично всі світові виробники автомобілів мають в асортименті своєї продукції зразки, здатні споживати як паливо природний газ метан. При чому, останнім часом значно інтенсифікувалось впровадження технологій LNG (Liquid Natural Gaz) – споживання зрідженого природного газу (ЗНГ), що дає суттєвий виграш в зменшенні собівартості перевезень.

Так зокрема, компанія Volvo на своїх нових вантажівках Volvo FH LNG і Volvo FM LNG застосовує технологію LNG та газодизельний цикл. Система живлення базується на архітектурі Common Rail з двопаливними форсунками, обладнаними окремими соплами для газового і дизельного палива. Тягово-швидкісні характеристики двигунів відповідають базовим дизелям, а застосування технології LNG дозволяє дотримуватись рівня токсичності ВГ Євро-VI [5].

В загальному випадку роботу системи живлення автомобіля ЗНГ можна простежити на прикладі системи живлення HPDI 2.0 (High Pressure Direct Injection), розробленої канадською компанією WestPort. Основою паливної системи є форсунка з подвійною концентричною голкою. Впорскування пілотної порції дизельного палива здійснюється крізь центральний розпилювач, а газового – крізь периферійний (рис.1а,1б).

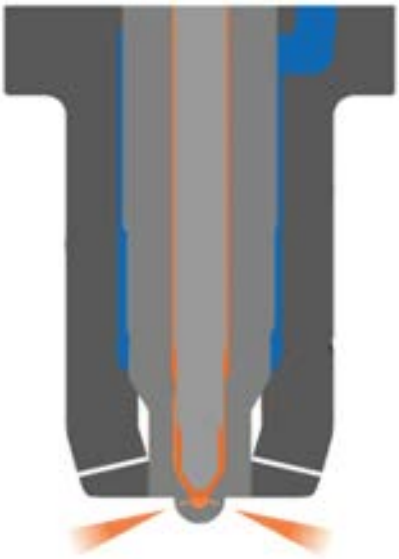


Рис.1а – Схема впорскування пілотної дози дизельного палива

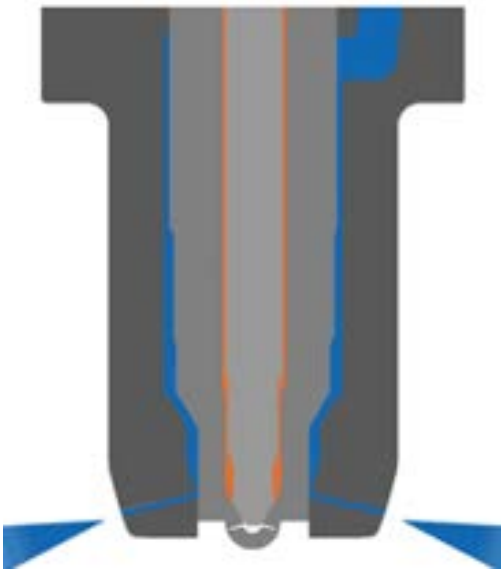


Рис.1б – Схема впорскування газового палива

Крім того, компанія заявляє про наявність однопаливної, виключно газової або водневої, версії даної системи із запалюванням від штатної свічки розжарювання (рис.2) [6].

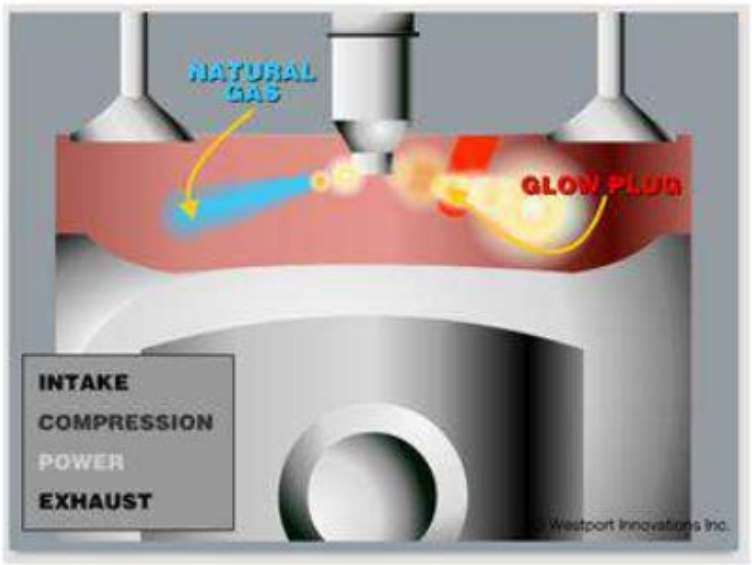



Рис.2 – Схема роботи однопаливної газової версії системи HPDI 2.0

Слід однак відмітити, що за заявами різних експертів, вартість подібної системи на 30-40% вища традиційної системи живлення дизеля нормативу ЄвроVI. Вищі також і експлуатаційні витрати за рахунок зниження довжини обов'язкових міжсервісних пробігів, необхідної високої кваліфікації персоналу та вартості запасних частин. Тому подібні системи знаходять розповсюдження переважно на ринку магістральних тягачів великої вантажопідйомності [7].

Натомість продовжують поширюватись і розвиватись технології споживання природного газу, як стиснутого (СПГ), так і зрідженого (ЗПГ), за циклом Отто у двигунах, конвертованих з дизелів в заводських умовах, або в умовах експлуатації [7].

Стрімкий розвиток технологій утилізації та переробки різноманітних біоорганічних відходів на біогаз призвів до розповсюдження переробних комплексів не лише в країнах ЄС, а й в Україні. Такі комплекси передбачають у своєму технологічному ланцюгу дільниці власне отримання біогазу і його подальшої утилізації в когереційних установках, на базі різних типів ДВЗ. Дільниці виробництва біогазу за звичай є елементами тваринницьких ферм, або міських каналізаційних очисних споруд, або сміттєзвалищних полігонів.

Біогаз – це суміш 50-80% метану $CH_4$, 20-50% вуглекислого газу $CO_2$, та незначних домішок сірководню $H_2S$, азоту $N_2$, кисню $O_2$ і водню $H_2$. Енергія, зосереджена в 1м$^3$ біогазу (20-25МДж), еквівалентна енергії 0,6м$^3$ метану, 0,75л сирої нафти або 0,65л дизельного палива [8].

Тобто, як видно з вище вказаного, біогаз за своїм складом подібний до природного газу і може бути застосований в ДВЗ автотракторного типу.

Однак створення автомобільного варіанту ДВЗ, здатного споживати газ з такою низькою калорійністю, викликає певні труднощі. Вони зумовлені необхідністю збереження потужності та економічності роботи базового двигуна на експлуатаційних режимах, забезпечення його надійності та стабільності роботи на всіх режимах, з мінімальними доробками базового двигуна і т.п. Тому доцільніше застосовувати не біогаз, а отримане з нього біогазове паливо – біометан.

З цією метою біогаз висушують та очищують від небажаних домішок. Очистка біогазу може здійснюватися різноманітними методами. Найпоширенішими сьогодні є: промивка крізь рідкі поглиначі (наприклад, воду), виморожування, адсорбція за низьких температур. Після цього отриманий газ має практично однорідний склад, із вмістом метану 90-97% і придатний для живлення ДВЗ транспортних засобів [9].

Урядами країн ЄС прийнята ціла низка різноманітних проектів, спрямованих на заохочення поширення технологій застосування біогазового палива – біометану (БМ) – в тому числі і на автомобільному транспорті. Зокрема:

- GreenGasGreeeds – проект, спрямований на стимулювання виробництва БМ з наступною подачою його у мережу природного газу (ПГ), в проекті задіяно консорціум з 13 європейських партнерських компаній, координованих німецьким енергетичним агентством (DENA);
- BIOMASTER – проект, підтримуваний 17 партнерськими компаніями, спрямований на сприяння використанню БМ на транспорті та в мережі ПГ;
- Urban Biogas – проект, покликаний сприяти використанню БМ в локальних мережах. Базовою ідеєю проекту є розробка проектів переробки муніципальних

відходів на БМ у містах п'яти Європейських держав (Хорватія, Португалія, Австрія, Польща, Латвія) [10].

В США, у м. Белоксі, штат Алабама, компанією Consortium Services Management Group побудовано установку по переробці біогазу, що утворюється на полігоні твердих побутових відходів. Установка виробляє близько 20млн $м^3$ БМ високого ступеня очистки та збагачення з наступним закачуванням його в магістраль ПГ. Слід зауважити, що дана установка розроблена та створена фахівцями Інституту Газу НАН України [11].

Враховуючи перспективи все більшого розповсюдження технологій споживання природного газу метану на комерційному та комунальному автомобільному транспорті, компанія «РариТЭК» почала випуск автомобілів-сміттєвозів на шасі КамАЗ – 4308 з газовим двигуном. Паливна система автомобіля-сміттєвоза обладнана 4-ма балонами, розміщеними за кабіною, в передній частині рами: 2 балони по 100л розміщені зліва, 2 балони по 80л – справа. Загальний об'єм балонів складає 320л, або 76$м^3$, за тиску 200бар. При цьому відмічається, що дана технологія передбачає застосування і біометану [12].

Отже, на підставі вище зазначеного можна зробити попередній висновок про можливість і доцільність застосування біогазового палива для живлення автомобілів-сміттєвозів з метою покращення їх економічних і екологічних показників.

**МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

З метою вирішення задачі покращення економічних і екологічних показників автомобілів-сміттєвозів в загальному вигляді, пропонується застосовувати для живлення їх двигунів біогазове паливо після відповідної конвертації базових дизелів.

Для досягнення поставлених цілей дослідження за робочу прийнято схему конвертації базових дизелів автомобілів-сміттєвозів в газові двигуни іскрового форкамерно-факельного запалювання, варіант якої розроблено на кафедрі автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ [13]. При цьому передбачається, що вентильована форкамера виконується у вигляді окремого блока, обладнаного власним впускним газовим електромагнітним клапаном та іскровою свічкою запалювання. Блок має габарити штатної форсунки та встановлюється на її місце із застосуванням відповідних елементів кріплення.

Така схема була обрана з метою скорочення кількості слюсарно-механічних робіт і можливістю забезпечення швидкої зворотної реконвертації двигуна на дизельний цикл в умовах експлуатації. Фрагмент головки циліндрів дослідного газового двигуна представлено на рис 3.

Передбачається, що перебіг робочого процесу конвертованого двигуна здійснюватиметься наступним чином. Під час процесу впуску в робочу камеру двигуна надходить збіднена горюча суміш. В кінці процесу впуску, безпосередньо перед закриттям впускного клапана, здійснюється дозарядка робочої камери газовим паливом крізь форкамеру.

В процесі стиску відбувається розшарування робочої суміші із збагаченням її до значень $\alpha$=0,65-0,75, у порожнині форкамери, та збідненням до значень $\alpha$=1,55-1,65 у основній камері згоряння відповідно.

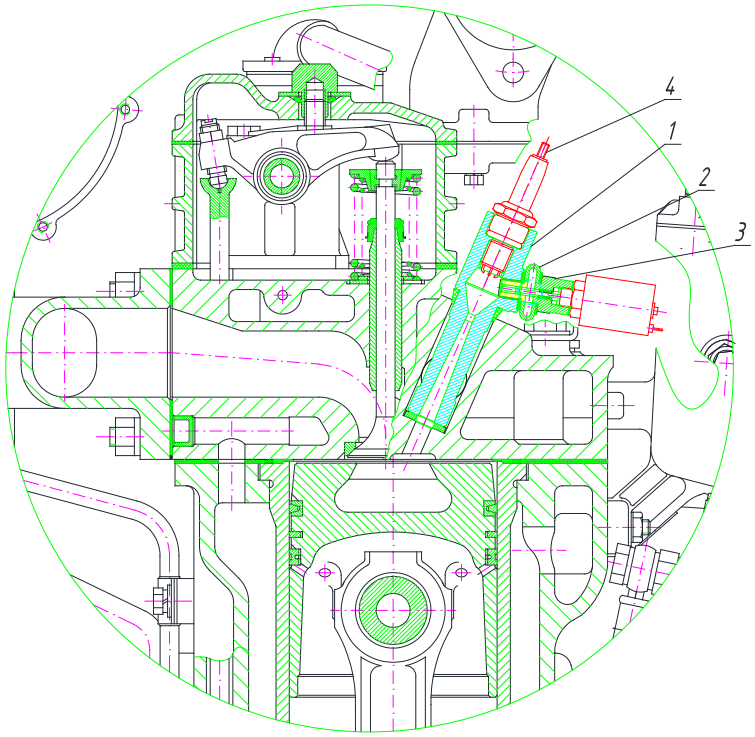



Рис. 3 – Фрагмент головки циліндрів газового двигуна іскрового форкамерно-факельного запалювання, конвертованого з дизеля: 1 – корпус форкамери; 2 – магістраль підводу газу; 3 – газовий впускний клапан з електромагнітним приводом; 4 – іскрова свічка запалювання.

У кінці процесу стиску іскрова свічка 4 підпалює локалізовану в порожнині форкамери збагачену частину робочої суміші. Цим формується факел полум'я, що потужним струменем втікає в основну камеру, де процес згоряння завершується.

В результаті організації перебігу робочого процесу наступним чином передбачається знизити рівень токсичності ВГ по основних компонентах, особливо NOx, до 90%, відносно базового дизеля за інших рівних умов, що продемонстровано результатами досліджень ряду авторів [14,15].

## ВИСНОВКИ

Для визначення техніко-економічних показників дослідного газового двигуна іскрового форкамерно-факельного запалювання, конвертованого з дизеля, проведено теоретичні дослідження на математичній моделі. За результатами розрахунків побудовано порівняльну зовнішню швидкісну характеристику, представлену на рис. 4.

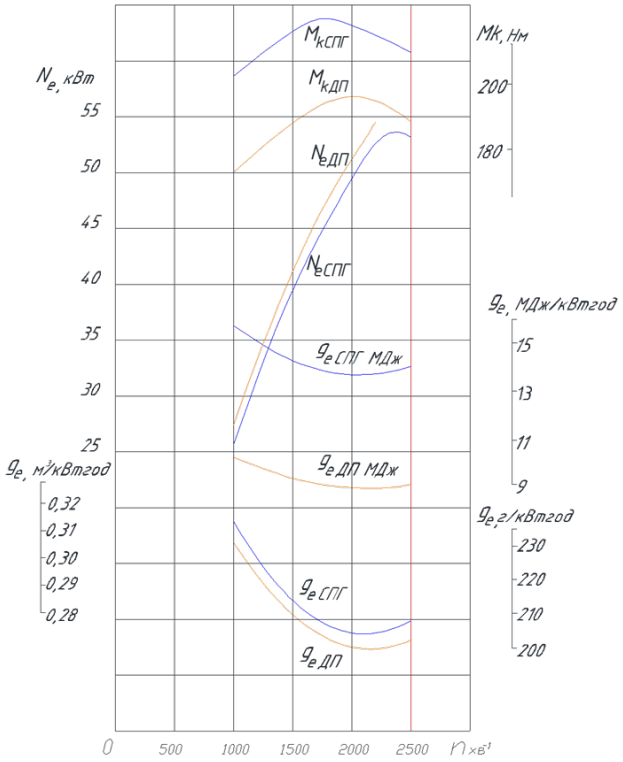



Рис. 4 – Розрахункова порівняльна зовнішня швидкісна характеристика двигунів: базового 4R11/12,5 (Д-240) та конвертованого газового, з іскровим форкамерно-факельним запалюванням.

Аналіз показників зовнішньої швидкісної характеристики демонструє приріст крутного моменту у конвертованого двигуна з одночасним зменшенням мінімальної питомої витрати палива, що пояснюється кращим сумішоутворенням свіжого газоповітряного заряду. При цьому має місце незначне падіння ефективної потужності, викликане меншою калорійністю газового палива та величиною ступеня стиску до ε=14,8 одиниць за рахунок приросту об’єму від внутрішніх порожнин елементів форкамери.

**ЛІТЕРАТУРА**

[1]. Р.В.Каргин. Классификация машин для сбора и вывоза твердых бытовых отходов. – Известия науки. СевероКавказский регион. Технические науки. 2011, №2.

[2]. Мусоровоз КО – 440: модификации. – http://allspectech.com/kommunalnaya/musorovozy/ko-440.html

[3]. https://destacar.de/zapret-dizelya-v-germanii/. Запрет дизеля в Германии | какие города и автомобили |.

[4]. Абрамчук Ф. І. Автомобільні двигуни/ Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко: Підручник. – К.: Арістей, 2006. – 476 с.
[5]. dalnoboi.org/blog/2017/10/.../gruzoviki-volvo-fh-lng-i-volvo-fm-lng-znakomimsya/. Грузовики Volvo FH LNG и Volvo FM LNG — знакомимся
[6]. http://www.westport.com WESTPORT™ HPDI 2.0 A NEW GENERATION NATURAL GAS FUEL SYSTEM OPTIMAL FOR HEAVY-DUTY VEHICLES
[7] .avtonov.info/szizennj-prirodny-gaz-lng/. Сжиженный природный газ (LNG) как автомобильное топливо.
[8]. Біогаз. Вікіпедія – https://uk.wikipedia.org/wiki/Біогаз
[9]. Имад Саад Саиед Белаль. Разработка мероприятий по повышению эффективности использования биогаза в условиях Республики Судан. – Дисс. На соиск ст. кандидата техн. Наук по специальности 05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства. – Москва, 2007.
[10]. Гелетуха Г.Г., Кучерук П.П., Матвеев Ю.Б. ПЕРСПЕКТИВЫ ПРОИЗВОДСТВА И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИОМЕТАНА В УКРАИНЕ. Аналитическая записка БАУ № 11. – www.uabio.org/activity/uabio-analytics
[11]. .Газовая атака. – http://www.dsnews.ua/politics/vdart2664, 16.05.2008.
[12]. .Даниил Минаев. Обзор мусоровозов на шасси именитых производителей. – http://www.gruzovikpress.ru/article/4157-obzor-musorovozov-na-shassi-imenityh-proizvoditeley-kompaktnye-shassi-i-munitsipalnye-nujdy/
[13]. Н.Н. Скалыга, Н.В. Рудинец, Я.М. Робак. Концепция создания газовых модификаций автобусов «Богдан» // Вісник Національного транспортного університету, №25, 2012. —К: Вид-во НТУ .—с.56-58.
[14]. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности „Двигатели внутреннего сгорания ” / С.И.Ефимов, Н.А.Иващенко, В.И.Иванин и др.; Под общ. ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с., ил.
[15]. Белоусов Е. В., Савчук В. П., Белоусова Т. П. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей / Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2016. – № 1. С. 81-88.

## IMPROVING OF THE ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF TRASH WASTE TRUCKS IN EXPLOITATION CONDITIONS BY USING BIOGAS FUELS WAY

The article analyzes some features of the exploitation of the trash waste trucks, the main types of their power units and the perspectivies for the use of biogas fuel; offers a concept of improving the economic and environmental indicators of trash waste trucks by using of biogas fuel way and the scheme for converting the base diesel of a trash waste truck into a pre-chamber torch spark plug ignition engine for the possibility of biogas fuel consumption

**УДК 629.017**

# ПІДХІД ДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛІВ ПРОТИ ЗАНОСУ НА ДОРОЗІ З НИЗЬКИМ КОЕФІЦІЄНТОМ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З ДОРОГОЮ

**ПОДРИГАЛО Михайло, КАЙДАЛОВ Руслан, КУДІМОВ Сергій**

В даній статті запропоновано підхід до забезпечення стійкості руху при розгоні повнопривідного автомобіля на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. Описаний підхід базується на перерозподілі величин крутних моментів між осями автомобіля. Наведені аналітичні залежності прискорення автомобіля від швидкості. Запропонована методика вибору коефіцієнта розподілу дотичної реакції дороги між передніми та задніми колесами для руху на дорогах з найменш можливим коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою.

## 1. ВСТУП

Повнопривідні автомобілі, як показали раніше проведенні дослідження, володіють високою стійкістю проти бокового заносу. Однак при зменшенні коефіцієнту зчеплення коліс автомобіля з дорогою (мокра або засніжена, обледеніла дорога) показники курсової стійкості в значному ступені зменшуються, що може привести до заносу вказаних автомобілів. Рішення задачі по підвищенню курсової стійкості особливо актуальна для повнопривідних автомобілів, які використовуються в Національній гвардії України та інших силових структурах в різних дорожніх умовах.

В даній статті визначені можливі шляхи підвищення курсової стійкості повнопривідних автомобілів на дорозі з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою та надані конкретні рекомендації по реалізації поставленої задачі.

## 2.ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для оцінки курсової стійкості автомобіля проти заносу в роботах [1,2] використовується показник – коефіцієнт стійкості, який являє собою відношення моменту опору боковому заносу задньої вісі до моменту, який збуджує вказаний занос

$$K_{ст} = \frac{M_{стаб}}{M_{збуд}} = \frac{b}{a}\frac{R_{\delta 2max}}{R_{\delta 1max}}, \quad (1)$$

де $M_{стаб}; M_{збуд}$ – стабілізуючий та збуджуючий момент, виникаючий при появі тенденції автомобіля до заносу;

$$M_{стаб} = R_{\delta 2max} \cdot b; \quad (2)$$

$$M_{збуд} = R_{\delta 1max} \cdot a; \quad (3)$$

де $a;b$ – відстань від передньої і задньої осей автомобіля до проекції центра мас на горизонтальну площину, що проходить через вказані вісі:

$$a+b=L; \tag{4}$$

де $L$ – поздовжня колісна база.

$R_{\delta 2\max}; R_{\delta 1\max}$ – максимальні сумарні за умовою зчеплення коліс з дорогою бокові реакції на передній та задній вісі автомобіля.

В роботах [1-3] визначена залежність коефіцієнта стійкості $K_{cm}$ від геометричних,силових, швидкісних параметрів та швидкості автомобіля яка має наступний вигляд:

$$K_{cm}=\sqrt{\frac{\varphi^2\left[g\frac{b}{L}+\left(\frac{C_x\rho F}{2m_a}V_a^2+\dot{V}_a\right)\frac{h-r_d}{L}\right]^2-(1-K_R)^2\frac{b^2}{a^2}\left(\frac{C_x\rho F}{2m_a}V_a^2+\dot{V}_a\right)^2}{\varphi^2\left[g\frac{b}{L}-\left(\frac{C_x\rho F}{2m_a}V_a^2+\dot{V}_a\right)\frac{h-r_d}{L}\right]^2-K_R^2\left(\frac{C_x\rho F}{2m_a}V_a^2+\dot{V}_a\right)^2}}, \tag{5}$$

де $\varphi$ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

$g$ – прискорення вільного падіння;

$\dot{V}_a$ – лінійне прискорення автомобіля;

$C_x$ – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

$\rho$ – щільність повітря;

$F$ – площа лобового перетину (міделю) автомобіля;

$m_a$ – маса автомобіля;

$h$ – висота центра мас автомобіля;

$r_d$ – динамічний радіус коліс автомобіля;

$K_R$ – коефіцієнт розподілу сумарної дотичної реакції на передню вісь:

$$K_R=\frac{R_{K_1}}{R_{K_1}+R_{K_2}}; \tag{6}$$

$R_{K_1}; R_{K_2}$ – сумарні дотичні реакції дороги на колеса передньої і задньої осей.

В роботах [1,2,3], з умови забезпечення $K_{cm}\geq 1$ отримана залежність для визначення максимального за умовою стійкості прискорення автомобіля

$$\dot{V}_{cm}^{\max}=\frac{\varphi^2 g\dfrac{b}{a}\dfrac{h-r_d}{L}}{0{,}5\left(\dfrac{b^2}{a^2}-1\right)\left[K_R^2-\left(\varphi\dfrac{h-r_d}{L}\right)^2\right]-\dfrac{b^2}{a^2}\left(K_R-0{,}5\right)}-\frac{C_x}{2m_a}\rho F V_a^2. \qquad (7)$$

При $\dot{V}_a \le \dot{V}_{cm}^{\max}$ рух автомобіля стійкий[1,2,3] а при $\dot{V}_a \ge \dot{V}_{cm}^{\max}$ – нестійке[1,2,3]. На рис.1 представлені графіки залежності $\dot{V}_a(V)$ для повнопривідного автомобіля. Заштрихована область нижче кривої $\dot{V}_{cm}^{\max}(V_a)$ – відповідає зоні стійкого руху, а область вище вказаної кривої – зони нестійкого руху.

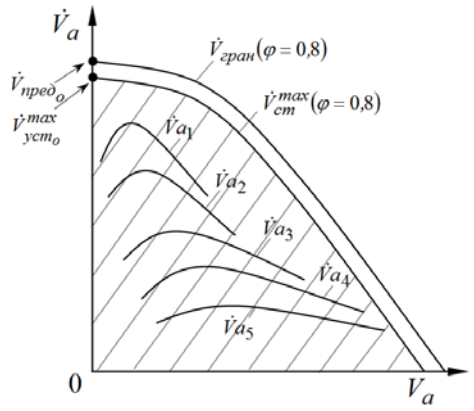



Рис 1. – Залежність $\dot{V}_a(V_a)$ для повнопривідного автомобіля (зона стійкого руху заштрихована): $\dot{V}_{a_1};\dot{V}_{a_2};\dot{V}_{a_3};\dot{V}_{a_4};\dot{V}_{a_5}$ – прискорення автомобіля на різних передачах; $\dot{V}_{гран}(V_a)$ – залежність граничного за умовою зчеплення $(\varphi=0{,}8)$ прискорення від швидкості; $\dot{V}_{cm}^{\max}(V_a)$ – залежність від швидкості максимальної за умови стійкості прискорення автомобіля (при $\varphi=0{,}8$ – сухий асфальт).

На вказаному графіку також приведена залежність граничного за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою прискорення від швидкості автомобіля, отримана в роботах[2-4]

$$\dot{V}_{гран} = \varphi g - \frac{C_x}{2m_a}\rho F V_a^2. \qquad (8)$$

В роботі [5] доказано, що для отримання $K_{ст} = 1$ необхідно здійснювати регулювання перерозподілу сумарної дотичної реакції дороги на передню вісь по закону

$$K_R^{ід} = \frac{1 - \sqrt{1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right)\left(1 - \varphi^2 \frac{h - r_d}{b}\left[\frac{2g\frac{a}{L}}{\dot{V}_a + \frac{Cx\rho F}{2m_a}V_a^2} - \frac{h - r_d}{L}\left(1 - \frac{a}{b}\right)\right]\right)}}{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \qquad (9)$$

З рівнянь (7) та (8) видно, що зі зменшенням коефіцієнта зчеплення $\varphi$ відбувається зміщення графіків $\dot{V}_{ст}^{\max}(V_a), \dot{V}_{гран}(V_a)$ донизу, що при певному значенні $\varphi = \varphi_2$ призведе до попадання дійсних прискорень $\dot{V}_a$ автомобіля в нестійку зону. Дані обставини й визначають необхідність проведення дійсного дослідження.

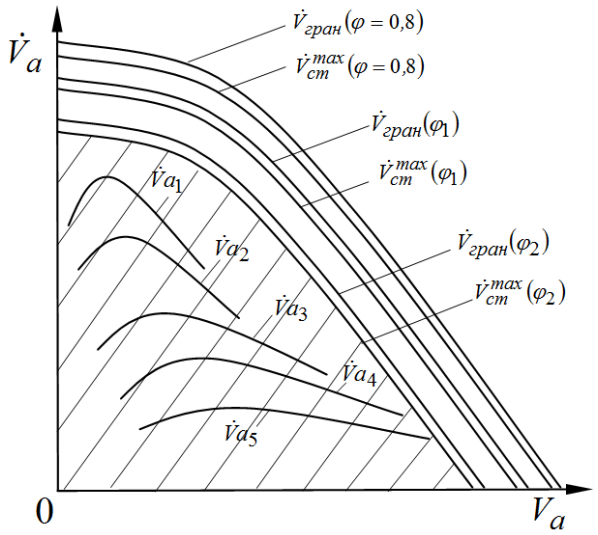



Рис2. – Зміна зони стійкого руху повнопривідного автомобіля при зменшенні коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою $\varphi_2 < \varphi_1 < 0{,}8$.

Метою дослідження є забезпечення курсової стійкості повнопривідних автомобілів на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою шляхом раціонального вибору розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– отримати аналітичні залежності лінійного прискорення від швидкості автомобіля на різних передачах;

– визначити раціональний розподіл дотичних реакцій між осями автомобіля за умови забезпечення стійкості автомобіля на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою.

## 3.ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

*Визначення аналітичної залежності прискорення автомобіля від швидкості.*

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного двигуна використовується емпірична залежність запропонована С.Р.Лейдерманом [6]

$$Ne = N_{e\,max}\left( A_1 \frac{\omega_e}{\omega_N} + A_2 \frac{\omega_e^{\,2}}{\omega_N^{\,2}} - \frac{\omega_e^3}{\omega_N^3} \right), \qquad (10)$$

де $N_{e\,max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна;

$\omega_N$ – кутова швидкість колінчатого вала при $Ne = Ne_{\max}$;

$\dot{V}_a$ – лінійне прискорення автомобіля;

$A_1, A_2$ – емпіричні коефіцієнти [6] таблиця 1.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів $A_1, A_2$

| Тип двигуна | Коефіцієнт | |
|---|---|---|
| | $A_1$ | $A_2$ |
| Карбюраторний | 1 | 1 |
| Дизель з прямоструменевим розпилюванням | 0,5 | 1,5 |
| Дизель з передкамерою | 0,6 | 1,4 |
| Дизель з вихровою камерою | 0,7 | 1,3 |

Ефективний крутний момент двигуна внутрішнього згоряння

$$Me = \frac{Ne}{\omega_e} = \frac{N_{e\,max}}{\omega_N}\left( A_1 + A_2 \frac{\omega_e}{\omega_N} - \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} \right). \qquad (11)$$

Тягова сила на ведучих колесах автомобіля

$$P_к = Me \cdot \eta_{тр} \cdot u_o \cdot u_к \frac{u_к}{r_d}, \tag{12}$$

де $\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

$u_к; u_o$ – передаточні числа головної передачі і коробки передач автомобіля.

З рівняння динаміки поступального руху визначимо прискорення автомобіля

$$\dot{V}_a = \frac{P_к - m_a g \psi - 0{,}5 C x \rho F V_a^2}{m_a \delta_{вр}}, \tag{13}$$

де $\psi$ – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;

$\delta_{вр}$ – коефіцієнт врахування обертових мас трансмісії та двигуна.

Вираз (13) з врахуванням співвідношення (12) прийме вигляд

$$\dot{V}_a = \frac{Me \cdot \eta_{тр} \cdot u_o \cdot u_к}{m_a \delta_{вр} \cdot r_d} - \frac{g}{\delta_{вр}} \psi - \frac{C x \rho F}{2 m_a \delta_{вр}} V_a^2. \tag{14}$$

Між кутовою швидкістю $\omega_e$ та лінійним прискоренням існує взаємозалежність

$$\omega_e = \frac{V_a \cdot u_o \cdot u_к}{r_к}, \tag{15}$$

де $r_к$ – кінематичний радіус колеса автомобіля.

Рівняння (14) після підстановки в нього співвідношення (10) з врахуванням (15) прийме вигляд

$$\dot{V}_a = \frac{N_{e\,max}}{\omega_N} \frac{\eta_{тр} \cdot u_o \cdot u_к}{m_a \delta_{вр} \cdot r_d} A_1 - \frac{g}{\delta_{вр}} \psi + \frac{N_{e\,max}}{\omega_N^2} \frac{\eta_{тр} \cdot u_o^2 \cdot u_к^2}{m_a \delta_{вр} \cdot r_d \cdot r_к} A_2 V_a - \left( \frac{N_{e\,max}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{тр} \cdot u_o^3 \cdot u_к^3}{m_a \delta_{вр} \cdot r_d \cdot r_к} + \frac{C x \rho F}{2 m_a \delta_{вр}} \right) V_a^2. \tag{16}$$

Рівняння (16) представляє собою квадратну параболу вигляду

$$\dot{V}_a = A + B V_a - C V_a^2, \tag{17}$$

де A,B,C – коефіцієнти:

$$A = \frac{N_{e\,max}}{\omega_N} A_1 \frac{\eta_{тр} \cdot u_o \cdot u_к}{m_a \delta_{вр} \cdot r_d} - \frac{g}{\delta_{вр}} \psi; \tag{18}$$

$$B = \frac{N_{e\,max}}{\omega_N^2} A_2 \frac{\eta_{тр} \cdot u_o^2 \cdot u_к^2}{m_a \delta_{вр} \cdot r_d \cdot r_к}; \tag{19}$$

$$C = \frac{N_{e\,max}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{тр} \cdot u_o^3 \cdot u_к^3}{m_a \delta_{вр} \cdot r_d \cdot r_к} + \frac{Cx\rho F}{2 m_a \delta_{вр}}. \tag{20}$$

Значення коефіцієнтів A,B і C збільшується зі збільшенням передаточного числа коробки перемикання передач $u_к$. При цьому збільшується й лінійне прискорення $\dot{V}_a$ автомобіля.

*Визначення коефіцієнта розподілу дотичних реакцій між осями, що забезпечує стійкість автомобіля на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення.*

При низьких значеннях коефіцієнта зчеплення ( $\varphi = \varphi_2$ див рис.2) втрата курсової стійкості автомобіля наступає при

$$\dot{V}_{a_i}(V_a) > \dot{V}_{cm}^{max}(V_a), \tag{21}$$

де $\dot{V}_{a_i}(V_a)$ – функція прискорення автомобіля на *i*-передачі.

Границя зберігання курсовою стійкості автомобіля буде визначатися точкою контакту кривих

$$\dot{V}_{a_i}(V_a^*) = \dot{V}_{cm}^{max}(V_a^*). \tag{22}$$

Рівняння (22) виступає умовою визначення координат точки *N* дотику кривої зміни $\dot{V}_{a_i}(V_a)$ та огинаючої кривої $\dot{V}_{cm}^{\max}(V_a)$.

Дотик вказаних кривих відбувається в точці з координатою[ $\dot{V}_a^*; V_a^*$ ] (див рис.3)

В точці *N* справедливо співвідношення (рис.3)

$$\frac{\partial \dot{V}_{cm}^{max}(V_a)}{\partial V_a} = \frac{\partial \dot{V}_{a_i}(V_a)}{\partial V_a} = tg\alpha^*. \tag{23}$$

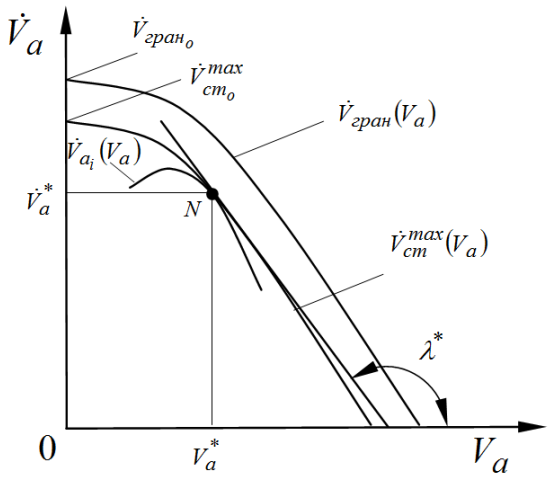


Рис 3 – Визначення координат точки *N*.

З рівняння (7) визначимо

$$\frac{\partial \dot{V}_{cm}^{max}(V_a)}{\partial V_a} = -\frac{CxρF}{m_a}V_a. \tag{24}$$

З рівняння (17)

$$\frac{\partial \dot{V}_{cm}^{max}(V_a)}{\partial V_a} = B - 2CV_a. \tag{25}$$

Після рішення рівняння (23), при підстановки в нього співвідношень (24) та (25), визначимо

$$V_a^* = \frac{B}{2C - \frac{CxρF}{m_a}}. \tag{26}$$

Рівняння (26) з врахуванням виразів (19) та (20) прийме вигляд

$$V_a^* = \frac{0{,}5A_2 \frac{N_{emax}}{\omega_N^2} \frac{\eta_{тр} \cdot u_o^2 \cdot u_к^2}{r_d \cdot r_к}}{\frac{N_{emax}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{тр} \cdot u_o^3 \cdot u_к^3}{r_d \cdot r_к^2} - \frac{CxρF}{m_a}(\delta_{вр} - 1)}. \tag{27}$$

Рівняння (17) при $V_a = V_a^*$ перетворюється до наступного виду

$$\dot{V}_a = \dot{V}_a^* = A + \frac{B^2}{2C - \frac{Cx\rho F}{m_a}} - \frac{CB^2}{\left(2C - \frac{Cx\rho F}{m_a}\right)^2}. \quad (28)$$

Рівняння (7) можливо представити в вигляді (див. мал.1)

$$\dot{V}_{cm}^{max} = \dot{V}_{cm_o}^{max} - \frac{Cx\rho F}{2m_a} V_a^2. \quad (29)$$

Звідки визначимо

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \dot{V}_{cm}^{max} + \frac{Cx\rho F}{2m_a} V_a^2. \quad (30)$$

В точці *N*(див мал.3) $\dot{V}_{cm_o}^{\max} = \dot{V}_a^*$ з врахуванням вказаного рівняння та виразу(27) вираз (30)

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = A + \frac{0{,}25B^2}{C - \frac{Cx\rho F}{2m_a}}. \quad (31)$$

Після підстановки рівнянь (18)-(20) в співвідношення (31) отримаємо

$$\dot{V}_{cm_o}^{\max} = A_1 \frac{N_{e\max}}{\omega_N} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_к}{m_a \delta_{вр} \cdot r_d} - \frac{g}{\delta_{вр}} \psi +$$

$$+ 0{,}25A_2^2 \frac{\frac{N_{emax}^2}{\omega_N^4} \frac{\eta_{mp}^2 \cdot u_o^4 \cdot u_к^4}{m_a \delta_{вр} \cdot r_d^2 \cdot r_к^2}}{\frac{N_{emax}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^3 \cdot u_к^3}{r_d \cdot r_к^2} + \left(\delta_{вр} - 1\right) \frac{Cx\rho F}{2}}. \quad (32)$$

З рівняння (7) видно, що

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \varphi^2 g \frac{\frac{b}{a}\frac{h-r_d}{L}}{0{,}5\left(\frac{b^2}{a^2}-1\right)\left[K_R^2-\left(\varphi\frac{h-r_d}{L}\right)^2\right]-\frac{b^2}{a^2}\left(K_R-0{,}5\right)}, \qquad (33)$$

або

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \varphi g \frac{\frac{a}{b}\varphi\frac{h-r_d}{L}}{0{,}5\left(1-\frac{a^2}{b^2}\right)\left[K_R^2-\left(\varphi\frac{h-r_d}{L}\right)^2\right]+0{,}5-K_R}. \qquad (33a)$$

З рівняння (33а) визначимо $K_R$

$$K_R = \frac{1-\sqrt{1-\left(1-\frac{a^2}{b^2}\right)\left[1-2\frac{\varphi^2 g}{\dot{V}_{cm_o}^{max}}\frac{a}{b}\left(\frac{h-r_d}{L}\right)\right]+\left(\varphi\frac{h-r_d}{L}\right)^2\left(1-\frac{a^2}{b^2}\right)^2}}{1-\frac{a^2}{b^2}}. \qquad (34)$$

Таким чином визначив $\dot{V}_{cm_o}^{\max}$ з умови (22) й підставивши його значення в формулу (34), отримаємо раціональне значення $K_R$.

При виконанні умови

$$\dot{V}_{гран}(V_a) = \dot{V}_{cm_o}^{max}(V_a) \qquad (35)$$

зона стійкості автомобіля буде повністю співпадати з зоною можливих прискорень автомобіля (див рис.1), причому це можливо реалізувати при всіх можливих значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою що знаходиться в межах (0,2;0,8). Прирівнюючи праві частини рівнянь (7) та (8) знаходимо раціональний закон зміни коефіцієнта $K_R$, що забезпечує виконання умови (35)

$$K_R^{рац} = \frac{1-\sqrt{1-\left(1-\frac{a^2}{b^2}\right)\left[1-2\varphi\frac{h-r_d}{L}\frac{a}{b}\right]+\left(1-\frac{a^2}{b^2}\right)^2\left(\varphi\frac{h-r_d}{L}\right)^2}}{1-\frac{a^2}{b^2}} \quad (36)$$

Вираз (36) буде отриманий з виразу (34) при підстановці в нього

$$\dot{V}_{ст_o}^{max} = \dot{V}_{гран} = \varphi g. \quad (37)$$

Після визначення $\dot{V}_{ст_o}^{\max}$ за виразом (33а) можна визначити значення коефіцієнту зчеплення $\varphi_2$

$$\varphi_2 = \frac{\dot{V}_{ст_o}^{max}}{g}. \quad (38)$$

Якщо $\varphi_2 < \varphi'(\varphi' = 0{,}2)$, то підставляючи $\varphi = 0{,}2$ в рівняння (36), можемо визначити постійне значення $K_R$ рекомендоване для розглядає мого автомобіля.

Якщо $\varphi_2 > \varphi'$, то необхідно розглядати питання, або обмеження максимальної потужності двигуна, або встановлення пробуксовуючих пристроїв задніх коліс.

Ми розглянули питання визначення $\dot{V}_{ст_o}^{\max}$ та $K_R$ на прикладі однієї передачі. Очевидно, для різних передач вказані величини будуть різні. Тому розглядати питання забезпеченні стійкості автомобіля треба або шляхом створення змінного розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами в залежності від увімкненої передачі( значення $u_к$ ), або вибору найбільшого значення $\dot{V}_{ст_o}^{\max}$ з ряду чисел відповідаючи цим значенням на усіх передачах.

**4. ВИСНОВКИ**

Повнопривідні автомобілі володіють більш значним рівнем показників курсової стійкості на дорогах з високим коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. При русі по дорогам з низьким коефіцієнтом зчеплення можливий їх занос, що потребує перегляду науково-методичного підходу до вибору розподілу крутних моментів між передніми та задніми мостами. Результати проведених теоретичних досліджень дозволяють забезпечити курсову стійкість повнопривідних автомобілів при русі на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. При цьому рішення задачі може бути здійснено наступними способами:

– зміною в процесі руху розподілу крутних моментів між передніми та задніми мостами;

– постійним коректуванням розподілу крутних моментів між мостами при русі на слизькій дорозі з переключенням передач;

– використанням запропонованої методики вибору коефіцієнта розподілу дотичної реакції дороги між передніми та задніми колесами для найгіршого випадку (найменшого можливого коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою).

Якщо для яких-небудь автомобілів вирішити вказану задачу не вдається запропонованим методом, то вирішувати її треба шляхом встановлення пробуксовуючих пристроїв, або обмеженням максимальної потужності двигуна.

**ЛІТЕРАТУРА**

[1]. Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А. и др Динамика автомобіля.– Х.: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

[2]. Клец Д.М. Влияние эксплуатационных факторов и технического состояния автомобиля на его устойчивость против заноса: дис. ….канд.техн.наук: 05.22.20/ Клец Дмитрий Михайлович. –Х., 2009. – 219 с.

[3]. Назарько О.А. Совершенствование методов оценки устойчивости легковых автомобилей в тяговом режиме движения дис….канд.техн.наук: 05.22.20/ Назарько Ольга Николаевна. –Х., 2013. – 123 с.

[4]. Клец Д.М. Концепция обеспечения стабильности показателей устойчивости и управляемости автомобилей: дис...доктора.техн.наук: 05.22.20/ Клец Дмитрий Михайлович. –Х., 2015. – 528 с.

[5]. Подригало М.А., Бажинов О.В., Кайдалов Р.О., Глущенко В.В., Кудімов С.А. Синтез раціональних законів управління розподілом крутних моментів між осями при розгоні автомобіля. Вісник машинобудування та транспорту. Науковий журнал. – Вінниця: ВНТУ, 2018. –№2(8). – с. 85-95.

[6]. Фалькевич Б.С. Теория автомобіля. – М.: ГНТИМЛ, 1963. – 241 с.

**PROVIDING THE STABILITY OF FULL-DRIVEN VEHICLES AGAINST SATELLITE ON THE GARDEN WITH LOWER COEFFICIENT OF THE COLLISION WITH THE GARDEN**

This article proposes an approach to ensuring the stability of the motion when driving a multi-wheel drive vehicle on roads with a low coefficient of engagement of the wheels with the road. The described approach is based on the redistribution of torque values between the axles of the car. The analytical dependencies of acceleration of the car from speed are given. The method of choosing the coefficient of distribution of the tangential reaction of the road between the front and rear wheels for the road traffic with the least possible coefficient of grip of the wheels with the road is proposed.

**УДК 629.1.02**

# ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ

**ЛЕБЕДЄВ Анатолій, КАЛІНІН Євген, ШУЛЯК Михайло, КОЛЄСНІК Іван**

В роботі наведені результати розробки теоретичних основ і методологічних принципів підвищення ефективності контролю технічного стану рульового керування трактора на транспортних роботах. Запропонований показник оцінки керованості трактора на транспортних роботах – передавальна функція кутових прискорень керованого і рульового коліс, яка дозволяє оцінити його функціонування без втручання в конструкцію або припинення транспортного процесу. Розроблено експрес-метод оцінки технічного стану гідрооб'ємного рульового керування трактора і його елементів без демонтажу. Проведені експериментальні дослідження оцінки стійкості руху трактора на транспортних роботах і трудомісткості діагностування гідрооб'ємного рульового керування трактора по обґрунтованому експрес-методу.

**Ключові слова:** гідрооб'ємне рульове керування, технічний стан, трактор, транспортні роботи

## 1. ВСТУП

Технічне діагностування тракторів і самохідних сільськогосподарських машин – один з важливих елементів їх технічного обслуговування і ремонту. Діагностування машин дозволяє визначати технічний стан агрегатів, механізмів і систем машини без їх розбирання, прогнозувати терміни служби вузлів, фактично управляти їх технічним станом, призначаючи відповідні ремонтно-обслуговуючі впливи і виконуючи їх в процесі технічного обслуговування і ремонту.

Це знижує час простою машини, забезпечує значну економію коштів на її обслуговування і ремонт. Виконання тільки дійсно обґрунтованих операцій з обслуговування, регулюванню і ремонту скорочує витрату запасних частин і паливо-мастильних матеріалів.

Так, своєчасне виявлення і усунення значних несправностей в системах живлення двигуна, агрегатів трансмісії або ходової частини покращує на 10-15% паливно-економічні показники та експлуатаційну потужність двигуна, на 20-30% покращує екологічні показники і підвищує безпеку експлуатації машини.

Відомі методи діагностування рульових керувань тракторів, які базуються на роботах Бельських В.І. [1], Михлина В.М. [2], Харазова А.М. [3], Яремченко В.В. [4] та інших науковців, передбачають демонтаж елементів рульового керування при діагностуванні, що призводить до підвищення трудомісткості технічного обслуговування і втрати робочих рідин. Водночас в роботах Алексєєвой Т.В. [5], Мигаля В.Д. [6], Мозгалевского А.В. [7], Палагути В.І. та інших науковців відмічено перспективність методів діагностування систем керування мобільних машин без демонтажу їх елементів.

Аналіз відомих досліджень з керованості тракторів дозволяє вказати на відсутність досліджень з обґрунтування методів діагностування рульового керування при виконанні трактором транспортної операції.

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою і завданням дослідження є прискорена оцінка технічного стану гідрооб'ємного рульового керування трактора на транспортних роботах за оцінкою керованості.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Відповідно до законів механіки, плоский рух у площині системи абсолютно твердих тіл, жорстко пов'язаних між собою, можна описати, як переміщення їх центру мас, рівняння руху якого мають вигляд системи трьох диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\left.\begin{aligned} m\ddot{x}_{ЦТ} &= F_x^e + R_x \\ m\ddot{y}_{ЦТ} &= F_y^e + R_y \\ J\ddot{\alpha} &= M^e + M(R) \end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

де $x_{ЦТ}$, $y_{ЦТ}$, $\alpha$ – координати центру мас і кут повороту системи; $m$, $J$ – сумарні маса і момент інерції тіл системи відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас; $F^e$, $M^e$ – зовнішні сили і моменти зовнішніх сил відносно центру мас; $R$, $M(R)$ – сили і моменти реакцій з боку ґрунту, приведені до центру мас.

При повороті будь-якого тракторного агрегату пляма контакту рушія з опорною поверхнею здійснює складний рух, що складається з ковзання плями контакту відносно ґрунту і кочення його по даній площі. Ковзання плями є плоскопаралельний рух, що є сукупністю поступальної і обертальної частини. Зв'язок між цими видами руху, згідно із законами механіки, здійснюється за допомогою миттєвого центру швидкостей.

У процесі руху в зоні контакту з ґрунтом виникають елементарні сили опору $dT$, вектор яких спрямований в бік, зворотний вектору швидкості ковзання. В результаті приведення всіх елементарних сил тертя до центру контакту, отримаємо результуючу силу $T$ і результуючий момент $M_c$. Зв'язок між силовими чинниками ($T$ і $M_c$) здійснюється також через миттєвий центр швидкостей.

Введемо локальну систему координат $OXY$, пов'язану з центром плями контакту опори довільного рушія і виділимо на ній елементарну площадку $dF$ з координатами $\xi$, $\eta$. Швидкість ковзання $V$ елементарної площадки при плоскопаралельному русі завжди перпендикулярна лінії, що з'єднує цю площадку з миттєвим центром швидкостей. Координати миттєвого центру в тій же системі координат позначимо $x$, $y$ [8].

Після приведення системи елементарних сил до миттєвого центру швидкостей маємо [9]:

$$T_x = \iint\limits_F dT_x = -\iint\limits_{\eta\xi} \varphi q \frac{y-\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}} d\xi d$$

$$T_y = \iint\limits_F dT_y = \iint\limits_{\eta\xi} \varphi q \frac{x-\xi}{\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}} d\xi d\eta \qquad (2)$$

$$M = \iint\limits_F r dT = \iint\limits_{\eta\xi} \varphi q \sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}\, d\xi d\eta$$

.

Момент відносно центру плями контакту опори рушія з ґрунтом дорівнює:

$$M_c = M + xT_y - yT_x . \qquad (3)$$

Для врахування анізотропних властивостей в контакті, вводяться різні коефіцієнти тертя-зчеплення вздовж і поперек площини кочення. Пружні властивості враховуються введенням під знаком інтеграла (2) змінного коефіцієнта, який набуває властивостей питомої сили в контакті.

Це дозволяє сформулювати теорему ортогональності для усталеного руху: при повороті трактора миттєвий центр швидкостей опорної площадки довільно розташованої опори рушія лежить на перпендикулярі, опущеному з центру повороту корпусу на площину її кочення.

Дана теорема є узагальненням теореми Опейко Ф.А. про взаємне розташування миттєвих центрів ковзання паралельно-поступально рухомих тіл. На її підставі для кожної опори рушія складаються додатково по два рівняння зв'язку:

$$\left.\begin{aligned} x_{ci} \cdot tg\gamma_i &= y_{ci} \\ V_{ti} &= \omega(OC_i) \end{aligned}\right\}, \qquad (4)$$

де $x_{ci}$, $y_{ci}$ – координати миттєвого центру швидкостей $i$-го колеса в глобальній системі, зв'язаній з корпусом трактора; $\gamma_i$ – кут повороту $i$-го колеса відносно корпусу трактора; $\omega$ – кутова швидкість повороту; $OC_i$ – відстань від центру повороту машини до миттєвого центру швидкостей $i$-ої опори.

У разі малих швидкостей руху, коли відцентровими силами можна знехтувати, поворот стає статичним. Модель такого повороту використовується для оцінки повороткості (визначення мінімального радіуса руху). В силу прийнятих припущень $\omega = 0$, число невідомих зменшується на одиницю і дорівнює $2n+2$. Число рівнянь зменшується за рахунок виключення кутової швидкості із загального рівняння кінематичних зв'язків (4):

$$\omega = \frac{V_{ti}}{R_i} = \frac{V_{tn}}{R_n} = const \rightarrow \frac{V_{ti}}{\sqrt{x_{ci}^2 + y_{ci}^2}} = \frac{V_{tn}}{\sqrt{x_{cn}^2 + y_{cn}^2}} \qquad (5)$$

.

На підставі аналітичної моделі повороту трактора з шарнірно-зчленованою рамою, визначимо узагальнюючий діагностичний параметр для оцінки функціонування систем рульового керування.

Загальний вигляд рівнянь кінематичних зв'язків (4) включає теоретичну швидкість кожної опори, що забезпечується моторно-трансмісійною установкою. Таким чином, зв'язку (4) накладаються системою управління відображають особливості трансмісії і режим руху кожної опори (ведений, ведучий, гальмівний). Вони можуть записуватися, як для кожної опори окремо, так і для групи опор і бувають двох видів: силові або кінематичні (рис. 1).

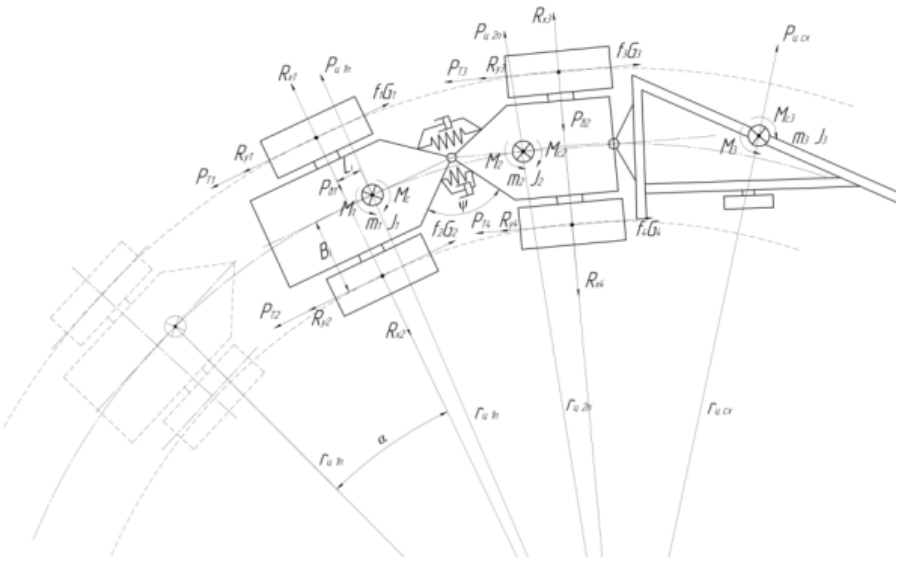


Рис 1 – Силова схема повороту транспортного агрегату при транспортуванні трактором начіпного плуга

В результаті дослідження силової і кінематичної взаємодії при повороті, рівняння нестаціонарного керованого криволінійного руху (1) набувають вигляду:

$$
\begin{aligned}
m\ddot{x}_{ЦТ} &= \sum\left(R_{x_i} + f_i G_i + P_{T_i}\right) + P_{Ц1П_x} + P_{Ц2П_x} + P_{ЦСХ_x} + P_{\delta 1_x} + P_{\delta 2} \\
m\ddot{y}_{ЦТ} &= \sum\left(R_{y_i} + f_i G_i + P_{T_i}\right) + P_{Ц1П_y} + P_{Ц2П_y} + P_{ЦСХ_y} + P_{\delta 1_y} + P_{\delta} \\
J\dot{\omega} &= \sum\left(R'_{x_i} + R'_{y_i} + f_i G'_i + P'_{T_i}\right) + P'_{Ц1П} + P'_{Ц2П} + P'_{ЦСХ} + P'_{\delta 1} + P'_{\delta} \\
&+ M_1 + M_2 + M_3 - M_{C1} - M_{C2} - M_{C3}
\end{aligned}
\qquad (6)
$$

де $f_i G_i$ – опір коченню $i$-ої опори рушія; $M_1$, $M_2$, $M_3$ – обертальні моменти; $M_{C1}$, $M_{C2}$, $M_{C3}$ – моменти опору повороту; $R'_{x_i}$, $R'_{y_i}$, $f_i G'_i$, $P'_{T_i}$, $P'_{Ц1П}$, $P'_{Ц2П}$, $P'_{ЦСХ}$, $P'_{\delta 1}$, $P'_{\delta 2}$ – моменти відповідних сил.

Рівняння руху в режимі статичного повороту набувають вигляду трьох рівнянь рівноваги:

$$\begin{aligned}
&\sum\left(R_{x_i} + f_i G_i + P_{T_i}\right) + P_{Ц1П_x} + P_{Ц2П_x} + P_{ЦСХ_x} + P_{\delta 1_x} + P_{\delta 2_x} = \\
&\sum\left(R_{y_i} + f_i G_i + P_{T_i}\right) + P_{Ц1П_y} + P_{Ц2П_y} + P_{ЦСХ_y} + P_{\delta 1_y} + P_{\delta 2_y} = \\
&\sum\left(R'_{x_i} + R'_{y_i} + f_i G'_i + P'_{T_i}\right) + P'_{Ц1П} + P'_{Ц2П} + P'_{ЦСХ} + P'_{\delta 1} + P'_{\delta 2} \\
&+ M_1 + M_2 + M_3 - M_{C1} - M_{C2} - M_{C3} = 0.
\end{aligned} \tag{7}$$

Однак, навіть при малій швидкості руху, поворот також може мати нестаціонарний режим. При відсутності відцентрових сил інерції, незважаючи на змінний радіус, в кожен момент часу зовнішні сили разом з реакціями з боку ґрунту представляють врівноважену систему сил. Це дозволяє представити процес руху як квазістатичний поворот, модель якого є змішаною системою, що складається з алгебраїчних рівнянь статичного повороту і диференціальних рівнянь для побудови траєкторії.

Модель статичного повороту представляється рівняннями: три рівняння руху (7); $n$ рівнянь геометричних зв'язків (4); $n-1$ рівнянь кінематичних зв'язків (5).

Диференціальні рівняння траєкторії мають перший порядок і можуть бути записані на підставі теорії криволінійного інтеграла:

$$\begin{aligned}
dx_{ЦТ} &= V_T \cos\left(\int \frac{V_T}{x_0(\tau)} d\tau\right) dt; \\
dy_{ЦТ} &= V_T \sin\left(\int \frac{V_T}{x_0(\tau)} d\tau\right) dt.
\end{aligned} \tag{8}$$

При русі по криволінійній траєкторії необхідно визначити кутову швидкість внутрішнього (відносно центру повороту) керованого колеса, а отже, і кутову швидкість повороту рульового колеса.

Кутова швидкість повороту внутрішнього керованого колеса визначається як:

$$\omega_\alpha = \frac{\omega_{рк} \cdot \eta_{рм}}{i_{рм}}, \tag{9}$$

де $\omega_{рк}$ – кутова швидкість рульового колеса; $\eta_{рм}$ – об'ємний ККД рульового механізму; $i_{рм}$ – передавальне число рульового механізму.

Поворот рульового колеса описується рівнозмінним обертовим рухом, для якого характерно постійне значення кутового прискорення $\dot{\omega}_{рк} = const$. З огляду на фізичну можливість водія забезпечити значення кутової швидкості кермового колеса в межах $\omega_{рк}$ = 7 ... 9 рад/с. Визначимо кутову швидкість і кут повороту $v$ рульового колеса за формулами:

$$\omega_{рк} = \omega_0 \pm \dot{\omega}_{рк} \cdot t\,,\ v = \omega_0 \cdot t \pm \dot{\omega}_{рк} \cdot \frac{t^2}{2}, \tag{10}$$

де $\omega_0$ – початкова кутова швидкість; $t$ – час впливу оператора на рульове колесо.

Поворот трактора, за рахунок впливу зовнішніх факторів, збурюючих, представлених в залежностях (6) і (7), набуває нерівномірний обертальний рух. Даний рух характеризується змінними значеннями, як кутового прискорення $\dot{\omega}_\alpha \neq const$, так і кута повороту $\alpha = f(t)$. Тоді, рівняння (9) набуде вигляду:

$$\omega_\alpha = \dot{\alpha} = \frac{\left[\omega_0 \pm \dot{\omega}_{рк} \cdot t\right] \cdot \eta_{рм}}{i_{рм}}. \tag{11}$$

Для характеристики нерівномірного обертального руху трактора скористаємося кутовим прискоренням. За умови $\omega_0 = 0$, рівняння (11) набуде вигляду:

$$\dot{\omega}_\alpha = \frac{\dot{\omega}_{рк} \cdot \eta_{рм}}{i_{рм}} = \ddot{\alpha}\,. \tag{12}$$

Відношення кутових прискорень рульового колеса і трактора задають об'ємним ККД і передаточне число рульового механізму:

$$\frac{\dot{\omega}_\alpha}{\dot{\omega}_{рк}} = \frac{\eta_{рм}}{i_{рм}}. \tag{13}$$

Так як для даного трактора $i_{рм} = const$, то характеристикою об'ємного ККД буде передавальна функція $K_i$:

$$K_i = \frac{\dot{\omega}_\alpha}{\dot{\omega}_{рк}}. \tag{14}$$

Радіус повороту транспортного агрегату $r_{ц1n}$, визначається як відстань від центру повороту транспортного агрегату до центру агрегату за такими формулами [10].

Для транспортного агрегату з трактором, що має передні керовані колеса:

$$r_{ц1n} = \frac{L}{tg\,\psi_k}, \tag{15}$$

де $L$ – поздовжня база трактора, м; $\psi_k$ – середній кут повороту керованих коліс.

Для транспортного агрегату з трактором, що має шарнірну раму і однакову подовжню базу $L$ передньої і задньої ланки рами:

$$r_{ц1n} = \frac{L'}{2 \cdot tg \frac{\psi_p}{2}}, \tag{16}$$

де $L'$ – поздовжня база заднього ланки рами трактора, м; $\psi_p$ – кут складання рами по відношенню до вісі ведучих коліс.

Мінімальний радіус повороту $r_{\min}$, який представляє собою відстань від центру повороту до вісі колії переднього зовнішнього керованого колеса при максимальному куті його повороту, без урахування бічного відведення шин, визначається за аналогічними залежностями:

$$r_{\min} = \frac{L}{\sin \Theta_{\max}} = \frac{L}{tg \psi_k^{\max}}, \tag{17}$$

де $\Theta_{\max}$ – максимальний кут повороту зовнішнього колеса; $\psi_k^{\max}$ – максимальний середній кут повороту керованих коліс по відношенню до вісі ведучих коліс.

Для трактора з передніми керованими колесами:

$$r_{\min} = \frac{L}{tg\left(\psi_k^{\max} - \delta_1\right) + tg\delta_2}. \tag{18}$$

Для трактора з шарнірної рамою або з передніми і задніми керованими колесами:

$$r_{\min} = \frac{\frac{l_1}{\cos \Theta_{\max}} + l_2}{tg\left(\Theta_{\max} - \delta_1\right) \pm tg\delta_2}. \tag{19}$$

де $\delta_1$ і $\delta_2$ – кути відведення відповідно передніх і задніх шин; $l_1$ і $l_2$ - відстань відповідно від передньої і задньої вісі до шарніра; $\Theta_{\max}$ – максимальний кут повороту зовнішнього колеса.

При русі по криволінійній траєкторії необхідно визначити кутову швидкість внутрішнього (щодо центру повороту) керованого колеса, а отже, і кутову швидкістю повороту рульового колеса.

Кутова швидкість повороту внутрішнього керованого колеса визначається як:

$$\dot{\overline{\omega}}_{\alpha} = \frac{\dot{\overline{\omega}}_{рк} \cdot \eta_{рм}}{i_{рм}}, \tag{20}$$

де $\dot{\overline{\omega}}_{рк}$ – кутова швидкість рульового колеса; $\eta_{рм}$ – ККД рульового механізму; $i_{рм}$ – передавальне число рульового механізму.

Врахуємо фізичну можливість водія забезпечити значення кутової швидкості рульового колеса в межах $\omega_{рк}$ = 7 ... 9 рад/с:

$$\frac{\dot{\bar{\omega}}_{\alpha}}{\dot{\bar{\omega}}_{рк}} = \frac{\eta_{рм}}{i_{рм}}. \qquad (21)$$

Визначимо кутову швидкість і кут повороту рульового колеса за формулами:

$$\omega_{рк} = \omega_0 \pm \dot{\omega}_{рк} \cdot t\,,\ \vartheta = \omega_0 \cdot t \pm \dot{\omega}_{рк} \cdot \frac{t^2}{2}, \qquad (22)$$

де $\omega_0$ – початкова кутова швидкість; $t$ - час впливу оператора на рульове колесо.

Таким чином, на основі отриманої аналітичної моделі визначено узагальнюючий діагностичний параметр – передавальна функція кутових прискорень внутрішнього керованого і рульового коліс, яка дозволяє оцінити функціонування систем рульового керування без необхідності втручання в конструкцію або припинення технологічного процесу. Для трактора на транспортних роботах вирішується завдання підвищення функціональної точності, при якій оцінюється відхилення при русі від конфігурації проїзної частини дороги (коридор руху). При цьому вирішується завдання для короткочасного одноразового і багаторазового, тривалого дискретного і безперервного впливу водія на кермо трактора. Для даних режимів роботи трактора на транспортних роботах обґрунтована методологія забезпечення функціональної стабільності гідрооб'ємного рульового керування. Використовуючи дані критерії можна оцінити функціонування транспортного агрегату по кутовому прискоренню внутрішнього керованого колеса і, відповідно, кутовому прискоренню повороту рульового колеса. Експрес-метод діагностування гідрооб'ємного рульового керування трактора базується на оцінці прискорення повороту трактора з одного крайнього положення в інше при різному технічному стані агрегатів і вузлів. Приладове забезпечення експрес-метода технічного діагностування – вимірювальний комплекс ВДВММ 4-001 та додатково розроблене авторське обладнання для визначення кутового прискорення рульового колеса (рис. 2).




а б

1 – обчислювальний блок; 2, 3 – акселерометри MMA7260QT; 4 – дисплей; 5 – блок живлення; 6 – оптичний датчик

Рис. 2 – Структурна схема (а) і загальний вигляд вимірювального комплексу (б)

На рис. 3 наведено фрагмент сигналу від акселерометра (1) і після фільтрації з використанням фільтра Баттерворта (2), що отримано при попередній серії досліджень тракторного агрегату.

Середньоарифметичне значення часу повороту направляючих коліс визначається за формулою:

$$\overline{T} = \frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N} t_n \,, \tag{23}$$

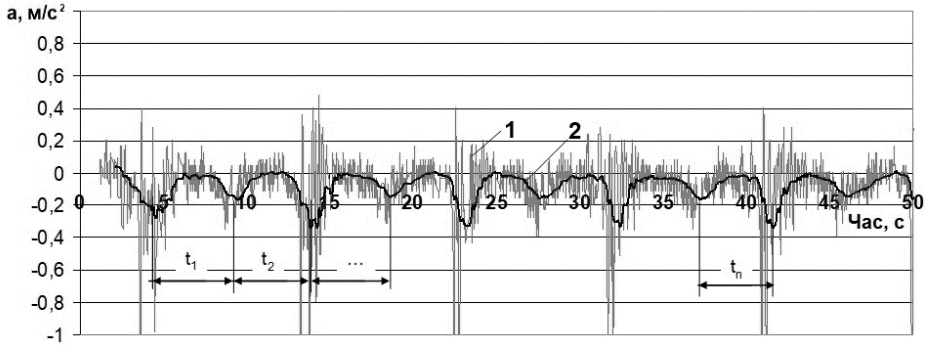
де $t_n$ – час здійснення одного циклу, с; $N$ – кількість циклів

Тоді $\overline{T}$ = 4,57 с.

Вибіркове середньоквадратичне відхилення часу здійснення одного циклу:

$$\sigma_t = \sqrt{\frac{\sum_{t=1}^{n}\left(t_i - \overline{T}\right)^2}{n-1}}, \tag{24}$$

$$\sigma_t = 0{,}22.$$




1 – масив виміряних даних; 2 – відфільтрований сигнал

Рис. 3 – Перехідний процес прискорення $a$ повороту трактора ХТЗ-17221 на місці

Коефіцієнт варіації, що показує відносне коливання окремих значень біля середнього арифметичного:

$$v_x = 100\left(\frac{\sigma_x}{\overline{x}}\right), \tag{25}$$

$$v_x = 4{,}8\%.$$

Значення коефіцієнту варіації свідчить про високу погодженість у результатах вимірювання.

Об’єм фактичних даних, необхідний для встановлення нормованого значення показника, залежить від необхідної точності і достовірності встановлення нормативу. Орієнтовно об’єм фактичних даних можна визначити по формулі:

$$n \geq \frac{t v_x^2}{\delta^2}, \tag{26}$$

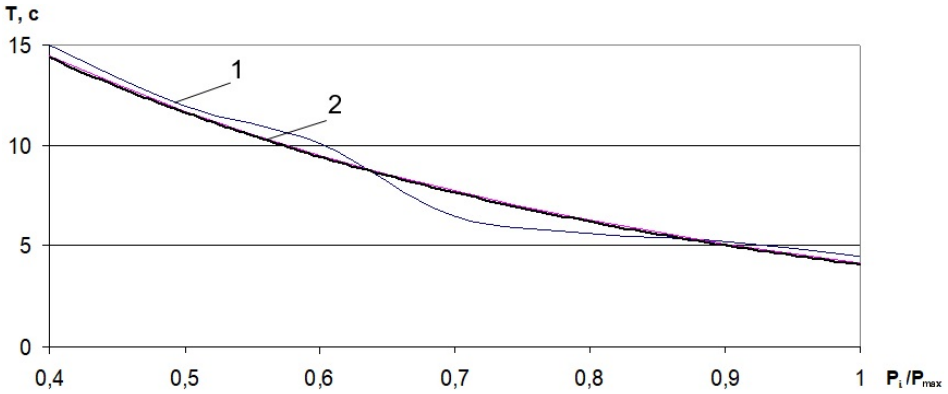
де $t$ – нормоване відхилення, що відповідає квантилю розподілу Стьюдента при довірчій вірогідності $\gamma$ = 0,95 або $\gamma$ = 0,99 і залежить від числа випробувань $n$; $v_x$ – коефіцієнт варіації показника, що нормується; $\delta$ – задана відносна похибка вимірювання нормованого параметру.

При довірчій ймовірності $\gamma$ = 0,95 – $t$ = 2,23, відносну похибку вимірювання часу приймаємо $\delta$ = 1%. Кількість вимірювань необхідна для встановлення нормованого значення – $n \geq 51$.

Середнє значення контрольованого параметру розраховане по основній вибірці $\overline{T}_н$=4,53 с, середньоквадратичне відхилення $\sigma_{tн}$=0,17, коефіцієнт варіації $v_{xн}$=3,8%.

Для встановлення залежності об'ємного коефіцієнту корисної дії рульового керування від часу здійснення повороту на місці із крайнього в крайнє положення необхідно попередньо провести експериментальне дослідження по визначенню залежності часу повороту від тиску робочої рідини в системі рульового керування і отримати апроксимуючу залежність.

Для цього проведено вимірювання по розробленій методиці змінюючи тиск рідини в гідрооб'ємному рульовому керуванні (рис. 4).




1 – теоретичний розрахунок; 2 – експеримент

Рис. 4 – Залежність часу повороту $T$ трактора ХТЗ-17221 на місці від тиску $P_i/P_{\max}$ робочої рідини

Вид кривої на рис. 3.6 дозволяє зробити висновок про можливість її апроксимації степеневою функцією виду:

$$T = \kappa \cdot e^{b\left(\frac{a_i}{a_{\max}}\right)}, \tag{27}$$

де $\kappa$, $b$ – постійні коефіцієнти.

Використовуючи метод найменших квадратів знайдемо:

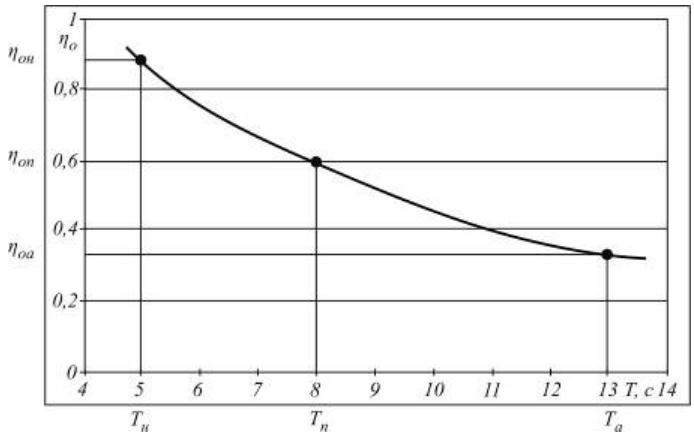
$$T = 33{,}3 \cdot e^{2{,}1\left(\frac{a_i}{a_{\max}}\right)}, \tag{28}$$

де $a_i$, $a_{\max}$ – прискорення повороту відповідно при реальному і номінальному технічному стані.

Співвідношення $P_i / P_{\max}$ визначає об'ємний ККД гідрооб'ємного рульового керування, тобто $\eta_o = f(T)$ (рис. 5).

Статистичною обробкою даних встановлено, що розрахункове значення критерію Пірсона, яке становить 0,84963 засвідчує високу тісноту взаємозв'язку досліджуваних величин кутових прискорень рульового колеса трактора та транспортного агрегату.

Здійснюючи перевірку значимості отриманого коефіцієнта кореляції Пірсона з критичними (табличним значенням коефіцієнта кореляції $r$-Пірсона), при рівні значимості $\alpha$ = *0,5* і ступені свободи $m-2$ = *12* критичне значення коефіцієнта кореляції $r$-Пірсона дорівнює 0,576, що дає підстави стверджувати про те, що отримане значення коефіцієнта Пірсона є більшим від теоретичного (критичного) і вказує на взаємозв'язок досліджуваних величин.




$T_н$, $T_п$, $T_а$ – час повороту відповідно при номінальному $\eta_{он}$, гранично допустимому $\eta_{оп}$ та аварійному $\eta_{оа}$ об'ємному ККД (теча у з'єднаннях)

Рис. 5 – Номограма визначення об'ємного ККД ($\eta_o$) гідрооб'ємного

**4. ВИСНОВКИ**

Таким чином, на основі отриманої аналітичної моделі повороту трактора на транспортних роботах визначено узагальнюючий діагностичний параметр технічного стану рульового керування трактору – передавальну функцію кутових прискорень рульового і керованого коліс або напіврам, яка дозволяє оцінити його функціонування без втручання в конструкцію або припинення транспортного процесу. Розроблений експрес-метод оцінки технічного стану гідрооб'ємного рульового керування трактора, сутність якого полягає у визначені часу повороту

керованих коліс або напіврам трактора на місці і оцінки за номограмою його об'ємного ККД( $\eta_0$ ). Обґрунтовані для рульового керування тракторів серії ХТЗ-170 значення $\eta_0$: номінальне – $\eta_{ОН}$ = 0,85; допустиме – $\eta_{ОД}$ = 0,6; аварійне – $\eta_{ОА}$ < 0,35.

Обґрунтована технологія діагностування гідрооб'ємного рульового керування трактора і його елементів без їх демонтажу по кутовому прискоренню повороту керованих коліс або напіврам трактора. Доведено, що для тракторів серії ХТЗ-170 номінальне значення ККД $\eta_{ОН}$ гідроприводу забезпечується при амплітуді поперечних прискорень $a$ < 0,4 м/с$^2$; номінальний технічний стан насоса-дозатора при часу ( $t_1$ ) часткового повороту напіврам трактора – $t_1$ = 2,4 с, поворот напіврам трактора з крайнього правого положення в крайнє ліве, при зміні положення золотника насоса-дозатора, викликає збільшення часу – $t_2$ = 9,4 с; різниця часу повороту трактора «вправо-вліво», за якою оцінюється технічний стан гідроциліндрів повороту, не повинна перевищувати $\Delta t$ = 0,5 с.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1]. Бельских В.И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники / В.И. Бельских // – М.: Колос, 1980. – 575 с.

[2]. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин / В.М. Михлин // – М.: Колос, 1976. – 288 с.

[3]. Харазов А.М. Техническая диагностика гидроприводов машин / А.М. Харазо // – М.: Машиностроение, 1979. – 112 с.

[4]. Яремченко В.В. Обґрунтування нового методу технічного діагностування гідравлічного приводу комбайнів / В.В. Яремченко // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки, – 2012 р. - № 10, 5.2 (59), С. 128-132.

[5]. Алексеева Т.В. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др. // под общ. ред. Т.М. Башты . – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.

[6]. Мигаль. В.Д. Техническая диагностика автомобилей: справочное пособие в 6 томах. Том 4. Средства диагностики (книга 1) / В.Д. Мигаль // – Х.: Из-во Майдан, 2012. – 596 с.

[7]. Мозгалевский А.В. Техническая диагностика (непрерывные объекты) / А.В. Мозгалевский, Д.В. Гаспаров // – М.: Высшая школа, 1975. – 207 с.

[8]. Жуковский Н.Е. Условие равновесия твердого тела, опирающегося на неподвижную плоскость некоторой площадкой и могущего перемещаться вдоль этой плоскости с трением / Н.Е. Жуковский // – Труды отделения физических наук общества любителей естествознания, т. IX, вып.1, 1987, С. 339-354.

[9]. Трояновская И.П. Повышение эффективности малогабаритного погрузчика путем улучшения его поворотливости / И.П Трояновская // – дисс. … канд. техн. наук, ЧГАУ, Челябинск, 2002. – 167с.

[10]. Опейко Ф.А.. Колесный и гусеничный ход / Ф.А. Опейко – Минск, 1960. – 228 с.

## EFFECTIVENESS INCREASE OF TECHNICAL STATE CONTROL OF TRACTOR STEERING IN TRANSPORT WORKS

The currency of the work and its reasonability are due to the need to increase the efficiency of use in the agricultural sector of tractors in transport work. According to the development of agricultural production the role of transport has been steadily increasing. The share of transport works, which carried out by tractors in the agricultural sector, accounts for more than 35% of the volume of main works. The purpose and task of the study is speeded up the structural assessment of the hydrostatic tractor control in transport works according to the controllability assessment. Technical diagnostics of tractors and self-propelled agricultural machinery is one of the important elements of their maintenance and repair. Diagnosing machines allows us to determine the technical condition of aggregates, mechanisms and systems of the machine without disassembling them, to prognoses the service life of assemblies, practically to control their technical condition, assigning appropriate repair and servicing impact and performing them in the process of maintenance and repair. This reduces the idle time of the machine, provides significant cost savings for its maintenance and repair. Carrying out of only reallywell-grounded maintenance, adjustment and repair operations reduces the consumption of service parts, fuel and oil substances. So, timely detection and elimination of significant malfunctions in power systems of the engine, transmission units or undercarriage improves fuel and economic indexes and engine service rating by 10-15%, improves the environmental indexes by 20-30%, improves the safety of the machine operation. The main scientific result of the article is the development of theoretical bases and methodological principles for improving the efficiency of control of the technical state of the tractor's steering control on transport works. The proposed index of tractor's assessment of transport operations is a transfer function of angular accelerations of steering wheels and a helm which allows to evaluate its functioning without interfering within the construction or stopping of the transport process. An express method for assessing the technical condition of the hydraulic power steering of the tractor and its components without dismantling was developed. Experimental studies of stability of tractor's traffic on transport works and the complexity of diagnosing of hydrostatic steering control of tractor on the basis of the justified express method have been carried out.

**УДК 624.436.068.4**

# СПОСОБЫ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ

**КУХАРЁНОК Георгий, БЕРЕЗУН Виталий**

Определены три способа организации рабочего процесса, по-разному влияющие на выбросы $NO_x$ и $PM$, отличающиеся типом индикаторной диаграммы (ИД): одногорбая, двугорбая и с неявным пиком $p_z$. Основным регулировочным параметром, определяющим тип ИД, является θ, который помимо влияния на величину $p_z$ оказывает воздействие на положение его значения относительно верхней мертвой точки.

Изменение типа ИД к смежному происходит через переход от начальной стадии к предельной, характеризующихся значениями $p_{впр}$ и $\rho_p$. Организация предельных стадий при любом типе ИД сопряжена со снижением эффективности сгорания.

Получены ИД для каждого режима цикла токсичности при различных $p_{впр}$, θ и $\rho_p$, позволяющие производить оценку протекания рабочих процессов (РП) с учетом направлений повышения эффективности сгорания, снижения $NO_x$ и $PM$, а также соотношения затрачиваемой и полезной работы.

Выбраны граничные условия регулировочных параметров управления РП, позволяющие определить диапазон исследования выброса вредных веществ (ВВВ).

Определено, что снижение выбросов $NO_x$ происходит при организации РП с проседанием ИД в области активного сгорания, при этом ее площадь перераспределяется в область догорания и сжатия. В отличие от снижения $p_{впр}$ и θ, увеличение $\rho_p$ за счет уменьшения затрачиваемой работы, выраженной в увеличении наклона участка сжатия ИД, позволяет снизить $NO_x$ с I типом ИД. Организация начальной стадии I типа ИД с рециркуляцией отработавших газов (РОГ) позволяет выделить область минимизации расхода топлива на каждом режиме работы дизеля, что позволяет проводить сравнительную оценку изменения эффективности РП при выборе направления снижения ВВВ.

## 1. ВВЕДЕНИЕ

Направление развития современного дизельного двигателестроения сформировано главным образом требованиями по ограничению выбросов вредных веществ [1, 2]. С учетом доступных на текущий момент технологий выбор направления снижения выбросов вредных веществ двигателя обусловлен нахождением компромисса между степенью совершенствования рабочего процесса и эффективностью системы очистки отработавших газов (ОГ).

Рекомендаций по определению соотношения между необходимой степенью совершенствования РП дизеля и степенью сложности технологии очистки ОГ с точки зрения создания комплексной сбалансированной системы в современных научных работах приведено недостаточно. В связи с этим возникает неопределенность в сфере определения граничных условий параметров, определяющих характер протекания РП, для каждого режима цикла токсичности. Решение этого вопроса, в призме рассмотрения обеспечения результирующего значения выбросов с учетом топливной экономичности, является одной из важнейших задач совершенствования РП дизеля.

Безусловно, роль основного вектора отдается эффективности протекания внутрицилиндровых процессов, для оценки которой необходимо рассматривать

изменение экологических и топливно-экономических показателей в контексте протекания формы индикаторной диаграммы.

## 2. ФОРМУЛИРОВАНИЕ ЦЕЛИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью исследования является обоснование и выбор способов организации РП при определении направления снижения ВВВ.

## 3. ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА ИССЛЕДОВАНИЯ

Для проведения расчетных исследований РП применялась модель Разлейцева Н.Ф. [5, 6, 7], которая учитывает геометрические параметры цилиндра, частично описывает физико-химические процессы смесеобразования и горения, а также включает подмодель расчета выброса сажи.

Математическая модель дополнена новыми возможностями, позволяющими учитывать параметры рециркулируемых газов, определять выбросы дисперсных частиц (PM), оксидов азота ($NO_x$) и температуру ОГ ($T_r$') после турбокомпрессора (ТКР).

Для оценки выбросов PM рассмотрены современные представления о них с учетом этапов образования, фракционного и структурного составов, количественных, объемных и массовых характеристик, а также методы расчета [8,9]. Несмотря на уточнение описания отдельных стадий образования частиц, современные модели не обеспечивают точность расчета без использования экспериментальных данных.

Температурный фактор, являясь следствием процесса сгорания в цилиндре, оказывает непосредственное влияние на эффективность работы систем очистки ОГ. Ввиду того, что выбор параметров РП заключается в поиске компромисса между обеспечением «сырого» выброса дизеля и степени конверсии систем нейтрализации ОГ, оценка изменения температурного потока ОГ является существенным фактором в снижении ВВВ дизеля.

Для прогнозирования выброса дисперсных частиц и температуры отработавших газов после турбокомпрессора были проведены экспериментальные исследования и получены экспериментальные зависимости, которые включены в модель рабочего процесса. Объект исследования – дизель 4 ЧН 11/12,5 (Д – 245.2S4) производства Минского моторного завода.

Экспериментальные исследования проводились на стенде, схема которого приведена на рис. 1. Он состоит из системы управления и активного контроля параметров топливоподачи объекта исследования, систем управления топливоподачей и режимами нагружения дизеля, комплекса индицирования и систем измерения параметров работы дизеля и состава отработавших газов [7].

В качестве балансирной машины использовался тормозной стенд с динамометром постоянного тока максимальной мощностью 247 кВт. Индицирование дизеля осуществлялось высокоточным комплексом *AVLINDIMASTERADVANCED 670*, позволяющим регистрировать текущее значение давления газов в цилиндре (с погрешностью измерения ±2 % в диапазоне измеряемых величин 3…20 МПа).

Частота регистрации задавалась при помощи оптического устройства в зависимости от положения синхронизирующего диска, проградуированного через

0,5 град ПКВ. Измерение выбросов газообразных компонентов ОГ производилось газоаналитическим комплексом *AMA 4000*, регистрирующим объемные концентрации выбросов. Выбросы *PM* измерялись микротуннелем частично-поточного разбавления потока ОГ *SPC-478*, принцип измерения которого основан на гравиметрическом методе. Дымность отработавших газов и выброс сажи измерялись соответственно дымомерами *AVL-439*и *AVL-415*. Контроль степени РОГ проводился по концентрации $CO_2$ в ОГ и свежем заряде.

Определение промежуточных и итоговых удельных показателей ВВВ производилось согласно методике Правил ЕЭК ООН № 96.

Как показали результаты испытаний, в выбранном диапазоне исследования параметров топливоподачи и степени рециркуляции отработавших газов, доля сажевых компонентов является доминирующей. Получена зависимость *PM*, г/кВт·ч, от содержания сажи (рис. 2), которая включена в математическую модель:

$$PM = -0,53 \cdot PM_s^2 + 1,21 \cdot PM_s + 0,03, \quad (1)$$

где $PM_s$– выброс сажи, г/кВт·ч.

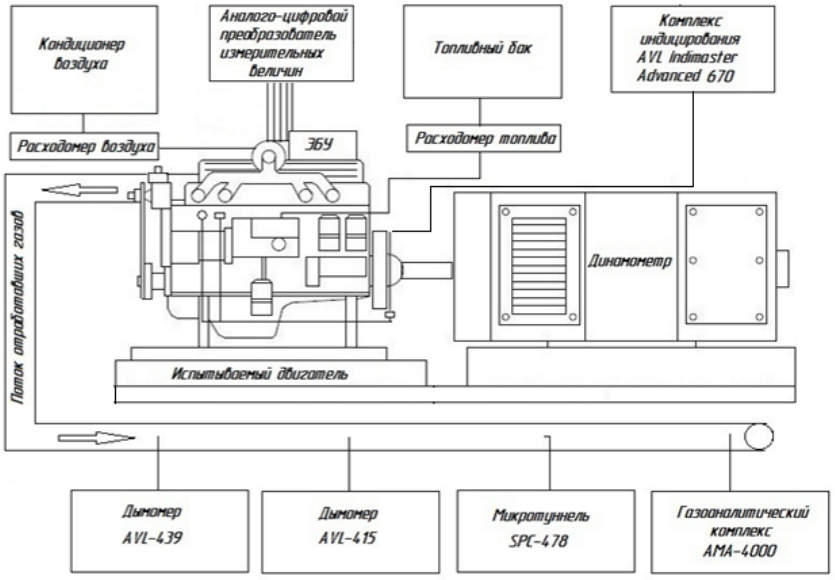



Рис. 1 – Схема экспериментального стенда

Определив значения температур газов в цилиндре в момент открытия выпускного клапана и сопоставив с экспериментальными значениями температур ОГ после ТКР $T_r'$, измеренных при различных значениях параметров топливоподачи и степени РОГ (рис. 3) была получена зависимость:

$$T_r' = 0,362 \cdot T_{\text{о.вып.кл.}} + 275,1, \text{ K}; \quad (2)$$

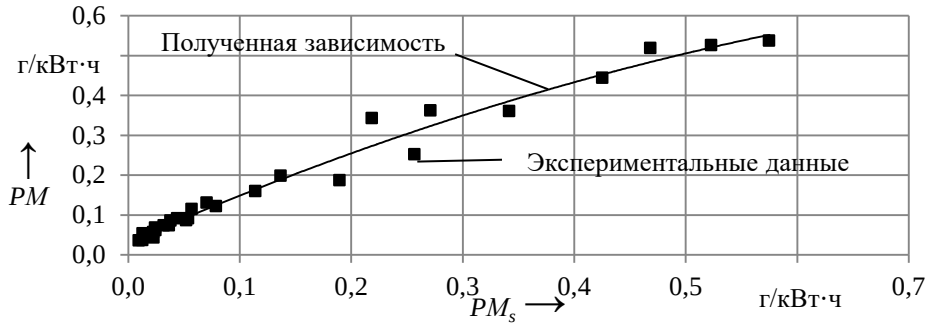



Рис. 2 – Зависимость *PM* от $PM_s$

где $T_{\text{о.вып.кл.}}$ - температур газов в цилиндре в момент открытия выпускного клапана, К.

Зависимость имеет линейный характер и позволяет прогнозировать температуру ОГ на основании обработки ИД.

Для проверки адекватности математической модели результаты расчета для номинального режима были сопоставлены с экспериментальными данными.

Была выполнена проверка соответствия расчетной формы индикаторной диаграммы (ИД) по критерию Фишера [5].

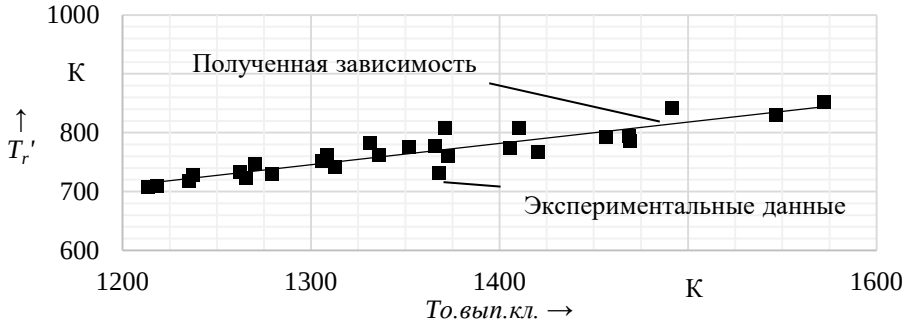



Рис. 3 – Сопоставление температур

Полученное значение $F$ = 1,08 <$F_{кр}$= 1,16 для вероятности выполнения условия $P_в$= 0,95 подтверждает адекватность модели.

Величины дисперсий результативного признака при проверке адекватности расчета *PM* и $T_r$', не опускаются ниже 95%, что говорит о высокой статистической значимости зависимостей для их расчета.

По уточненной модели РП было проведено расчетное исследование для каждого режима цикла токсичности NRSC. При проведении расчетных исследований в качестве оценочных параметров для определения направления совершенствования рабочего процесса были выбраны выбросы $NO_x$ и *PM*, а также удельный расход топлива ($g_e$). Диапазон варьирования регулировочных параметров ограничивался условиями обеспечения температуры ОГ до турбокомпрессора не

выше 750 ° С, в результате чего была сформирована 27-ми ступенчатая последовательность изменения параметров топливоподачи и степени РОГ, изображенная на рис. 4.

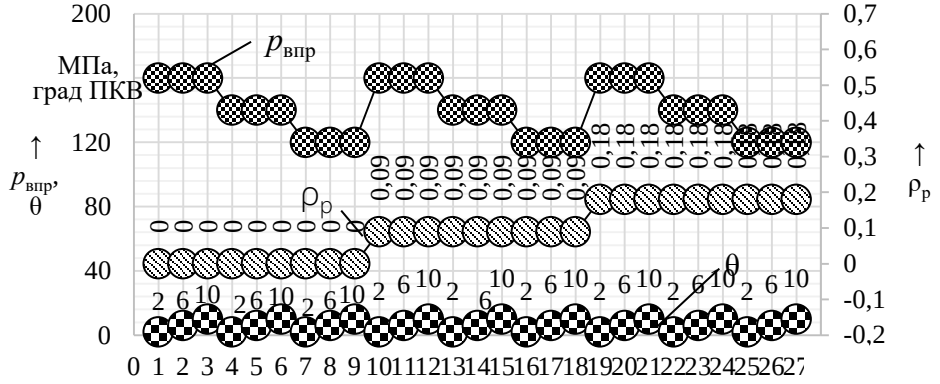



Рис. 4 – Последовательность изменения параметров топливоподачи и степени РОГ при моделировании рабочего процесса

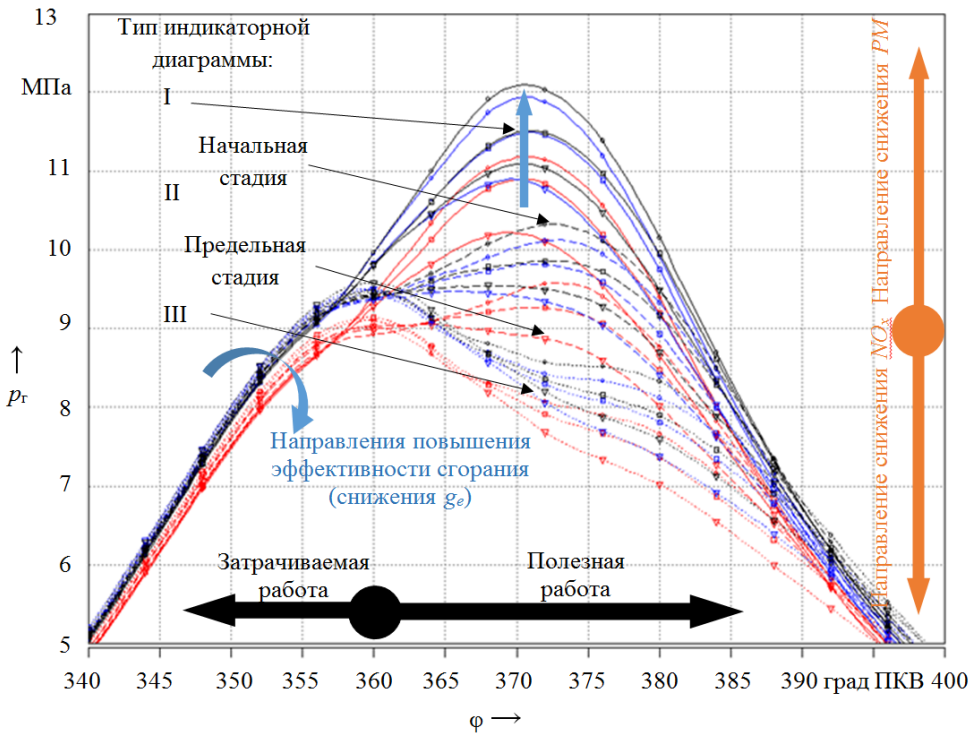
Для эффективного использования времени и снижения трудозатрат при проведении эксперимента и расчетов было проведено планирование исследования.

Методика исследований предусматривала проведение расчетов на номинальном режиме ($n$ = 2200 мин$^{-1}$, $M_к$ = 391 Н·м), на котором параметры топливоподачи и степень РОГ последовательно варьировались посредством изменения настроек электронного блока управления дизеля, формирующего сигналы управления исполнительными механизмами (топливные инжекторы, клапан РОГ, расходный клапан ТНВД).

Получены расчетные ИД для каждого режима цикла токсичности при различных давлениях впрыскивания топлива $p_{впр}$, углах опережения впрыскивания топлива θ и степенях рециркуляции $\rho_р$ (рис. 5). Они позволяют производить оценку протекания рабочих процессов с учетом направлений повышения эффективности сгорания, снижения $NO_x$ и $PM$, а также соотношения затрачиваемой и полезной работы. Рассмотрев ИД для номинального режима работы дизеля определены три способа организации РП, отличающиеся типом ИД, которые характеризуются отношением максимального давления сгорания $p_z$ к давлению конца сжатия $p_c$:

1) I тип – одногорбая ИД при $p_z/p_c > 1$;
2) II тип – двугорбая ИД при $p_z/p_c > 1$;
3) III тип – ИД при $p_z/p_c \leq 1$ (с неявным пиком $p_z$).

Общие подходы в изучении РП длительное время отрабатывались при организации I типа ИД, однако в современных условиях для достижения низкого уровня ВВВ характерен, скорее, ее частный случай, при котором начало сгорания осуществляется в области или после ВМТ.




Последовательность изменения параметров соответствует значениям рисунка 4.

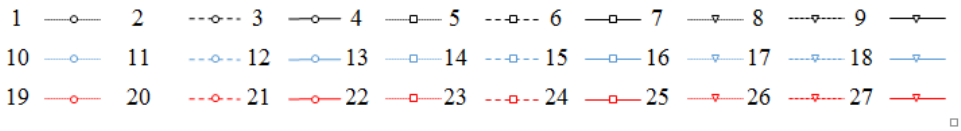



Рис. 5 – Расчетные индикаторные диаграммы для номинального режима работы

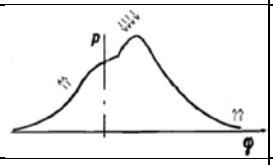
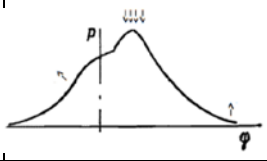
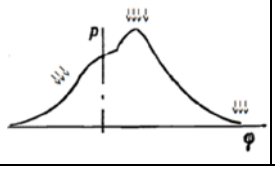
Основным регулировочным параметром, определяющим тип ИД, является θ, который оказывает влияние не только на величину $p_z$, но и на положение его значения относительно ВМТ. Изменение типа ИД варьированием $p_{впр}$ и $\rho_р$ при сохранении высоких значений θ с точки зрения топливной экономичности является не эффективным. Влияние регулировочных параметров $p_{впр}$, θ и $\rho_р$ на форму ИД рассмотрены в таблице 1.

Для рассмотрения направлений снижения ВВВ целесообразно рассматривать снижение $NO_x$ с учетом возможного роста $PM$ в пределах последовательного ограничения $g_e$. ИД в этом случае видоизменяется от I типа к III.

На номинальном режиме снижение θ до 2 град ПКВ гарантирует переход к III типу ИД при любых значениях $p_{впр}$ и $\rho_р$. Причем со снижением θ величина $p_c$ увеличивается, диаграмма становиться более полной за счет снижения скорости падения давления в цилиндре, а полезность повышения $p_{впр}$ падает. Ввиду этого

потенциал уменьшения выбросов $NO_x$ снижается за счет роста затрачиваемой работы и, как следствие, $g_e$.

Таблица 1 - Влияние регулировочных параметров на форму ИД

| θ | $p_{впр}$ | $\rho_p$ | Направления изменения формы ИД | $p_c$ | $p_z$ | $\varphi_{p_z}$ | $\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{max}$ | $\varphi_{\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{max}}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ▼ | • | • |  | ↑↑ | ↓↓↓↓ | ↑ | ↘↗ | ↗↘ |
| • | ▼ | • |  | ↑ | ↓↓↓↓ | • | ↓ | ↓ |
| • | • | ▲ |  | ↓↓↓ | ↓↓↓↓ | • | ↓ | ↓ |

Примечание: ▲- направление изменения регулировочного параметра;

• -неизменяется; ↑ - малое влияние; ↑↑ - среднее влияние; ↑↑↑ - большое влияние; ↑↑↑↑ - значительное влияние

Направления изменения параметров выбраны исходя из условия снижения выбросов $NO_x$, что сопровождается перераспределением площади в сторону организации IIIтипа ИД. При этом центральная часть ИД проседает за счет перераспределения площади в область догорания, и сжатия.

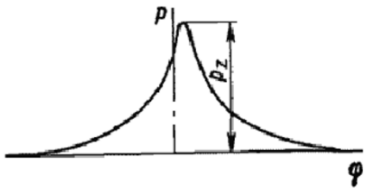
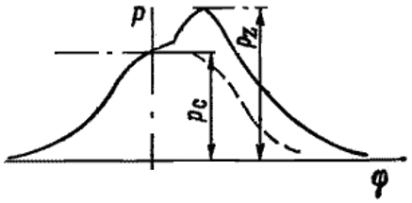
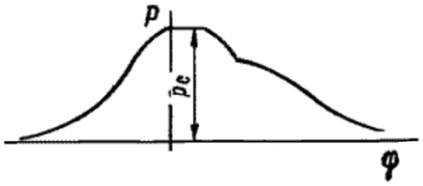
Степень влияния на характерные области ИД каждого из регулировочных параметров различна и характеризуется интенсивностью и направлением воздействия на $p_c$ и $p_z$. Причем при снижении $p_{впр}$ и θ характер перераспределения площади ИД совпадает, однако интенсивность увеличения площади ИД в области сжатия для θ выше. Увеличение $\rho_p$ при неизменных параметрах $p_{впр}$ и θ приводит к практически эквидистантному опусканию ИД в том числе и в области, характеризующей работу, затрачиваемую на сжатие. Это придает $\rho_p$ особую роль в области совершенствования РП дизеля.

С точки зрения обеспечения высокой топливной экономичности более эффективным является I тип ИД, в то время, как для обеспечения выбросов $NO_x$ приоритетным типом ИД является III тип. II тип ИД является пограничным между I и III, а по целевому направлению снижения ВВВ схож с III, при значительно меньших значениях выбросов *PM*. Для определения эффективного диапазона

исследования, по глубине изменения каждый тип ИД разделен на стадии: начальную и предельную. Предельная стадия I типа ИД приближается к начальной стадии II, а предельная II схожа с начальной стадией III типа.

Влияние изменения формы ИД на $g_e$, $NO_x$ и $PM$ в сравнении с I типом ИД показано в таблице 2.

Таблица 2 - Влияние формы ИД на $g_e$, $NO_x$ и $PM$

| Тип ИД | Форма ИД | $g_e$ | $NO_x$ | $PM$ |
|---|---|---|---|---|
| I |  | • | • | • |
| II |  | ↑ | ↓ | ↑ |
| III |  | ↑↑ | ↓↓ | ↑↑↑ |

*Примечание:* • - базовый цикл; ↑ - малое влияние; ↑↑ - среднее влияние; ↑↑↑ - большое влияние

Для рассмотрения направлений снижения ВВВ целесообразно рассматривать снижение $NO_x$ с учетом возможного роста $PM$ в пределах последовательного ограничения $g_e$. ИД в этом случае видоизменяется от Iтипа к III.

На номинальном режиме снижение θ до 2 град ПКВ гарантирует переход к III типу ИД при любых значениях $p_{впр}$ и $\rho_р$. Причем со снижением θ величина $p_c$ увеличивается, диаграмма становиться более полной за счет снижения скорости падения давления в цилиндре, а полезность повышения $p_{впр}$ падает. Ввиду этого потенциал уменьшения выбросов $NO_x$ снижается за счет роста затрачиваемой работы и, как следствие, $g_e$.

Другой характер влияния на ИД по сравнению с уменьшением θ оказывает рост $\rho_р$, что позволяет обеспечить соизмеримый выброс $NO_x$ при больших θ. Организация РОГ позволяет снизить выбросы $NO_x$ с I типом ИД за счет снижения работы, затрачиваемой на сжатие. Потенциал использования интенсивности

впрыска становиться выше, что позволяет улучшить топливно-экономические показатели. Предел снижения $NO_x$ при равнозначном расходе топлива с таким подходом также возрастает. Ограничивающим фактором является возможность организации высокой $\rho_p$ в пределе уровня $p_{впр}$, при котором возможно осуществить процесс сгорания без проседания $p_z$ ниже $p_c$.

В случае организации РОГ появляется возможность реализации подхода минимизации $g_e$, который свойственен РП с I типом ИД, причем в этом случае выбросы *PM* несколько увеличиваются при снижении $NO_x$.

**4.ВЫВОДЫ**

1. Определены три способа организации рабочего процесса, по-разному влияющие на выбросы $NO_x$ и *PM*, отличающиеся типом ИД: одногорбая, двугорбая и с не явным пиком $p_z$. Основным регулировочным параметром, определяющим тип ИД, является $\theta$, который определяет начало процесса сгорания относительно ВМТ.

2. Получены ИД для каждого режима цикла токсичности дизеля при различных $p_{впр}$, $\theta$ и $\rho_p$, позволяющие производить оценку протекания рабочих процессов с учетом направлений повышения эффективности сгорания, снижения $NO_x$ и *PM*, а также соотношения затрачиваемой и полезной работы.

**ЛИТЕРАТУРА**


[1]. Марков, В. А. Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. - М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 376 с.

[2]. Basshuysen, R. Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. Auflage /R. Basshuysen, F. Schäfer. - Wiesbaden : Vieweg & Sohn Verlag, 2007. - 1032 s.

[3]. Севиздрал, С. П. Состояние вопроса и перспективы развития двигателестроения в Республике Беларусь / С. П. Севиздрал, В. И. Березун // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2013. - № 6 (83). – С. 6-7.

[4]. Кухаренок Г.М. Обеспечение экологических показателей уровня ЕВРО-4 и ЕВРО-5 на автомобильных дизелях Минского моторного завода / Г.М. Кухаренок, С.П. Севиздрал, В.И. Березун // Вести автомобильно-дорожного института. – Горловка, 2012. - №1(14). – С. 95-105.

[5]. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. - Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.

[6]. Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов [и др.]. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2004. – 268 с.

[7]. Кухаренок Г.М. Снижение выбросов вредных веществ дизельных двигателей: [монография] / Кухаренок Г.М., Петрученко А.Н., Березун В.И. – М.: Новое знание, 2014. – 220 с.

[8]. Парсаданов, И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе топливно-экологического критерия / И. В. Парсаданов. – Харьков : Изд. центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.

[9]. Кухаренок, Г. М. Оценка содержания дисперсных частиц в отработавших газах дизельных двигателей / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Наука и техника. – 2016. – № 5. – С. 371–379.

## WAYS OF ORGANIZATION COMBUSTION PROCESS OF DIESEL

Determined three ways of organization combustion process, influencing on the $NO_x$ and *PM*, wherein the type of the indicator diagram indicating curve: one hump, two humps and the implied peak $p_z$. The main adjustment parameter that determines the type of indicator diagram is θ, which in addition to the effect on the value of $p_z$, shows the effect on the position of its value of the carrier of the upper dead point.

The change in the type of indicator diagram to adjacent occurs through the transition from the initial stage to the limit, characterized by the values of $p_{inj}$ and $\rho_p$. The organization of limit stages for any type of indicator diagram is associated with a decrease in combustion efficiency.

Received indicator diagrams for each mode of the cycle toxicity of toxicity at different $p_{inj}$, θ and $\rho_p$ allowing to assess the flow of work processes taking into account the directions of increasing the efficiency of combustion, reducing $NO_x$ and *PM*, as well as the ratio of cost and useful work.

The boundary conditions of the control parameters of the combustion process, allowing to determine the range of studies of emissions of harmful substances

It is determined that the reduction of $NO_x$ emissions occurs in the organization of the combustion process with the subsidence of the indicator diagram in the area of active combustion, while its area is redistributed to the area of burnout and compression. In contrast to the reduction of $p_{впр}$ and θ, the increase $\rho_p$ by reducing the work expended, expressed in increasing the slope of the compression area of the indicator diagram, allows to reduce $NO_x$ with the I type of indicator diagram. The organization of the initial stage I type of indicator diagram with recirculation of exhaust gases allows us to identify the area of minimizing fuel consumption in each mode of diesel operation, which allows a comparative assessment of changes in the efficiency of the combustion process when choosing the direction of emission reduction.

**УДК 629.017**

# ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНЦЕПЦІЇ ОЦІНЮВАННЯ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ МАШИН

**КЛЕЦ Дмитро, ДУБІНІН Євген, ХОЛОДОВ Антон, СЛИНЧЕНКО Ігор**

1. Удосконалено концепцію оцінювання та забезпечення експлуатаційних властивостей колісних машин на різних етапах життєвого циклу на прикладі стійкості руху та положення. Визначено структуру її основних складових на основі сучасних підходів до забезпечення безпеки їх використання. Концепція побудована на основі комплексного підходу, що передбачає: на етапі проектування – розробку теоретичних основ на базі сучасних підходів і методів для підвищення точності оцінювання та прогнозування показників експлуатаційних властивостей колісних машин; розробку конструкцій із високою стійкістю і вбудованих засобів її контролю (ВЗК) з врахуванням вітчизняного та закордонного досвіду; на етапі виробництва – технологічне забезпечення якості виготовлення систем і агрегатів машин, що безпосередньо впливають на стійкість (гальмівна система, кермове керування, ходова система тощо); виробництво перспективних вбудованих засобів контролю; розробка нових і вдосконалення існуючих методів випробувань колісних машин на стійкість; на етапі експлуатації – удосконалення підходів до системи «водій-машина-дорожні умови» у вигляді дотримання умов і правил експлуатації машин; забезпечення необхідного рівня контролю технічного стану агрегатів і систем, а також стану водія, що впливають на стійкість.

2. Розроблено відповідний підхід, на прикладі забезпечення стійкості колісних машин, на основі застосування мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу з відповідним програмним забезпеченням. Розроблено вимоги до мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу для оцінювання та забезпечення експлуатаційних властивостей колісних машин з урахуванням сучасних засобів і підходів, а також перспективний алгоритм роботи реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту. Створено сучасний мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс як основу інтелектуальної платформи. Результати досліджень можуть бути використані при сертифікації, експлуатації та модернізації колісних машин.

Ключові слова: концепція, експлуатація, безпека, колісна машина, реєстраційно-вимірювальний комплекс, модульний.

## 1. ВСТУП

Сучасний транспорт має стійку тенденцію до збільшення швидкості, продуктивності, вантажопідйомності, тощо. При цьому безпека використання таких транспортних засобів часто залежить безпосередньо від кваліфікації водія, дорожніх і кліматичних умов, про що свідчать статистичні дані про кількість ДТП [1–6]. Можливо домогтися значного зниження аварій, в тому числі впровадженням сучасних електронних систем, що контролюють параметри руху машини в режимі реального часу. Забезпечення безпеки експлуатації колісних машин вимагає кращих підходів до оцінювання, забезпечення та поліпшення їх експлуатаційних властивостей. В даний час комплексний підхід до формування експлуатаційних властивостей колісних машин не повністю визначений, що дозволяє говорити про

актуальність вдосконалення відповідної концепції на основі розробки та вдосконалення мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу.

Концепція забезпечення експлуатаційних властивостей повинна базуватися на фундаментальній науці, розділи і теоретичні розробки якої дозволяють вирішити поставлені завдання. Особливе значення має питання застосування математичного апарату і використання вже розроблених методів, що дозволяють здійснити оцінювання та прогнозування стійкості. Математика є засобом дослідження. На чолі завжди повинна бути інженерна проблема і для її вирішення треба притягувати той науковий апарат, який найближче відповідає природі досліджуваного явища [7]. При вирішенні окремих завдань можливе використання сучасних математичних методів розв'язання диференціальних рівнянь, енергетичного і імовірнісного методів, сучасного методу парціальних прискорень, частотного методу оцінки стійкості динамічних систем. При експериментальних дослідженнях можуть бути використані методи натурних випробувань, електричного вимірювання неелектричних величин, теорії ймовірності, математичної статистики та імітаційного моделювання.

Будь-яка машина, виконуючи задані функції, знаходиться під впливом навколишнього середовища і керуючих впливів людини. При цьому виникають різноманітні причинно-наслідкові зв'язки. Впливаючи на машину, вони викликають в ній оборотні і необоротні процеси, які змінюють спочатку закладені характеристики. Тому необхідно вивчати джерела і причини впливів на машину при її експлуатації, дослідити фізичну сутність процесів, що знижують стійкість машини і на підставі цього створювати такі системи, які могли б протягом заданого часу виконувати свої функції для забезпечення безпеки використання.

Для підвищення безпеки експлуатації колісної машини необхідно розширювати контроль її різних систем і механізмів, забезпечити якісно вищий рівень випробувань і впроваджувати нові пристрої з широкими функціональними можливостями [8]. Використання акселерометрів грає в цьому значну роль [9, 10].

Проведення випробувань для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних машин потребує застосування мобільних комплексів, які дозволяють без втручання в конструкцію машини здійснювати визначення її основних параметрів [8, 10]. Існуючі аналоги (наприклад, CORRSYS DATRON) мають високу вартість, вітчизняні ж не дозволяють проводити ряд необхідних випробувань в дорожніх умовах: визначати аеродинамічні показники, показники потужності колісних машин і ККД [11].

## 2.ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є вдосконалення концепції оцінювання і забезпечення експлуатаційних властивостей колісних машин на етапах проектування, виробництва та експлуатації з урахуванням розробки та використання сучасної інтелектуальної системи.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

– вдосконалити підходи до забезпечення стійкості колісних машин на етапах проектування, виробництва і експлуатації;

– розробити вимоги до мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу для оцінювання та підвищення безпеки використання колісних машин з урахуванням сучасних засобів і підходів;

– розробити перспективний алгоритм роботи реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту.

## 3.ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

*Основні елементи концепції на основі сучасного мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу*

3. Концепція забезпечення необхідного рівня стійкості колісних машин визначає стратегію відповідних рішень та дій на всіх стадіях їхнього життєвого циклу від проектування до експлуатації. У даний час такий підхід розроблений не повною мірою, що дозволяє говорити про актуальність чіткого визначення концепції формування та забезпечення цієї експлуатаційної властивості. Розв'язання питань забезпечення стійкості колісних машин залежить від того, як враховуються вимоги до дотримання найважливішого принципу її оцінки – комплексного і системного підходу [12–14]. Це обумовлено високим ступенем взаємозв'язку факторів, що впливають на цю експлуатаційну властивість і викликає необхідність удосконалювання самої концепції забезпечення стійкості: підвищувати точність оцінювання та прогнозування на стадії проектування, поліпшувати якість виготовлення та ступінь забезпеченості засобами контролю на стадії виробництва та дотримуватись правил з безпеки використання на стадії експлуатації.

Основна складність при дослідженні стійкості колісних машин полягає в тому, що необхідно мати такі методи розрахунків і джерела інформації про зміну параметрів машини, які дозволили б прогнозувати поведінку машини в різних умовах експлуатації, попереджаючи аварійні ситуації.

Вдосконалення концепції забезпечення стійкості базується на теоретичних розробках, що дозволяють розв'язати поставлені завдання. Особливе значення має питання застосування математичного апарату та удосконалювання вже розроблених методів, що дозволяють здійснити оцінювання і прогнозування стійкості. При цьому залучається той науковий апарат, який найбільш відповідає природі досліджуваного явища [14]. При вирішенні окремих завдань необхідне використання сучасних математичних методів рішення диференціальних рівнянь, енергетичного та імовірнісного методів, сучасного методу парціальних прискорень, частотного методу оцінки стійкості динамічних систем. При експериментальних дослідженнях використовуються методи натурних випробувань, електричного виміру неелектричних величин, теорії імовірності та математичної статистики.

4. В процесі досліджень повинні бути вивчені джерела та причини впливів на машину при її експлуатації, досліджена фізична сутність процесів, що знижують стійкість машини й, на підставі цього, створені системи, які могли б протягом заданого часу виконувати свої функції для забезпечення безпеки використання.

5. Практична реалізація основних принципів комплексного підходу при формуванні стійкості на етапах життєвого циклу базується на послідовному розв'язку низки відповідних питань. Насамперед, визначені причини низької стійкості на кожному етапі, визначено наскільки повно врахований у цьому аналізі закордонний досвід проектування, виробництва та експлуатації подібних машин. На цьому етапі розглянута велика кількість альтернативних варіантів розв'язання проблеми. При системному підході до формування та забезпечення стійкості колісних машин вирішено три основні завдання з врахуванням рівнів технізації:

6. – обґрунтований і встановлений у вигляді нормативу необхідний рівень стійкості;

7. – мінімізовані витрати часу і коштів на проектування, виробництво та експлуатацію машин з необхідним рівнем стійкості;

8. – забезпечені необхідні організаційні заходи щодо забезпечення нормативів стійкості в експлуатації.

9. Таким чином, концепція забезпечення стійкості колісних машин будується на основі комплексного підходу. На рисунку 1 надана структура вдосконаленої концепції на прикладі забезпечення стійкості як складної експлуатаційної властивості, що враховує, з одного боку, існуючі рівні технізації, а з іншого – етапи життєвого циклу колісної машини.

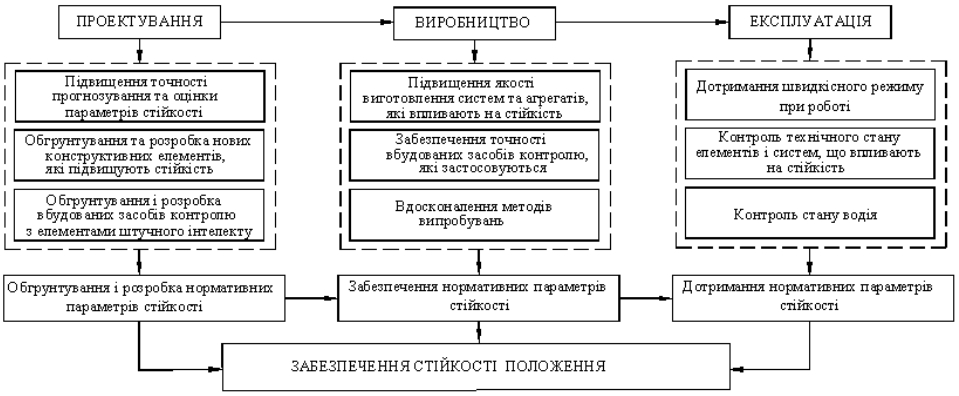



Рис.1 – Структура концепції забезпечення стійкості колісної машини як складної експлуатаційної властивості

10. Вдосконалена концепція забезпечення стійкості колісних машин побудована на основі комплексного підходу та застосування мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту, що передбачає:

11. – на етапі проектування: визначення поняття стійкості, розробку теоретичних основ на базі сучасних підходів і методів для підвищення точності її оцінювання та прогнозування; розробку конструкцій із високою стійкістю положення і вбудованих засобів її контролю (ВЗК) з врахуванням вітчизняного та закордонного досвіду;

12. – на етапі виробництва: технологічне забезпечення якості виготовлення систем і агрегатів машин, що безпосередньо впливають на стійкість (гальмівна система, кермове керування, ходова система тощо); виробництво перспективних вбудованих засобів контролю з елементами штучного інтелекту; розробка нових і вдосконалення існуючих методів випробувань колісних машин на стійкість;

13. – на етапі експлуатації: удосконалення підходів до системи «водій-машина-дорожні умови» у вигляді дотримання умов і правил експлуатації машин;

забезпечення необхідного рівня контролю технічного стану агрегатів і систем, а також стану водія, що впливають на стійкість.

При цьому протягом етапів життєвого циклу машини йде формування та обґрунтування системи параметрів стійкості, які задаються як норматив для виконання при експлуатації з метою забезпечення безпеки використання (рис. 1). Нормативна база параметрів стійкості машини структурована за етапами життєвого циклу. На етапі проектування обґрунтування нормативів досяжних параметрів стійкості виконується з урахуванням точності оцінки, впливу елементів конструкції і вбудованих засобів контролю з елементами штучного інтелекту. На етапі виробництва нормативи цих параметрів забезпечуються шляхом підвищення якості виготовлення машини, застосуванням ВЗК і сучасних методів випробувань. В експлуатації їх підтримка забезпечується за рахунок дотримання швидкісного режиму при роботі, контролю технічного стану машини та стану водія.

Була запропонована структурна схема забезпечення експлуатаційних властивостей колісної машини, заснована на зниженні впливу кваліфікації водія як елемента системи "водій-машина-дорожні умови" на її стійкість з урахуванням результатів моніторингу технічного стану (рис. 2). Для її реалізації був використаний МРВК [15, 16]. В даний час розвиток електроніки і мікропроцесорної техніки дозволяє отримати якісно новий вимірювальний комплекс з широкими можливостями його розвитку і модернізації.




Рис. 2 – Структурна схема забезпечення експлуатаційних властивостей колісної машини

Відповідно до проведених досліджень сучасних засобів і методів побудови вимірювальних систем, реєстраційно-вимірювальний комплекс, що розробляється, повинен відповідати наступним вимогам:

– ґрунтуватися на сучасній елементній базі з урахуванням подальшого розвитку мікропроцесорної техніки;

– мати низьку вартість виготовлення;

– модульний принцип побудови;

– високий ступінь мобільності, малі габаритно-вагові характеристики, незалежне від мережі колісної машини джерело живлення;

– мати можливість підключення додаткових датчиків (акселерометри, кутоміри і т.і.) і пристроїв фото-відеофіксації;

– мати можливість забезпечення бездротового зв'язку з базою даних на сервері при наявності стійкого сигналу мобільної мережі;

– мати відкриту операційну систему для подальшого вдосконалення принципів і алгоритмів роботи на основі сучасного високорівневої мови програмування.

В якості платформи мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу служить одноплатний комп'ютер Raspberry Pi версії 3B + (табл. 1). Архітектура МРВК – модульна, підтримується установка додаткових інерційних датчиків, пристроїв фото-відеофіксації, GPS, а також пристроїв, сумісних з USB. Операційна система – Raspbian на основі дистрибутива Debian (GNU/Linux).

Таблиця 1 – Основні техничні характеристики платформи

| Мікро-архітектура | Частота | Кількість ядер | ОЗП | GPIO | USB | Ethernet | Wi-Fi | Bluetooth |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Cortex-A53 (ARM v8) | 1,4 ГГц | 4 | 1 ГБ | 40 пінів | 4 порта | Gigabit через USB2 | 802.11ac | 4.2 |

Чутливим елементом МРВК служить акселерометр ADXL345 (рис. 3). Діапазон вимірювання ± 16 g. Температурний режим роботи: -40 ° C ... + 85 ° C [17]. Результат вимірювання отримується у вигляді 16-розрядних чисел через цифрові інтерфейси SPI / I2C. Датчик необхідно встановлювати в транспортному засобі таким чином: вісь X датчика спрямована вперед, Y – вправо, Z – вниз.

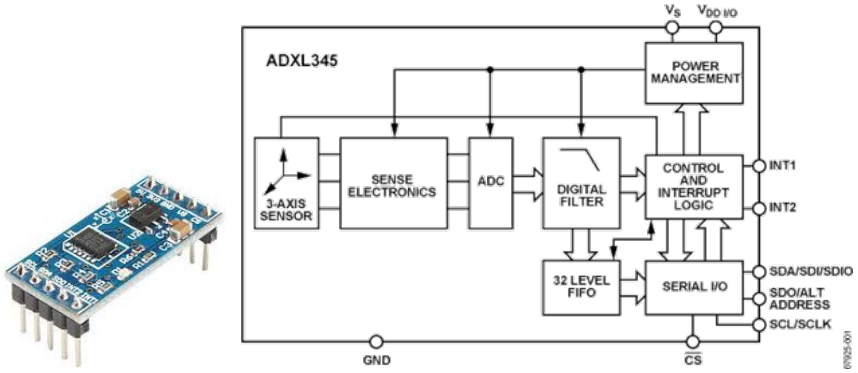



Рис. 3 – Акселерометр ADXL345

Живлення системи здійснюється від акумулятора (Wireless PowerBank) ємністю не нижче 6000 мАг, можливе також живлення від стаціонарної мережі або автомобільного інвертора. Для відображення результатів використовується сенсорний екран з високою роздільною здатністю. Для роботи екрану необхідно його підключити до платформи Raspberry Pi за допомогою HDMI кабелю, а також кабелю живлення.

Після підключення всіх модулів МРВК і завершення роботи з встановлення, система готова до роботи. На рисунку 4 представлена платформа, яка працює в мобільному режимі (бездротова передача сигналу акселерометрів на сервер, а також живлення від акумулятора).

Програмне забезпечення МРВК – авторське, написане високорівневою мовою програмування Python (версія 3.5.3). Передбачені можливості фільтрації отриманого сигналу, запису даних на карту пам'яті, бездротової передачі даних на транспортний портал ХНАДУ.

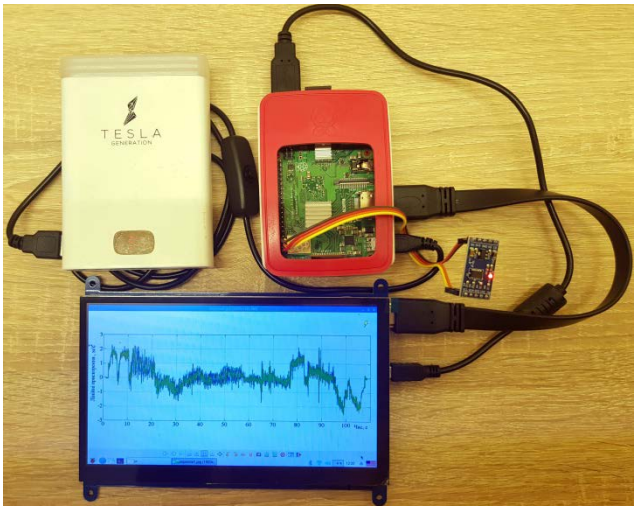



Рис. 4 – Робота платформи в мобільному режимі

Для запису прискорень по трьох осях необхідно запустити авторське програмне забезпечення “accel2.py” (рис. 5). МРВК починає фіксувати дані після натискання на кнопку RUN на сенсорному екрані, про що свідчить анімація в режимі реального часу (рис. 6). Після цього можна виконувати заїзди випробуваного транспортного засобу.

Кожен запуск програми призводить до створення файлу формату "csv" на карті пам'яті. Назва файлу дається за поточним часом, в форматі ГГ-ХХ-СС, наприклад "18-05-09.csv". Архівні файли зручно обробляти за допомогою будь-якого табличного процесора або текстового редактора. Авторське програмне забезпечення дозволяє змінювати налаштування МРВК в процесі його роботи (інтерфейс системи, частоту обробки даних до 2000 разів/сек, формат архівних даних, ступінь фільтрації та інше).

Для подальшої автоматизації процесу управління колісної машиною була розроблена схема роботи реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту (рис. 7), який дозволяє без участі водія проводити необхідні дії з її управління і забезпечення, в тому числі, безпеки експлуатації. Подальший розвиток системи можливий в варіанті системи проактивного управління, як системи динамічної стабілізації транспортних засобів.

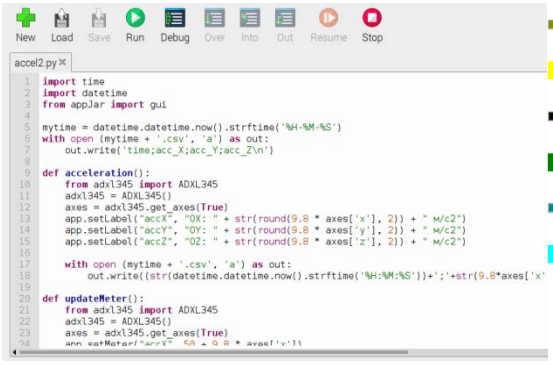



Рис. 5 – Авторське програмне забезпечення

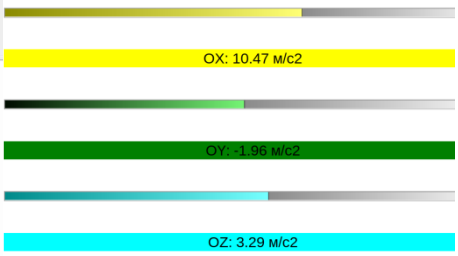



Рис. 6 – Відображення сигналу акселерометра в режимі реального часу




Рис. 7 – Схема функціонування реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту

## 4. ВИСНОВКИ

1. Удосконалено концепцію забезпечення експлуатаційних властивостей колісних машин, на прикладі стійкості, що дозволяє встановити нормативну базу її параметрів на етапах життєвого циклу: на етапі проектування – з урахуванням точності прогнозування та оцінювання, впливу елементів конструкції і наявності

ВЗК з елементами штучного інтелекту; на етапі виробництва – з урахуванням якості виготовлення машини, точності ВЗК і сучасних методів випробувань; в експлуатації – з урахуванням режимів роботи, технічного стану машини і стану водія.

1. 2. Розроблено вимоги до мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу для оцінювання та підвищення безпеки використання колісних машин з урахуванням сучасних засобів і підходів, створено сучасний мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс як основу інтелектуальної платформи.

3. Розроблено перспективний алгоритм роботи реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1] Джонс И. С. Влияние параметров автомобиля на дорожно-транспортные происшествия / Джонс И. С.; пер. с англ. С. Р. Майзельс; под ред. Р. В. Ротенберга. – М.: Машиностроение, 1979. – 207 с.

[2] Дзюба П. Я. Безопасность движения автомобилей и тракторов / П. Я. Дзюба, И. Г. Козлов. – К.: Урожай, 1979. – 145 с.

[3] Лукьянов В. В. Безопасность дорожного движения / Лукьянов В. В. – М.: Транспорт, 1983. – 262 с.

[4] Пенежко Г. И. Безопасность движения на автомобильном транспорте / Пенежко Г. И. – М.: Транспорт, 1976. – 216 с.

[5] Бабков В. Ф. Дорожные условия и безопасность движения / Бабков В. Ф. – М.: Транспорт, 1982. – 288 с.

[6] Байэтт Р. Расследование дорожно-транспортных происшествий / Р. Байэтт, Р. Уоттс; пер. с англ. А. А. Шалатов. – М.: Транспорт, 1983. – 288 с.

[7] Флейшман Б.С. Основы системологии / Б.С. Флейшман. – М.: Радио и связь, 1982. – 368 с.

[8] Клец Д. Применение акселерометров в системах пассивной безопасности автомобилей / Д. Клец, А. Коробко, Я. Ревтов, Д. Безъязычный // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – 2009. – Вып. 24 – С.41-44.

[9] Аш Ж. Датчики измерительных систем: В 2 кн. / Ж. Аш. – М.: Мир, 1992. – 480 с.

[10] Klets D. Accelerometers application in the automobile dynamic testing // Active Processes in Higher Technical Education to Train Specialists for Transportation and Highway Engineering and Automobile Industry: collection of scientific works International Conference / D. Klets, A. Korobko, M. Podrigalo, E. Voronova. – Kharkiv, 2009. – P.51-54.

[11] Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, В.І. Гацько // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. − 2009. − Вип. 89. – С.87-99.

[12] Беленький П. Е. Метод системного анализа в организации производственных процессов / Беленький П. Е. – М.: Экономика, 1972. – 151 с.

[13] Ковалева Л. Н. Многофакторное прогнозирование на основе рядов динамики / Ковалева Л. Н. – М.: Статистика, 1980. – 102 с.

[14] Полянский А. С. Формирование свойств надёжности автотракторных двигателей в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации: дисс… д-ра техн. наук: 05.22.20 / Полянский Александр Сергеевич. – Х., 2004. – 381 с.

[15] Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – №u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
[16] Подригало М.А. Регистрационно-измерительный комплекс для проведения динамических испытаний мобильных машин / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Е.А. Дубинин, Д.М. Клец, В.В. Задорожняя // Транспорт, экология – устойчивое развитие: XX научно-техническая конференция с международным участием, Технический университет - Варна, 15-17 мая 2014 г. – Варна, 2014. – С. 358-366.
[17] https://www.analog.com/media/en/technical-documentation/data-sheets/ADXL345.pdf

## IMPROVING THE CONCEPT OF ESTIMATION AND ENSURING OF VEHICLES PERFORMANCE

The concept of assessment and maintenance of vehicles operational properties at different stages of life cycle on the example of stability of movement and position is improved. The structure of its main components is determined on the basis of modern approaches to ensuring the safety of their use. The concept is based on an integrated approach, which provides: at the design stage – the development of theoretical foundations based on modern approaches and methods to improve the accuracy of evaluation and prediction of performance characteristics of vehicles; development of structures with high resistance and built-in controls, taking into account domestic and foreign experience; at the production stage – technological quality assurance of manufacturing systems and assemblies of machines that directly affect the stability (brake system, steering, running system, etc.); production of advanced built-in controls; development of new and improvement of existing methods of testing vehicles for stability; at the stage of operation – improvement of approaches to the system "driver-automobile-road conditions" in the form of compliance with the conditions and rules of operation of vehicles; ensuring the necessary level of control of the technical condition of units and systems, as well as the driver's condition affecting stability.

Developed the approach on the example of the sustainability of vehicles, based on the use of mobile registration and measurement of complex software. Developed requirements for mobile registration and measurement system to evaluate and ensure the performance of wheeled vehicles with regard to modern tools and approaches as well as advanced algorithm of registration-measuring complex with elements of artificial intelligence. A modern mobile registration and measuring complex has been created as the basis of an intelligent platform. The research results can be used for certification, operation and modernization of wheeled vehicles.

**УДК 621.43.068.8**

# ОСОБЕННОСТИ МОНИТОРИНГА ВЫБРОСОВ ДВУОКИСИ УГЛЕРОДА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ ГРУЗОВОГО СУДНА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

**ДЕЛИ Александр, КОСТЕНКО Алексей**
**ГОНЧАРУК Ирина, СТОРЧАК Александр**

В статье представлены основные положения современных международных нормативных актов ограничивающих выброс вредных веществ судном. Также в статье рассмотрены особенности проектирования и применения диагностической системы, осуществляющей измерение количества выбросов вредных веществ судовой энергетической установкой. Представлена схема системы мониторинга и непосредственного измерения количества вредных веществ, генерируемых судовой энергетической установкой. Описаны пути образования основных вредных веществ, которые выбрасываются в атмосферу судовыми энергетическими установками. Описана структура система контроля за составом отработанных газов судовых энергетических установок. Показаны результаты испытаний системы мониторинга количества выбросов вредных веществ в зависимости от нагрузки главного двигателя MAN 7S60MC-C эффективной мощностью 15801 кВт танкера дедвейтом 115 000 тонн.

## 1.ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время актуальность вопроса состояния экологии как в мире, так и в судоходстве чрезвычайно высока. Это связано с тем, что ежедневно в атмосферу выбрасывается огромное количество парниковых газов, которые несомненно вредят окружающей среде. За последние двадцать лет выбросы парниковых газов в атмосферу с судов морского флота увеличились в два раза. В вопросах выброса отработанных газов в судоходстве действует Международная конвенция МАРПОЛ, Приложение VI [1], а также Рамочная конвенция ООН по изменению климата и Киотский протокол. Морской транспорт исключен из сферы Киотского протокола, вопрос решается пока в рамках Международной морской организации (ИМО). В соответствии с решениями ИМО «МЕРС-59» (июль 2009 г.) начали действовать мероприятия эксплуатационного характера:

— индекс энергетической эффективности проекта судна (для новых судов);

— эксплуатационный индекс энергетической эффективности судна (для существующих судов);

— план по управлению энергетической эффективностью судов.

Если общая сумма выбросов ПГ с судов составляет около 1,1 млрд т, то при дедвейте мирового флота 1,15 млрд т каждая тонна дедвейта дает 1 т выбросов в год (без учета различий по типам судов).[2]

Согласно результатам исследований, проведенных по поручению ИМО, общие выбросы $CO_2$ от судоходства составили в 2009 г. примерно 1 млрд т, что соответствовало примерно 3,3 % совокупных выбросов $CO_2$ в результате сжигания топлива. К 2020 г. выбросы от судоходства увеличатся, по прогнозам, более чем на 30 %, до 1,47 млрд т.

По данным, доля выбросов парниковых газов от международного судоходства в 2003 г. составила примерно 1,8 % от мировых выбросов $CO_2$. По данным на 2007 г., доля выбросов парниковых газов от международного судоходства составила примерно 2,7 % от мировых выбросов $CO_2$. Энергоэффективность судна характеризует энергетические возможности технического средства при наименьших затратах ресурсов для выработки энергии.

В ряде случаев оценка энергоэффективности производится с учетом установленного на судне оборудования, пренебрегая возможностями применения инновационных технологий в энергетике, интегрированным подходом к подсчету тех возможностей повышения энергоэффективности, которые не очевидны, но присутствуют при проектировании судна. В простейшем случае оценка энергоэффективности производится по комплексному показателю качества СЭУ, исходя из ее расходных и ресурсных показателей.[3]

Поэтому актуальны вопросы сбора и анализа информации по составу выбросов судовых двигателей, котлов и т. п., разработки различных способов и систем снижения выбросов парниковых газов.

## 2. ФОРМУЛИРОВКА ЦЕЛИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель работы состоит в формировании комплекса технических решений, направленных на оценку и совершенствование эксплуатации судовых энергетических установок на основе контроля параметров, количества и состава вредных веществ в отработавших газах, а также исследование современного состояния научной деятельности в вопросе выбросов парниковых газов на национальном и международном уровнях.

## 3. ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА ИССЛЕДОВАНИЯ.

Для разработки мероприятий по снижению вредных выбросов будет логичным ознакомление с путями образования основных вредных веществ, которые выбрасываются в атмосферу судовыми энергетическими установками.

**Образование оксидов азота в двигателях**. При сгорании в цилиндрах ДВС образуется главным образом оксид азота NO, который составляет свыше 95 % количества данных оксидов. Азот содержится в естественном состоянии в атмосферном воздухе (примерно 78 %), а также в химически связанном состоянии в компонентах жидкого топлива (до 5 % по объему топлива, или около 0,5 % по массе). Оксиды азота образуются при окислении азота во время процесса сгорания топлива, протекании термохимических реакций окисления азота, содержащегося в атмосферном воздухе и частично в топливе. Основными азотсодержащими компонентами в топливе являются пиридин и его производные. [4].

**Образование окиси и оксида углерода.** Окись углерода (CO) образуется в ходе холоднопламенных реакций в двигателях с воспламенением от сжатия во время сгорания при недостатке кислорода, или диссоциации $CO_2$ в двигателях с принудительным воспламенением топлива. Состав смеси в данных двигателях оказывает основное влияние на образование CO: концентрация CO выше при богатой смеси. В дизелях образовавшийся CO затем окисляется до $CO_2$, поэтому концентрация CO в дизельных двигателях мала и зависит от качества процесса смесеобразования [5].

Чтобы детальнее разобраться в методах анализа выбросов парниковых газов, работа будет основываться на исследованиях компании «НОВОШИП».

В компании СКФ «НОВОШИП» в отношении природоохраны действует Руководство по экологическому менеджменту. Результаты работы судов благодаря контролю за работой флота действующей в компании системой мониторинга энергоэффективности и экологической безопасности судов S3ES-Novoship [6] обрабатываются ежедневно, система производит подсчет выбросов отработанных газов двигателей внутреннего сгорания и вспомогательных котлов судов в атмосферу.

В целях сравнения расчетных данных программы S3ES-Novoship, рассчитываемых по рекомендованной формуле ИМО [7] для $CO_2$, формулам и данным из Технического кодекса и ГД [8;9] по выбросам NOx , рекомендованной формуле для выбросов SOx, на основании данных ежедневных замеров расходов всех видов топлива на судах с данными автоматических регистраторов, в 2009 г. на танкере: дедвейт 115 тыс. т, флаг — Либерия, класс — ДНВ, главный двигатель — (ГД) MAN 7S60MC-C, эффективная мощность — 15 801 кВт, было установлено оборудование компании “SALWICO Emissions Monitoring System” (EMS). Система контроля за составом отработанных газов SALWICO состоит из следующих блоков (рис. 1):

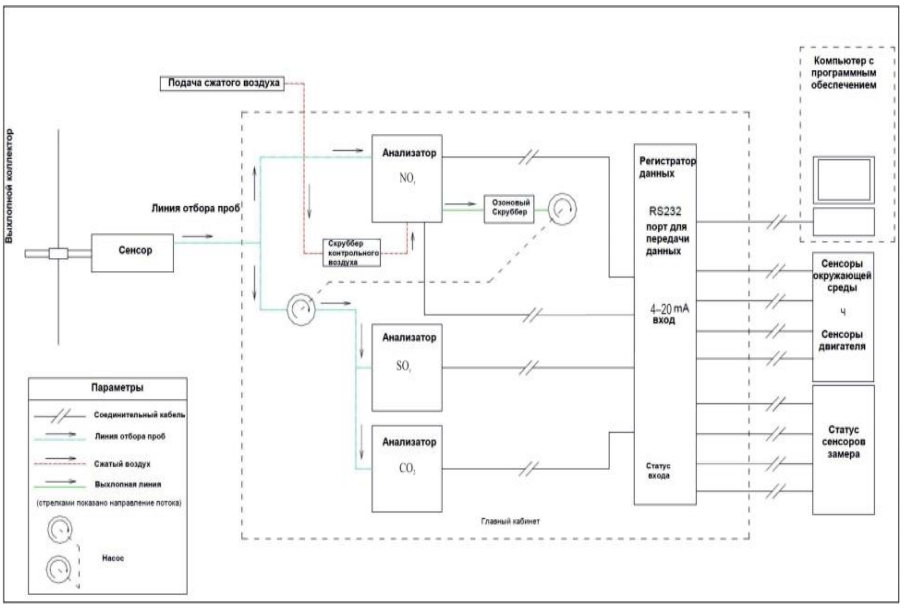
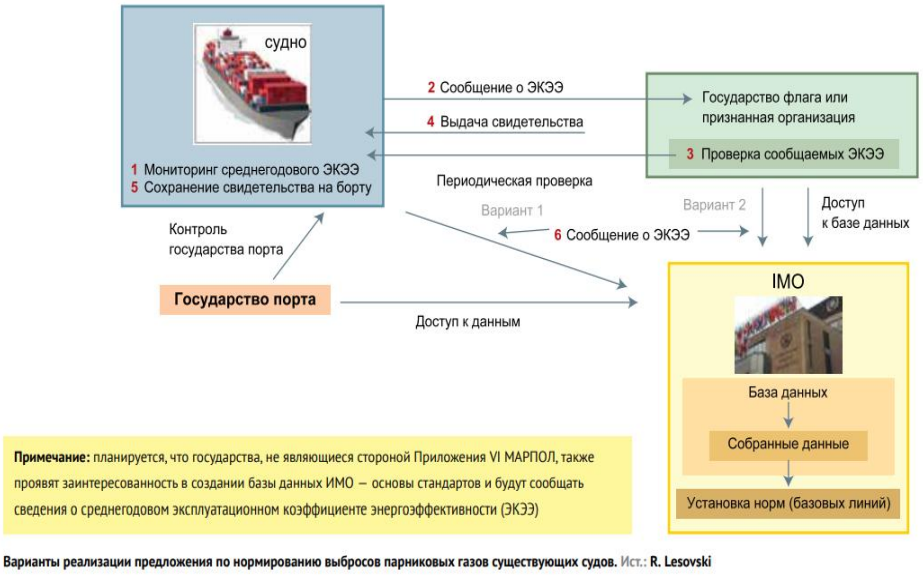



Рис.1. Блок-схема системы SALWICO

— DP7900 Dilution probe
— блок отбора газов;
— NOx analyzer
— анализатор газов NOx с LCD монитором;

— SOx analyzer
— анализатор газов SOx с LCD монитором;
— D100 CO2 Monitor
— анализатор газов $CO_2$ с LCD монитором;
— DT 256 Data logger
— регистратор данных, выводящий данные на монитор;
— Display Computer
— дисплей компьютера системы.



Варианты реализации предложения по нормированию выбросов парниковых газов существующих судов. Ист.: R. Lesovski

Рис.2. Варианты реализации предложения по нормированию выбросов парниковых газов

Система в автоматическом режиме обеспечивает отбор проб отработанных газов, производит анализ содержания в них $CO_2$, $NO_x$, $SO_x$, запоминает и хранит эти данные в компьютере системы. Данные визуально отображаются на мониторе компьютера и мониторах анализаторов газов. Перед началом проекта система была протестирована специалистами компании SALWICO (табл. 1) и подготовлена к эксплуатации. Тестирование проводилось в течение 24 ч в условиях, максимально приближенных к испытаниям, проводившимся для данного двигателя заводом изготовителем и указанным в судовом Техническом файле двигателя [8] — 75 % Nmax.

Разность между измеренными значениями в период тестирования и значениями, указанными в Техническом файле, составила для газов $CO_2$ — 60 %, удельного средневзвешенного значения выбросов окислов азота (NOx ) — 12 % (см. табл. 1). Замеры $CO_2$, $NO_x$, $SO_x$ в отработавших газах судового малооборотного главного двигателя производились непрерывно в течение одного года в автоматическом режиме на всех режимах эксплуатации. Полученные данные

инструментальных замеров с помощью оборудования системы SALWICO и расчетов, произведенных программой S3ES-Novoship за отчетный период времени [2].

Результаты испытаний, представленные на рис. 3, показывают, что разница между измеренными и расчетными значениями удельных средневзвешенных выбросов двуокиси углерода ($CO_2$) минимальна на долевых нагрузках эксплуатации ГД (до 40 % Nmax) и растет до 0,12 кг/кВтч при мощности ГД до 75 % Nmax.[2]. На основе этих данных можно утверждать, что целью расчета массовых и удельных выбросов отработанных газов судовых двигателей, является накопление статистических данных и уточнение корректирующих факторов, которые необходимо проводить в широком диапазоне нагрузок.

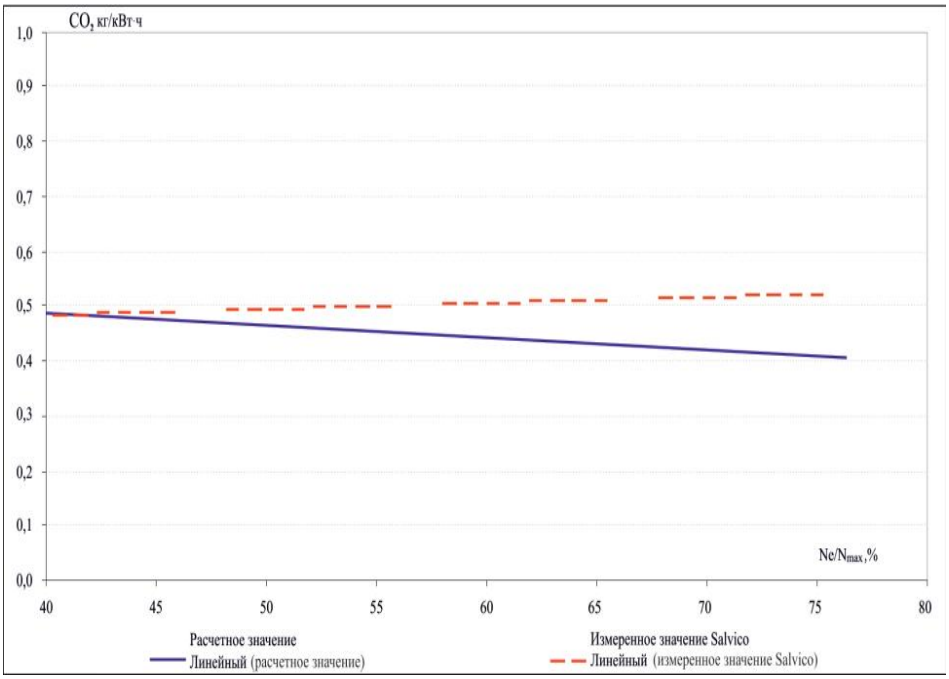



Рис.3. Зависимость удельного средневзвешенного выброса $CO_2$ от нагрузки главного двигателя

Другой способ мониторинга выбросов, который напрямую связан с энергоэффективностью, так как количество выбрасываемых парниковых газов определяется следующим уравнением: Количество выбрасываемого $CO_2$ (г) = Активность (тонно-мили) умноженная на энергоэффективность (г/тонно-милю).

Мы не можем уменьшить объемы перевезенного груза, и снижение выбросов достижимо только за счет снижения потребления топлива. Для новых судов (контракт на постройку которых заключен 1 января 2013 г. или позже или поставка которых осуществляется после 1 июля 2015 г.) Приложением VI МАРПОЛ установлены, исходя из типа и размера судна, расчетные нормы выбросов $CO_2$ ,

которые характеризуются значением конструктивного коэффициента энергоэффективности (ККЭЭ). Он определяется мощностью судовой силовой установки, удельным потреблением топлива, вместимостью судна и его условной скоростью. При расчете также путем введения в уравнение различных поправочных коэффициентов учитываются ледовый класс судна, использование новых технологий, состояние моря и др. ККЭЭ рассчитывается на стадии проектирования судна, затем проверяется в стандартных условиях при сдаче судна заказчику. По результатам сдаточных испытаний делается вывод о соответствии судна установленным стандартам, и ему выдается соответствующее свидетельство.

Таблица 1 - Результаты тестирования оборудования SALWICO

| Параметры | ИМО NOx Технический файл | Результаты контрольных замеров |
|---|---|---|
| Нагрузка, % | 75 | 67 |
| Частота вращения, % | 91 | 92,7 |
| Частота вращения двигателя, rpm | 95,4 | 97,3 |
| Удельный расход топлива, г/кВт*ч | 173,05 | 197 |
| Давление наддува после воздушного холодильника, кг/см$^2$ | 2,19 | 1,62 |
| Температура воздуха после воздушного холодильника, °С | 37 | 40 |
| Температура выпускных газов ТК, °С | 234 | 283 |
| Индекс топливных насосов, мм | 70 | 70 |
| Максимальное давление сгорания (среднее), бар | 128,7 | 115,9 |
| Давление сжатия (среднее), бар | 107,9 | 89,8 |
| $CO_2$, % | 3,87 | 2,414 |
| $NO_x$ удельный средневзвешенный выброс г/кВт*ч | 12,23 | 13,843 |

Для существующих судов установлено только требование наличия судового плана управления энергоэффективностью, при введении которого рекомендуется рассчитывать эксплуатационный коэффициент энергоэффективности (ЭКЭЭ), определяемый после каждого рейса расчетом количества затраченного топлива на перевозку определенного количества груза на определенное расстояние в этом рейсе. [10]

С принятием новых обязательных требований Международной морской организации (IMO) был сделан важный шаг на пути к ограничению выбросов парниковых газов от международного судоходства.

В соответствии с новыми требованиями, суда с валовой вместимостью 5 000 регистровых тонн и выше будут собирать данные о потреблении судового топлива, а также другие дополнительные данные, включающие информацию о посредниках для работы транспорта. На такие суда приходится примерно 85% всех выбросов углекислого газа от мирового судоходства. Собранные данные обеспечат прочную основу для принятия будущих решений о дополнительных мерах - помимо тех,

которые уже приняты IMO. Требования были приняты на 70-й сессии Комитета по защите морской среды (MEPC), которая проходила в Лондоне 24 — 28 октября. MEPC также согласовал Дорожную карту по разработке «Комплексной стратегии IMO по уменьшению выбросов парниковых газов с судов». Она содержит перечень видов деятельности, включая дальнейшие исследования IMO по парниковым газам, с соответствующими временными рамками и обеспечивает соответствие этих новых видов деятельности текущей работе MEPC по созданию трехступенчатого подхода. Планируется, что указанная стратегия ИМО может быть принята в 2023 году. В рамках новой системы сбора данных, обобщенная информация будет передаваться государству флага судна после окончания каждого календарного года. Государство флага, проверив, что данные были предоставлены в соответствии с требованиями, будет выдавать судну Заявление о соответствии. Государства флага должны впоследствии передать эти данные в базу IMO с данными о потреблении судового топлива.

Секретариат IMO должен будет готовить ежегодный доклад для MEPC, суммируя все собранные данные. Данные будут анонимными: индивидуальные данные судов никто не узнает.

MEPC принял обязательные требования в качестве поправок к главе 4 приложения VI Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов (MARPOL). Ожидается, что они вступят в силу 1 марта 2018 года. Добавлены новое Правило 22A по сбору и представлению данных о потреблении судового топлива и новые дополнения, охватывающие информацию, предоставляемую в базу IMO с данными о потреблении судового топлива, и форму Заявления о соответствии, которое будет выдаваться судну, как только соответствующие данные будут зарегистрированы.

Приняты также поправки к Приложению VI к Конвенции МАРПОЛ в части придания районам Балтийского и Северного морей статуса «районов контроля выбросов окислов азота с судов» (NECA). Поправки вступят в силу и будут применяться к новым судам с 1 января 2021 года.[11]

Так же нельзя не упомянуть о проекте Университетского колледжа Лондона (UCL), проект www.shipmap.org, который позволяет увидеть на карте мира все суда. Сайт показывает схему расположения судов в любой час. Кроме того – и в этом изюминка проекта – для каждого часа рассчитан объём углекислого газа (CO2), попавшего в атмосферу. По большому счёту, цель сайта – в наглядной форме сделать миру серьёзное экологическое предупреждение.

Опция «ships» поможет увидеть весь флот как на ладони. Контейнеровозы обозначены жёлтым, балкеры – синим, танкеры – красным, газовозы – зелёным, ро-ро суда – бордовым. На карте видно 50.000 судов. Их маршруты можно отследить благодаря опции «routes». Проектом занимается Институт энергетики Университетского колледжа Лондона (UCL EI), штат которого насчитывает около 200 научных сотрудников. В их число входит группа изучения судоходства, состоящая из 15 исследователей и соискателей научной степени. Больше всего создателей сайта заботит парниковый эффект, усилению которого способствует выброс CO2 с судов. Группу изучения судоходства возглавляет доктор Тристан Смит. Команда сотрудничает с AIS-сервисом ExactEarth, который предоставляет информацию о местоположении и скорости судов. Статистическими данными с проектом делится британское аналитическое агентство Clarksons Research,

интерактивную карту помогает поддерживать также британская фирма Kiln, специализирующаяся на визуализации информации.

Доктор Смит имеет диплом морского инженера и опыт работы в Министерстве обороны Соединённого Королевства. Уникальную статистику, предоставляемую проектом, он собирает так: берёт данные о местоположении судов и совмещает с информацией о характеристиках каждого судна, таких как размеренности и тип двигателя. Это и дало возможность высчитать эмиссию углекислого газа для всего судоходства. Для 2012 года объём выброса составил 150.000 тонн в час – данные можно увидеть в левом верхнем углу карты.[12].

## 4. ВЫВОДЫ

Проанализировав требования современных международных нормативных актов ограничивающих выброс вредных веществ судном, можно с уверенностью сказать, что полную картину выбросов может дать, только непосредственное измерение выбросов двуокиси углерода и других вредных веществ судами. Анализ литературных источников показал, что в настоящее время не существует универсальной системы мониторинга выбросов вредных веществ, которая позволила бы охватить все типы судовых энергетических установок. Приведенные результаты испытаний системы мониторинга выбросов вредных веществ показывают, что с увеличением нагрузки главного двигателя, как основного источника генерации вредных веществ, увеличивается ошибка расчета величины выбросов вредных веществ. Как следствие, использование метода прямого измерения уровня выбросов вредных веществ судовой энергетической установкой является наиболее точным. Описанная структура системы мониторинга выбросов вредных веществ хоть и не является универсальной, но легко масштабируется под любой тип судна.

## ЛИТЕРАТУРА


[1]. Международная конвенция МАРПОЛ 1973 г., изм. протоколом 1978 г., МАРПОЛ 73/78 / ЦНИИМФ, ООО МОРСАР. — СПб., 2008. — 760 с.

[2]. Журнал университета водных коммуникаций «Контроль состава отработанных газов судового малооборотного двигателя MAN S-MC-C в эксплуатации» вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О.Макарова «Энергетическая эффективность судов и регламентация выбросов парниковых газов»

[3]. Шароглазов Б. А., Шишков В. В. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов. Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2011. 525 с.

[4]. Луканин В. Н., Морозов К. А. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / под ред. В. Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995. 369 с.

[5]. Система мониторинга энергоэффективности и экологической безопасности судов (S3ESNOVOSHIP): Роспат. 2011119025/11(028140) / Зиненко Н. Н., Пруцков А. Г., Бордунов Б. В., Букаренко Ю. Г., Мартынович Е. С., Яременко Е. В., Панамарев Е. В.; Патентообладатель ОАО «Новошип».

[6]. International Maritime Organization (IMO). MEPC.1/Circ.684. Ref. T5/1.01 // Guidelines for voluntary use of the ship Energy Efficiency Operational Indicator. — 12 p.

[7]. Резолюция второй конференции МЕРС ИМО // Технический кодекс по контролю за выбросами окислов азота из судовых дизельных двигателей / Гипрорыбфлот. — СПб., 2009.
[8]. IMO Technical File. Hyundai-MAN B&W 7S60MC-C MK7, Certified as 'Parent engine' // Identification/approval number Hyundai-MAN B&W 7S60MC-C-2003-03-AA1669. — Hyundai Heavy Industries Co., LTD., Ulsan, Korea, 2003.
[9]. Вредные выбросы в атмосферу от судов: на пути к стандартам ИМО Г. Н. Семанов, канд. хим. наук, зав. лабораторией «Экологическая безопасность морского транспорта», ЗАО «ЦНИИМФ»
[10]. TOPSAIL CREWING AGENCY http://www.topsail-crew.com/informatsiya/stati/novye_trebovaniya_k_mezhdunarodnomu_sudokhodstvu/
[11]. http://seafarers.com.ua/co2-for-shipping-per-hour/8391/

## FEATURES OF MONITORING EMISSIONS OF CARBON DIOXIDE BY THE ENERGY INSTALLATION OF A CARGO SHIP UNDER OPERATION CONDITIONS

The article presents the main provisions of modern international regulations restricting the emission of harmful substances by a ship. The article also discusses the features of the design and application of a diagnostic system that measures the amount of emissions of harmful substances from a marine power plant. A diagram of a monitoring system and direct measurement of the amount of harmful substances generated by a ship power plant is presented. The ways of formation of the main harmful substances that are emitted into the atmosphere by marine power plants are described. The structure of the control system for the composition of the exhaust gases of marine power plants is described. The test results of the monitoring system of the amount of emissions of harmful substances depending on the load of the main engine MAN 7S60MC-C with an effective power of 15801 kW tanker with a deadweight of 115,000 tons are shown.

**УДК 656.13+621.43**

# КОМПЛЕКСНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ДИСТАНЦІЙНОГО МОНІТОРИНГУ ТА СПЕЦІАЛЬНОГО ЕКСПРЕС-ДІАГНОСТУВАННЯ ДЛЯ ПОШУКУ ВІДМОВ СИСТЕМИ COMMON RAIL

**ЗЕНКІН Євген, БУЛГАКОВ Микола, KURIC Ivan, SÁGA Milan**

У статті наведено результати експериментальних і теоретичних досліджень гідравлічних процесів в системі акумуляторної подачі палива (Common Rail) при діагностуванні транспортного засобу на холостому ходу і в процесі розгону. Мета роботи - оцінка ефективності пропонованої методики діагностування як з точки зору скорочення часу пошуку несправності так і з точки зору підвищення достовірності локалізації несправності. Особливість представленого підходу полягає в тому, що він використовує аналіз коливань тиску палива у гідроаккумуляторі високого тиску, синхронно з аналізом частоти обертання колінчастого вала двигуна і керуючими сигналами на електромагніти (або п'єзоелементи) форсунок. Описана методика, яка об'єднує попереднє діагностування ЕСУД і компонентів паливної апаратури транспортного засобу в процесі постійного дистанційного моніторингу та глибоке, детальне діагностування в умовах СТО. Методика враховує як можливості бортової системи самодіагностування OBD-2 і її взаємодії з моніторинговою системою, яка змонтована, так і можливості аналізу технічного стану елементів паливної апаратури по коливаннях тиску палива, що фіксується штатним системним датчиком тиску палива. Експериментальним шляхом визначено закономірності виникнення несправностей паливної апаратури і компонентів електронної системи управління дизеля двигуна 1VD-FTV (8ЧН 8,6/9,6) в процесі його експлуатації із системою моніторингу. Проведено окреме експериментальне дослідження для миттєвого попереднього поверхневого виявлення несправності за допомогою дистанційного моніторингу транспортного засобу Toyota Land Cruiser LC 200. Також проведено окреме експериментальне дослідження по глибокому експрес-діагностуванню технічного стану паливної апаратури транспортного засобу в умовах станції технічного обслуговування. Процес моніторингу дає попередню локалізацію, режим виникнення і ступінь значущості несправності, а подальше діагностування в умовах СТО - більш глибоку локалізацію і деталізацію технічного стану вузла/деталі в якій виникає несправність. Методом математичного моделювання описані коливальні процеси, що виникають в акумуляторній паливній апаратурі в справному та несправному варіанті для декількох поширених несправностей різних версій систем Common Rail. Аналіз результатів досліджень показав, що спільне застосування системи дистанційного моніторингу на транспортному засобі і системи експрес-діагностування за коливаннями тиску палива в гідроакумуляторі (в умовах СТО) дозволяє істотно зменшити час пошуку несправності та підвищити достовірність постановки діагнозу.

## 1. ВСТУП

Вирішення проблеми підвищення ефективності діагностування паливної апаратури сучасних транспортних засобів (ТЗ) з дизельними двигунами можливо тільки шляхом оптимізації процесу діагностування, об'єднанням дистанційного моніторингу параметрів транспортного засобу з подальшим спеціальним експрес-діагностуванням. Моніторинг транспортного засобу проводиться під час руху ТЗ в умовах експлуатації. Спеціальне експрес-діагностування виконується на підприємства автомобільного транспорту. Комплексний процес пошуку

несправності в паливній апаратурі Common Rail (CR) сучасного дизеля можливо показати як схему з двох послідовних етапів. На першому етапі проводиться дистанційне зчитування з транспортного засобу діагностичної інформації (рис. 1) [1]. Це оперативні параметри технічного стану, робочих процесів експлуатації транспортного засобу і несправностей (кодів DTCs) [2] в системі управління та подачі палива. При цьому зчитування технічної інформації здійснюється за допомогою моніторингової системи, додатково встановленої на транспортному засобі [1, 3, 4]. Потім технічна інформація об'єднується з навігаційними даними і передається через стільникову мережу або супутникову телефонію на сервер інформаційного програмного комплексу (ІПК) [1, 3, 4]. Обсяг діагностичної інформації на цьому етапі обмежений кількістю технічних параметрів в CAN шині системи самодіагностики OBD2 і можливостей самої системи моніторингу ТЗ. Це означає, що глибина діагностування та достовірність діагнозу ТЗ визначається обмеженими можливостями бортової системи самодіагностики. Крім інформації, одержуваної з OBD, на сервер обробки даних також передається інформація про місце розташування транспортного засобу - координати транспортного засобу, швидкість його руху, особливості умов експлуатації. Зазначені дані отримуються за допомогою системи супутникової навігації GPS, ГЛОНАСС, BeiDou.

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи полягає в перевірці можливості дистанційного моніторингу різних систем двигуна на наявність несправностей у процесі експлуатації.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Дистанційне діагностування на борту ТЗ (рис. 1) з використанням стандарту OBD2 є попереднім (блоки 9 і 11). Такий тип діагностування дозволяє розпізнавати (розшифрувати) коди (DTCs) несправностей [1, 3, 4]. Однак це дозволяє лише визначити систему або вузол ТЗ, в яких виникла несправність. Для систем CR, одними з основних системних помилок по протоколу OBD2, є помилки DTCs про тиск палива в гідроакумуляторі. При цьому система моніторингу відображає тиск палива усередненим значенням за інтервал часу роботи. В цьому випадку несправність може бути викликана такими причинами як несправність паливного насоса високого тиску; витоку в форсунках; несправністю регулятора тиску; несправністю датчика тиску палива. Також можуть мати місце поломки відразу декількох компонентів. Дистанційний моніторинг транспортного засобу не дозволяє оцінити реальні коливання тиску.

Коливання відбуваються з високою частотою в паливній апаратурі дизеля CR ТС. Моніторингова система спотворює результати вимірювань. У разі визначення на борту ТС (за DTCs) відхилення середнього значення тиску від нормативного оператор моніторингової системи відправляє транспортний засіб на більш поглиблену діагностику.

При виявленні несправності при експлуатації ТЗ засобами дистанційного діагностування з використанням ІПК [5, 6] необхідно перейти до фактичної експрес-діагностики [8, 9]. Також може знадобитися повна діагностика системи CR ТЗ. Дистанційний моніторинг виконується в умовах експлуатації з використанням віртуального підприємства по експлуатації автомобільного транспорту [1]. Експрес-

діагностика виконується в умовах реального підприємства автомобільного транспорту [10] (автосервісу).

Експрес-діагностика [9] дозволяє економити час для більш точної локалізації несправності. При цьому визначається несправний вузол паливної апаратури. При цьому також комплексно оцінюється технічний стан несправного вузла, і технічний стан інших вузлів лінії високого тиску системи CR [10].

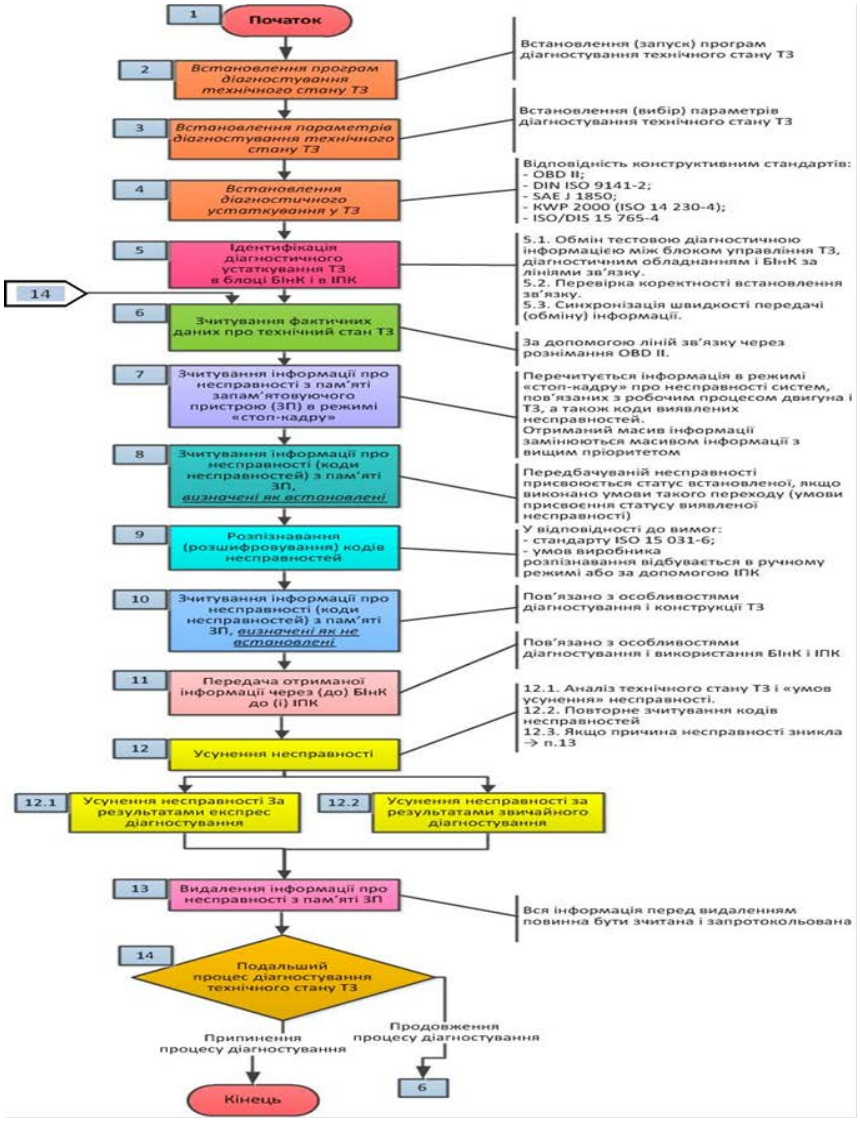



Рис. 1. – Алгоритм дистанційного моніторингу та отримання технічної інформації про несправності транспортного засобу в пам'яті пристрою, що запам'ятовує

Для ефективної реалізації експрес-діагностування необхідне застосування методів математичного моделювання процесів подачі палива в CR. Використання методів математичного моделювання на попередньому етапі дозволяє отримати еталонну форму коливання тиску в паливній рампі. Також можливо моделювання коливань тиску для справного вузла системи CR. Особливістю моделювання є можливість реалізації відхилення в параметрах коливань тиску при різних несправностях в вузлах паливної апаратури ТС.

Економічна ефективність запропонованого методу (в нормо-годинах роботи) полягає в економії часу від застосування експрес-діагностування в порівнянні з традиційним підходом. Традиційний підхід базується на повній діагностиці системи CR при наявності DTCs (рис. 1) на реальному підприємстві автомобільного транспорту. В цьому випадку діагност повинен перевіряти всі компоненти паливної апаратури системи CR ТЗ, починаючи від ПНВТ і закінчуючи форсунками. При цьому на спеціалізованому стенді повинна проводитися перевірка системи CR в цілому і окремо кожного компонента її, згідно тест-плану (Test plan) [8 - 12]. Тест-план розробляється для відповідного стенду виробником паливної апаратури CR. Такий підхід, вимагає значних витрат часу на демонтаж справних вузлів, їх установку на стенд і монтаж назад на ТЗ. Як правило, тільки один перевірений компонент може виявитися несправним.

На відміну від традиційного підходу, експрес діагностування [8, 9, 12] оцінює сигнали коливання тиску палива, їх форму, частоту і амплітуду. При цьому аналізуються спотворення, викликані спрацьовуванням різних компонентів системи CR. Це дозволяє точно встановити, який з компонентів необхідно демонтувати. В цьому випадку, час роботи з транспортним засобом на підприємстві автомобільного транспорту істотно скорочується. Це пояснюється тим, що в результаті експрес-діагностування демонтується тільки несправний компонент і тільки він піддається подальшій перевірці на стенді або ремонту. Економія часу на комплексне повне діагностування може становити від 30% до 270%.

Застосування описаної вище методики показано на прикладі визначення несправності паливної апаратури в системі CR дизеля 1VD-FTV (8ЧН 8,6 / 9,6) транспортного засобу Toyota Land Cruiser LC 200. Для проведення дослідження Toyota LC200 була оснащена розробленою системою моніторингу [1, 3, 4, 7]. Крім цього був розроблений алгоритм взаємодії елементів бортової моніторингової інформаційної системи; розроблені комп'ютерно-інтегровані технології управління експлуатацією транспорту; система моніторингу стану ТЗ; методика дослідження його діагностичних параметрів; методика прогнозування технічного стану в процесі експлуатації; розроблений діагностичний комплекс на базі персонального комп'ютера (ІПК), спеціалізоване програмне забезпечення (ПЗ). ПЗ дозволяє використовувати високочастотний осцилограф для вимірювання коливань палива в гідроакумуляторі систем CR ТЗ [8, 9, 12].

**Структура інформаційної взаємодії між елементами ITS бортової системи моніторингу і діагностування ТЗ в умовах експлуатації**

Схема інформаційного обміну між елементами бортової системи моніторингу і діагностування ТЗ для дистанційного дослідження (рис. 2) складається з автомобіля, як об’єкта моніторингу, штатних датчиків, додаткових датчиків, ліній системи стандарту *OBD*-II, адаптера (сканера) *OBD*-II [1, 3, 4], контролера сканер-комунікатора (трекер) [1 - 6], бортового інформаційного

програмно-діагностичного комплексу (БІПДК), навігаційної супутникової технології (*GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet*, локальної мережі тощо), *Web*-серверу, бази даних, необхідного програмного забезпечення, учасників процесу випробування і дослідження транспортного двигуна і ТЗ, дистанційного робочого місця моніторингу стану ТЗ. Пунктиром показано поєднання внутрішньої мережі (ВМ ТЗ) транспортного засобу. Для проведення дослідження за допомогою БІПДК забезпечується взаємодія елементів і інформаційних обмін між ними. Таким чином забезпечується дистанційний моніторинг діагностування і прогнозування технічного стану, контролю та управління працездатністю ТЗ, що описано в [1, 3, 4].

Вимірювальний комплекс для дистанційного моніторингу і діагностування ТЗ може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимах. Різниця між ними є в тому, чи будуть підключатись ймовірнісні інформаційно-програмні комплекси і чи буде здійснюватись коректування оцінки умов експлуатації ТЗ [1, 3]. Принцип роботи бортового обладнання заснований на можливості визначення фактичних технічних параметрів стану двигуна і ТЗ, а також точного визначення місця розташування і точного часу від навігаційних супутникових систем, та обміну цією інформацією з дистанційним робочим місцем моніторингу стану ТЗ.

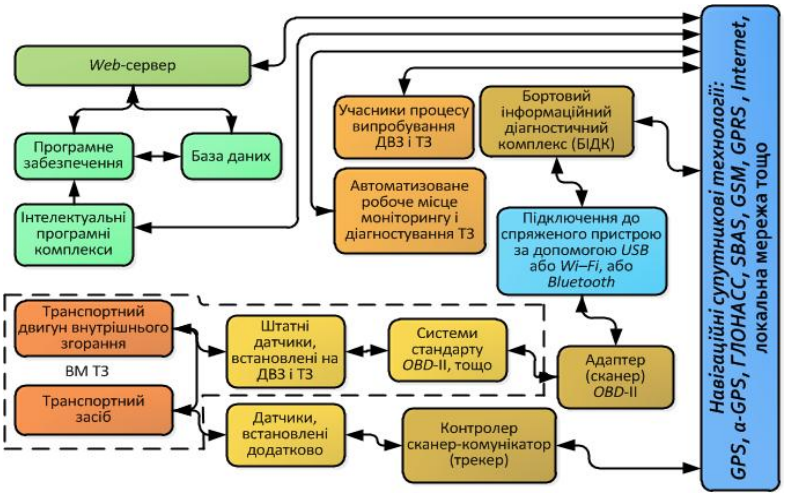



Рис. 2 - Схема інформаційного обміну між елементами бортового вимірювального комплексу для здійснення дистанційного моніторингу і діагностування двигуна і ТЗ

Для забезпечення керування процесами моніторингу і діагностування ТЗ здійснюється обмін інформацією, що дозволяє передавати як цифрові і голосові, так і відео дані. БІПДК є інформаційним пристроєм і самостійно вирішує задачі контролю технічних параметрів двигуна і ТЗ в процесі руху. У пам'ять БІПДК закладаються дані для його роботи, в тому числі і параметри ТЗ і двигуна. Порівняння даних про місце розташування ТЗ і заданих критеріїв роботи дозволяє БІПДК інформувати водія, оператора робочого місця моніторингу стану ТЗ та учасників процесу дослідження

про відхилення заданих технічних параметрів. При цьому для ефективності оперативного управління здійснюється двосторонній зв'язок.

**Особливості бортового обладнання для виконання контролю параметрів технічного стану двигуна і транспортного засобу в умовах експлуатації**

Для виконання моніторингу і діагностування з можливістю прогнозування параметрів технічного стану двигуна і ТЗ використовувалось загальнодоступне інформаційне і діагностичне устаткування і самого ТЗ, що утворюють (рис. 3) бортовий інформаційно-діагностичний комплекс (БІПДК).




*а* *б*

Рис. 3 – Загальний вигляд складових БІПДК на транспортному засобі: бортовий діагностичний адаптер системи Scanmaster ELM327, при підключенні до рознімання *OBD*-II (*а*); планшет (смартфон) в салоні ТЗ (*б)*

| РЕЗУЛЬТАТИ ВИЗНАЧЕННЯ DTCS | |
|---|---|
| Початок інтервалу | 2016-01-06 16:06:32 |
| Кінець інтервалу | 2016-01-09 10:02:19 |
| Транспортний засіб | Toyota Land Cruiser LC 200<br>engine 1VD-FTV (8FSS 8,6 / 9,6) |
| Дистанція | 131.6 Км |
| Час руху | 02:16:26 |
| Визначення коду несправності | 3 |
| Розпізнавання коду неисправности | 3 |
| Розпізнавання коду неисправности DTCs у БІПДК | |
| Попередження про наявність несправності | Да / 00:26:58 |
| Передача інформації про виявлену несправність | Да / 00:27:02 |
| Пробіг від моменту виявлення несправності | 116.6 |
| Час від моменту виявлення несправності | 01:45:24 |
| Повідомлення сервера про розпізнавання DTCs | |
| **P0087** Fuel pressure system / pressure too low) | **P0087** Тиск палива в системі занадто низький |
| **P1233** Rail Pressure / Outside specified Range | **P1233** Магістральний тиск поза заданого діапазону |
| **P1234** Rail Pressure / Not Plausible | **P1234** Магістральний тиск не достовірний |

Рис. 4 – Результати визначання неполадок в підсумковому звіті по діагностиці технічного стану та визначення несправностей в Toyota Land Cruiser LC 200 з двигуном 1VD-FTV з використанням ISC

**Специальное экспресс-диагностирование в условиях реального предприятия автомобильного транспорта**

Як було показано вище, більш поглиблений діагноз слід проводити безпосередньо на автотранспортному підприємстві. Для оцінки технічного стану паливної апаратури, вимірюється сигнал датчика тиску палива у гідроакумуляторі системи CR.

Для того щоб оцінити форму коливань палива, необхідно порівняти виміряні значення з еталонними. Опорні значення в попередньому етапі обчислюються за допомогою математичної моделі.

**Особливості математичного моделювання процесів в паливній апаратурі**

Математична модель використовує технічні параметри ПНВТ, форсунок і гідроакумулятора. Це дозволяє моделювати форму сигналу флуктуацій тиску палива, коли елементи паливної апаратури активуються. Коли інжектор впорскує паливо, тиск падає. Коли плунжерні насоси нагнітають паливо в акумулятор - тиск збільшується. Середній рівень тиску регулюється за рахунок роботи електромагнітного клапана-регулятора. Зсув його дозатора викликає високочастотні коливання тиску з малою амплітудою.

В якості основи для розробки математичної моделі, узяте відоме рівняння для об'ємного балансу палива. Для плунжерного насоса воно має вигляд

$$f_n \cdot c_n \cdot d\tau = \alpha_m \cdot V_c \cdot dp + \sum Q \cdot d\tau, \qquad (1)$$

де $f_p$ і $c_p$ - поперечний переріз і миттєва швидкість плунжера насоса, $\sum Q \cdot d\tau$ - сума обсягів палива, які одночасно витікають з системи; $Q$ - витрата палива; $p$ і $\tau$ - тиск і час; $\alpha_F$ - ступінь стиснення палива; $V_{cr}$ - загальний обсяг гідроакумулятора і приєднаних елементів.

Паливний насос високого тиску часто має ексцентриковий привід. Тому хід плунжера $h_x$ і швидкість плунжера в кожен момент часу $\tau$ визначається з рівняння:

$$h_x = l \cdot \left(1 - \cos\varphi_k\right), \; c_n = \frac{dh_n}{d\varphi_k} \cdot \frac{d\varphi_k}{d\tau}, \; d\tau = \frac{d\varphi_k}{6n_k}, \qquad (2)$$

де $l, \varphi_k, n_k$ - відповідно, ексцентриситет, кут повороту і швидкість обертання кулачкового вала (рисунок 5).

Обсяги, які розташовані над клапанами в плунжерних секціях - $V_p$, тиск в камері управління - $V_{cc}$ і внутрішні обсяги інжекторів - $V_{inj}$, передбачається, що деформація деталей акумуляторної паливної системи (АПС) відсутня або незначна. Зміна їх розміру не впливає на технічний стан акумуляторної паливної системи.

В остаточному вигляді, математична модель, що описує гідродинамічні процеси в АПС являє собою систему звичайних диференціальних рівнянь [8].

$$\frac{dP_a}{d\tau} = \frac{3n_c \cdot V_{\text{нг}}}{\alpha \cdot V_c} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot \tau\right) - \frac{1}{\alpha \cdot V_c} \cdot (Q_{\text{вн}} + Q_{\text{вф}} + Q_{\text{рт}} + Q_{\text{тп}} + Q_{\text{впр}})$$

$$\frac{dc_{\text{крт}}}{d\tau} = \frac{1}{m_{\text{крт}}}(K_{\text{ерт}} \cdot \frac{q_i^2}{(\delta_0 + h_{\text{крт}})^2} - f_{\text{крт}} \cdot P_a + F_{\text{пр.крт}} + K_{\text{крт}} \cdot h_{\text{крт}}),$$

$$\frac{dc_{\text{кф}}}{d\tau} = \frac{1}{m_{\text{кф}}}(K_{\text{еф}} \cdot \frac{i^2}{(\delta_0 + h_{\text{кф}})^2} + f_{\text{кф}} \cdot P_{\text{к}} - F_{\text{пр.кф}} - K_{\text{кф}} \cdot h_{\text{кф}}), \quad (3)$$

$$\frac{dP_k}{d\tau} = \frac{1}{\alpha \cdot V_{\text{к}}} \cdot (Q_{\text{вх}} - Q_{\text{вих}} - Q_{\text{вк}}) - \frac{dV_k}{d\tau},$$

$$\frac{dP_{\text{г}}}{d\tau} = \frac{1}{\alpha \cdot V_{\text{г}}} \cdot (Q_{\text{аг}} - Q_{\text{впр}} - Q_{\text{вг}}) - \frac{dV_{\text{г}}}{d\tau},$$

$$\frac{dh_{\text{крт}}}{d\tau} = c_{\text{крт}}; \quad \frac{dh_{\text{кф}}}{d\tau} = c_{\text{кф}},$$

де $P_a$, $P_c$, $P_n$ – відповідно, тиск у накопичувачі, камери управління і в обсязі нижче голки; $h_{\text{кф}}$, $h_{\text{крт}}$, $m_{\text{кф}}$, $m_{krm}$ – хід клапана інжектора, хід регулятора тиску клапана і їх маси; $\delta_0$ – початкові зазори якоря електромагнітів; $c_{\text{кф}}$, $c_{\text{крт}}$ – швидкість інжекторних клапанів і регулятора тиску; $f_{\text{кф}}$, $f_{\text{крт}}$ - площа поперечного перерізу цих клапанів, на якому діє тиск палива; $F_{\text{пр.кф}}$, $K_{\text{кф}}$ - зусилля пружини регулятора тиску клапана і коефіцієнт його жорсткості; $K_{\text{еф}}$, $K_{\text{ерт}}$ – коефіцієнти, що враховують конструктивні особливості соленоїдів клапана інжектора і регулятора тиску; $i$ - сила струму, $q$ - робочий цикл імпульсів управління.

Об'ємна швидкість палива $Q$, Розраховується з відомого рівняння [8]. Об'ємна швидкість може мати різні індекси в різних рівняннях.

$$Q_{1,2} = \mu f_i \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_n}}, \quad (7)$$

де $P_1$- тиск палива в обсязі, з якого вона протікає, $P_2$- тиску палива в обсязі, в яку він заливається. Відповідно до цього, ефективні поперечні перерізи отворів використовуються в рівняннях, з яких тече паливо; $\mu f_i$,- ефективний поперечний переріз отвору форсунки (через які паливо впорскується в циліндр дизеля).

На прикладі Toyota Land Cruiser 200, початкові геометричні розміри плунжерних пар паливного насоса високого тиску, голки і форсунки мультиплікатора, зазори в прецизійних парах і в поперечному перерізі регулятора тиску отвори були розраховані, і тиск палива в гідроаккумуляторі розраховувало

більше 540 градусів обертання розподільного валу. Робота CR в режимі пуску дизельного моделюються: 1) - з нормальними зазорами в прецизійних парах (2 мкм); 2) - прецизійні пари зношених (10 мкм); (Рис.6). 3) - несправність клапана впускання в розділі 2 (секція не працює) (рис.7) ;. 4) - інжектор голка висить у верхньому положенні, (регулятор тиску клапан закритий для компенсації) (рис.8).

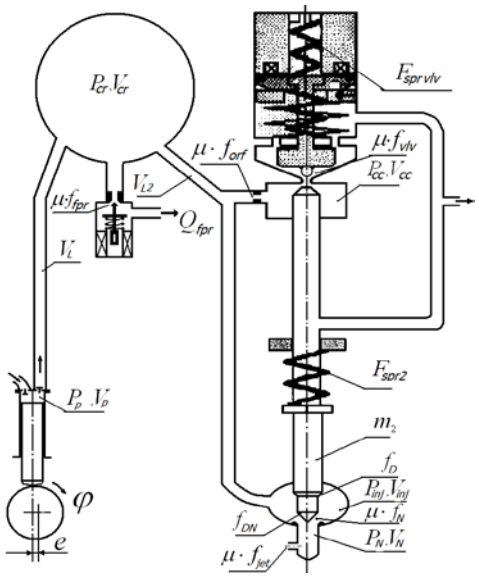



Рис. 5 - Розрахункова схема паливної апаратури

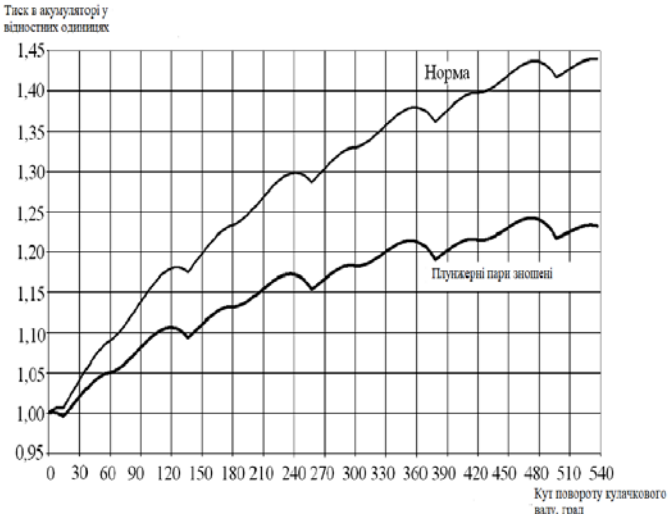



Рис. 6 - Результати моделювання для зміни тиску палива в гідроакумуляторі протягом 1,5 оборотів кулачкового вала (нормальна експлуатації та збільшенням зазорів - витоку)

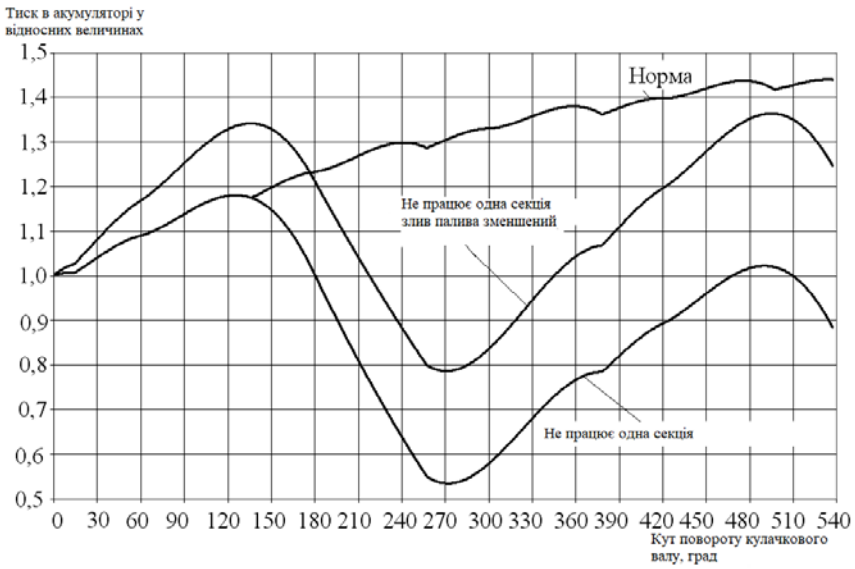



Рис. 7 - Результати моделювання роботи паливного насоса

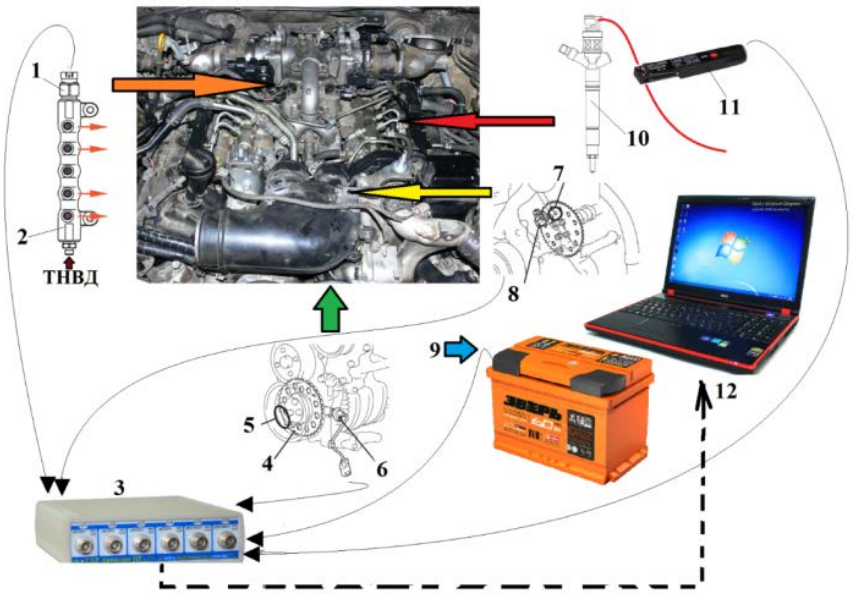



Рис. 8 - підключення вимірювального обладнання: 1 - датчик тиску палива; 2 - паливні рейки; 3 - цифровий осцилограф; 4 - зубчасте колесо колінчастого вала; 5 - відсутність двох зубів; 6 - датчик положення колінчастого валу; 7 – задаючий диск розподільного валу; 8 - датчик положення розподільного валу; 9 - вимірювання падіння напруги на клемах акумуляторної батареї, 10 - електрогідравлічний інжектор; 11 – струмові кліщі; 12- ноутбук

Таблиця 1 – Вибір діагностичних параметрів

| Задача | Сигнал | Інформація |
|---|---|---|
| Синхронізація процесів при аналізі осцилограм | Датчик положення колінчастого вала | Кутове положення колінчастого вала, кутова швидкість і кутове прискорення від роботи кожного циліндра |
| | Датчик положення розподільного валу | Точка відліку, визначення розрахункової ВМТ першого циліндра і ВМТ інших циліндрів |
| Стан паливної апаратури | Датчик тиску палива | Середній тиск палива. Коливання тиску, викликані роботою насоса, коливання тиску, викликані упорскуванням палива. |
| Синхронізація та корекція, яка вводиться за допомогою ЕБК | Імпульс струму управління інжектором | Тривалість основного і допоміжного упорскування. Кількість упорскувань. Момент упорскування. Кут випередження упорскування. |

**РЕЗУЛЬТАТИ ДІАГНОСТУВАННЯ**

Для аналізу цілісності паливної апаратури, був записаний сигнал датчика тиску. Як можна бачити з рис. 9. Паралельне синхронне вимірювання 4-х сигналів дозволяє визначити причину помилки в пам'яті ECU двигуна.

На рис. 9, можна виділити кілька коливань тиску, які накладаються один на одне,. Перш за все, це досить великі коливання амплітудою 8...10 МПа. Їх тривалість становить три чверті одного робочого циклу двигуна. По-друге, це поетапне зменшення тиску, коли кожен з інжекторів відкритий. Зниження тиску відбувається в 8 кроків за один робочий цикл двигуна. Також можна бачити високочастотну складову. Вона дає п'ять або шість хвиль коливань тиску протягом періоду між роботою інжекторів. Ці хвильові процеси пов'язані з відбиттям хвиль тиску – хвильовими процесами у гідроаккумуляторі.

Паливний насос високого тиску має тільки три плунжери. Штовхачі не працюють синхронно з колінчастим валом двигуна. З рис. 9 можна зробити висновок про те, що один з плунжерів не працює (пошкодження групи клапанів в ПНВТ над цим поршнем). На рис. 9 стрілками показано значний перепад тиску, коли 1-й і 3-й плунжери паливного насоса спрацьовують.

Якщо робота інжектора збігається з процесом підвищення тиску палива в рампі, то сильніший імпульс тиску компенсує падіння тиску. Вони приблизно в 10...15 разів відрізняються за амплітудою. Таким чином, провали тиску від форсунок, які потрапили в першому циклі на імпульс паливного насоса, оцінити неможливо. На рис. 9 вони показані стрілками B і D, відповідно, для інжекторів 2 і 8 циліндрів в першому циклі. Але так як немає синхронного зсуву коливального процесу в паливній рампі, момент роботи 5-го інжектора потрапляє на імпульс тиску в наступному циклі. Але робота восьмого і другого інжекторів робить чітко видним стабільне ступінчасте зниження тиску.

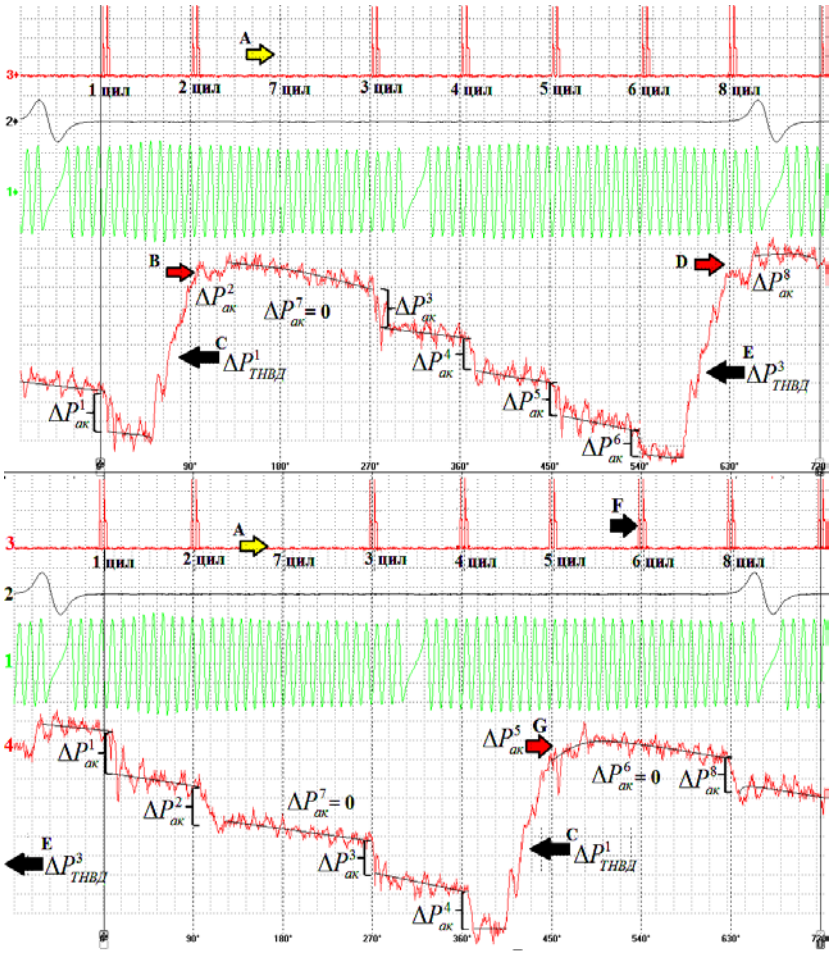



Рис. 9 – Процес коливань в паливній рампі протягом двох циклів: A - відсутність сигналу на інжекторі 7-го циліндра; B - компенсування падіння тиску на 2-му інжекторі циліндра, який досяг піку тиску; C - стрибок тиску з першого плунжера; D - компенсуючий перепад тиску 8-го інжектора; E - збільшення тиску від роботи 3-й плунжера; F - імпульс струму 6-го інжектора; G - компенсований перепад тиску 5, циліндра інжектора. 1 - сигнал датчика положення колінчастого валу; 2 - сигнал датчика положення розподільного вала; 3 - імпульс струму до інжектору; 4 - сигнал датчика тиску палива.

П'ятий інжектор вже був оцінений в попередньому першому циклі роботи. Можна зробити висновок, що оцінка технічного стану форсунок (за коливаннями тиску) повинна бути виконана не в одному робочому циклі, а в двох суміжних, беручи до уваги зміщення спрацювання паливного насоса через суперпозицію коливань тиску від форсунок і роботи насоса.

По різниці амплітуд тисків між роботою інжекторів, можна визначити, який інжектор впорскує більше палива або менше. Значні падіння тиску будуть

відповідати великим циклічним подачам; менші, відповідно, меншім циклічним подачам. Якщо падіння тиску співпадає з великою тривалістю імпульсу управління, це вказує на несправність самого паливного інжектора (наприклад, забруднення).

Стрілка А показує момент пропусків запалювання 7-го циліндра. У цьому випадку немає ніяких керуючих імпульсів на осцилограмі струму. В цей момент сигнал від датчика тиску не змінюється. Інжектор не працює, тому що він знеструмлений самим блоком управління. Після виявлення малої потужності циліндра (низький ступінь стиснення), інжектор відключається, щоб уникнути утворення неякісного сумішоутворення і збільшення викидів вуглеводнів.

Ще одна ситуація показана стрілкою F для 6-го циліндра. Керуючий імпульс до форсунки подається електронним блоком управління, як можна бачити з осцилограми сили струму. Однак, немає ніякого падіння тиску на лінії сигналу тиску в цей час. Тобто, інжектор не відкрився, незважаючи на прийняту команду. Можна бачити, що ця проблема не спостерігається на кожному робочому циклі двигуна. У попередньому циклі, коли імпульс був отриманий, 6-а форсунка була відкрита. Можлива причина полягає в тому, що шток мультиплікатора в інжекторі іноді підклинює.

## 4. ВИСНОВКИ

В результаті проведеної роботи, можна зробити наступні висновки:

Спільне застосування системи дистанційного контролю на транспортному засобі в русі і система експрес-діагностики (основана на відстеженні флуктуації тиску палива в акумуляторі в умовах станції технічного обслуговування) дозволяє:
- значно скоротити час пошуку та усунення несправностей;
- підвищити надійність діагностування.

Після виявлення проблеми за допомогою системи моніторингу проводяться такі дії:
- робиться детальний аналіз на станції технічного обслуговування;
- робиться пошук і усунення несправностей, ремонт;
- прибираються помилки з пам'яті комп'ютера.

Транспортний засіб може бути використано за прямим призначенням з постійним контролем його технічного стану з використанням запропонованої методики.

## ЛИТЕРАТУРА

[1]. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. Монография / Под редакцией Волкова В.П. / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я., Комов П.Б., Грицук И.В., Волков Ю.В., Комов Е.А. // Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013.– 398с.

[2]. Хендерсон Б. OBD-II и электронные системы управления двигателем. Руководство / Б.Хендерсон, Дж. Хейнес // СПб.: Алфамер Паблишинг, 2011 – 248с.

[3]. Волков В.П. Інтелектуальні системи моніторингу транспорту. / Під редакцією Волкова В.П. / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Комов, І.В. Грицук, М. Смешек, Т.В. Волкова, М.П. Цюман // Харків: Вид-во ХНАДУ, 2015. – 246 с.

[4]. 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, doi:10.4271/2016-01-0204.
[5]. Ахмедов Т.Н. Основы системы контроля состояния транспортного средства в процессе выполнения перевозок / Т.Н. Ахмедов, С.В. Жанказиев, А.Е. Финкель / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 138 – 164.
[6]. Ахмедов Т.Н. Принципы определения статусов неисправностей в телематической системе контроля технического состояния автомобиля в реальном времени / Т.Н. Ахмедов / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 165 – 180.
[7]. Твір науково-практичного характеру «Технічний регламент і результати роботи інформаційного програмного комплексу (продукту) «MonDiaFor «HADI-15»» (monitoring, diagnosis, forecasting technical condition of the vehicle under ITS) при здійсненні моніторингу, діагностування, прогнозування параметрів технічного стану транспортного засобу в умовах інтелектуальних транспортних систем» / В.П. Волков, І.В. Грицук, О.В. Предко, Ю.В. Грицук, З.І. Краснокутська, Ю.В. Волков, А.І. Грицук, Т.В. Волкова, В.С. Вербовський, В.Ю. Грицук, В.В. Вербовська, А.В. Ченцов // Заявка від 04.04.2016 № 64765.
[8]. Зенкин Е. Ю. Метод определения неравномерности срабатывания цилиндров дизеля в условиях электронной компенсации частоты вращения / Е. Ю. Зенкин // Автомобильный транспорт. - 2008. - Вып. 22. - С. 102-108.
[9]. Врублевский А.Н., Принцип организации использования топлива с помощью электрогидравлической форсунки / А.Н. Врублевский, Ф.И. Абрамчук, Е.Ю. Зенкин // “Автомобильный транспорт” ХНАДУ. Сб. науч.тр. – Х., 2007. – №21. – с. 119–124.
[10]. Загальні принципи діагностування електронних систем керування автомобіля: навч. посіб. / О.Ф.Дащенко, В.Г.Максимов, О.Н.Ніцевич [та ін.]; за ред.. М.Б.Копитчука. – О.: Наука і техніка, 2012. – 392 с.
[11]. Габитов И.И., Грехов Л.В., Неговора А.В. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей. М.: Легион-Автодата, 2008. - 248 с.
[12]. Пойда А.Н. Анализ технического состояния топливной аппаратуры на основе колебаний давления топлива в гидроаккумуляторе / А.Н. Пойда, Е.Ю. Зенкин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1 – С. 112-118.
[13]. Hansen P., Wolfe B. Remote Diagnostics - the Next OEM Frontier// The Hansen Report on Automotive Electronics. Dec. 2003/Jan. 2004. Vol. 16, № 10. P. 1-3.
[14]. Головин С.Ф. Технический сервис транспортных машин и оборудования. – М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2008. – 288с.
[15]. Предко А.В. Мониторинг, диагностирование и прогнозирование параметров технического состояния транспортных средств в условиях ITS / А.В. Предко, Ю.В. Грицук, И.В. Грицук, В.П. Волков // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования: Сборник научных трудов по материалам ежегодных конференций (Воронеж, 27–28 апреля 2015 г.). – Воронеж. – 2015. – Вып. 2.– С. 126–131.

**THE COMPLEX APPLICATION OF MONITORING AND EXPRESS DIAGNOSING FOR SEARCHING FAILURES ON COMMON RAIL SYSTEM UNITS**

The article deals with experimental and theoretical researches of hydraulic processes in a system of accumulator fuel supplying (Common Rail) during the diagnosing while the vehicle idling and during the acceleration. The aim of the work is to assess the efficiency of the offered diagnosing technique as the point of view of cutting-down time for troubleshooting and as the point of view of increasing reliability of failure localization. Feature of the presented approach is that it uses the analysis of fuel pressure fluctuations in the high pressure hydroaccumulator, synchronously with the analysis of rotary speed of an engine crankshaft and the steering signals on electromagnetic magnets (or piezoelements) of injectors. The technique uniting preliminary diagnosing of Electronic Engine Control (EEC) and components of the vehicle fuel units during the constant remote monitoring process, and deep, detailed diagnosing at a service station is described. The technique considers a possibility of onboard self-diagnosing OBD-II system and its interaction with the built-in monitoring system, and possibilities of the analysis of the technical condition fuel elements, using the pressure fluctuations of fuel, that register by the regular sensor of system pressure control fuel. Regularities of the fuel units and components failures emergence and an electronic control system of the diesel engine 1VD-FTV during the operation, with monitoring system are experimentally defined. Separate research for instant preliminary superficial detection of failure by means of remote monitoring on the Toyota Land Cruiser LC 200 vehicle was conducted. The separate inquiry on deep express diagnosing of the technical condition of the fuel units of the vehicle at the service station was held also. Monitoring process gives preliminary localization, the mode of appearance and degree of the importance of a failure, and further diagnosing at a service station deeper localization and specification of a technical condition of unit in which failure is arises. Using the method of the mathematical modeling the oscillatory processes arising in the fuel accumulator as in serviceable as in faulty were described. The analysis of experimental results is showed that combined using the remote system of monitoring built-in the vehicle and express diagnosing systems such as fuel pressure fluctuations in the hydro accumulator (at the service station) allows to reduce great deal of time for troubleshooting and to increase accuracy of diagnosis.

**УДК 681.518**

# ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ТА АНАЛІЗУ ІНФОРМАЦІЙНИХ СТРУКТУР СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У ВЗАЄМОДІЇ З ТАХОГРАФОМ

**ХУДЯКОВ Ігор, СИМОНЕНКО Роман, МАНЖЕЛЕЙ Віктор, ЧЕРНЕНКО Валентина**

В статті представлено особливості формування та аналізу інформаційних структур моделі системи моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів в умовах експлуатації у системній взаємодії з тахографом. Показано особливості перетворення канонічної структури бази даних системи моніторингу параметрів технічного стану транспортного засобу до реляційної моделі. Розглянуто процес формування та аналізу інформаційних структур моделі системи «Система управління безпекою експлуатації і працездатності засобів транспорту»»

## 1. ВСТУП

В ХДМА, НТУ і ХНАДУ проводяться роботи щодо подальшого розвитку інформаційних програмних комплексів моніторингу транспорту для дослідження можливості дистанційного отримання інформації про параметри експлуатації транспортний засобів (ТЗ) в умовах ITS. Формування та аналіз інформаційних структур проводимо за допомогою графів. Граф є поширеним методом для відображення зв'язків між певними даними. Причому він має широке застосування не тільки як інструмент вирішення задач, а й як основний засіб для побудови математичних та інформаційних моделей. Зазвичай, корисно уявити граф в графічній формі, так щоб було видно його структуру. Це називається візуалізацією (зображенням) графа. Зображення графу – це двовимірна візуалізація ребер та вершин графа. Зазвичай, зображення графа повинно задовольняти параметрам зрозумілості, зручності читання, швидкості побудови зображення.

## 2.ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

В роботі розглядаються особливості формування та аналіз інформаційних структур моделі системи моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів в умовах експлуатації за допомогою тахографу. Показано особливості перетворення канонічної структури бази даних системи моніторингу параметрів технічного стану транспортного засобу до реляційної моделі.

## 3.ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Процес формування та аналізу графів інформаційних структур моделі системи «Система управління безпекою експлуатації і працездатності засобів транспорту»» («Motor Vehicle Safety and Performance Management» (в подальшому - MVSPM)) включає в себе [1-4] наступні взаємопов'язані операції: побудову множин

структурних елементів на основі моделі предметної області системи; формування матриці семантичної суміжності на множині структурних елементів, побудову орієнтованого графу його інформаційної структури [5, 6]; формування матриці семантичної досяжності на множині структурних елементів [5]; визначення інформаційних і групових елементів структурних множин; упорядкування груп структурних елементів за рівнями ієрархії, виділення і формування множині ключів і атрибутів в групах даних підсистем; побудова канонічних моделей підсистем баз даних системи [2].

Визначення множини структурних елементів системи моніторингу технічного стану ТЗ виконувалось наступним чином: до елементів множини об'єктів автоматизації ($O$) (табл. 1), додавали елементи множин інформаційних елементів об’єктів автоматизації ($V$) (табл. 2) і відповідним чином індексували їх. У результаті отримали множину елементів для системи моніторингу технічного стану ТЗ з встановленим тахографом:

$$D = \{d | l = 80{,}99\}, \quad P(D) = 20 \qquad (1)$$

Таблиця 1. Об’єкти автоматизації тахографу встановленого на транспортному засобі

| № | Позначення | Найменування |
|---|---|---|
| 1 | $O_{2.1}$ | Блок збирання і передачі інформації про ідентифікацію ТЗ |
| 2 | $O_{2.2}$ | Блок збирання і передачі інформації про стан ТЗ |
| 3 | $O_{2.3}$ | Блок збирання і передачі інформації про час роботи ТЗ |
| 4 | $O_{2.4}$ | Блок збирання і передачі інформації про швидкість ТЗ |
| 5 | $O_{2.5}$ | Блок збирання і передачі інформації про стан причепа (додаткове обладнання) ТЗ |

Таблиця 2 – Основні інформаційні елементи об’єктів автоматизації ТЗ с встановленим тахографом

| № | Позначення | Найменування |
|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 |
| 80 | $v_{80}$ | Ідентифікація водія. |
| 81 | $v_{81}$ | Ідентифікаційний номер карти і країни. |
| 82 | $v_{82}$ | Ідентифікаційний номер автомобіля, VIN, VRN. |
| 83 | $v_{83}$ | Країна реєстрації та реєстраційний номер автомобіля (VRN). |
| 84 | $v_{84}$ | Ідентифікація тахографа. |

Продовження таблиці 2

| 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|
| 85 | $v_{85}$ | Ідентифікація одометра. |
| 86 | $v_{86}$ | Діапазон обертів двигуна і тривалість. |
| 87 | $v_{87}$ | Останній контроль, якому піддавався водій. |
| 88 | $v_{88}$ | Зведення про діяльність за день, відомості про початок і закінчення (час, місце розташування і одометр). |
| 89 | $v_{89}$ | Види діяльності із зазначенням часу початку і закінчення. |
| 90 | $v_{90}$ | Дата і час останнього контролю перевищення швидкості. Дата і час першого перевищення швидкості і кількість перевищень швидкості. |
| 91 | $v_{91}$ | П'ять найбільш серйозних перевищень швидкості за останні 365 днів. Дата, час і тривалість. Максимальна і середня швидкість. |
| 92 | $v_{92}$ | Найбільш серйозні перевищення швидкості за останні десять днів. Дата, час і тривалість. Максимальна і середня швидкість. |
| 93 | $v_{93}$ | Зміни стану задніх роз'ємів *D1 / D2* і їх тривалість. |




Рис. 1 – Типи даних у блоках структурних елементів інформаційної системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з встановленим тахографом

Елементи множини представлені на рис. 1 і в табл. 3**.** Складена [2, 7, 8-10] для множин структурних елементів моделі системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ матриця семантичної суміжності $B = ||b_{ij}||$, тобто квадратна бінарна матриця проіндексована за обома осями множини структурних елементів *D*, має вигляд (2).

Таблиця 3 – Елементи множини структурних елементів інформаційної системи з встановленим тахографом

| № | Позначення | Найменування |
|---|---|---|
| 80 | $v_{80}$ | Ідентифікація водія. |
| 81 | $v_{81}$ | Ідентифікаційний номер карти і країни. |
| 82 | $v_{82}$ | Ідентифікаційний номер автомобіля, VIN, VRN. |
| 83 | $v_{83}$ | Країна реєстрації та реєстраційний номер автомобіля (VRN). |
| 84 | $v_{84}$ | Ідентифікація тахографа. |
| 85 | $v_{85}$ | Ідентифікація одометра. |
| 86 | $v_{86}$ | Діапазон обертів двигуна і тривалість. |
| 87 | $v_{87}$ | Останній контроль, якому піддавався водій. |
| 88 | $v_{88}$ | Зведення про діяльність за день, відомості про початок і закінчення (час, місце розташування і одометр). |
| 89 | $v_{89}$ | Види діяльності із зазначенням часу початку і закінчення. |
| 90 | $v_{90}$ | Дата і час останнього контролю перевищення швидкості.<br>Дата і час першого перевищення швидкості і кількість перевищень швидкості. |
| 91 | $v_{91}$ | П'ять найбільш серйозних перевищень швидкості за останні 365 днів. Дата, час і тривалість.<br>Максимальна і середня швидкість. |
| 92 | $v_{92}$ | Найбільш серйозні перевищення швидкості за останні десять днів. Дата, час і тривалість.<br>Максимальна і середня швидкість. |
| 93 | $v_{93}$ | Зміни стану задніх роз'ємів *D1 / D2* і їх тривалість. |
| 94 | $v_{94}$ | Час збирання інформації. |
| 95 | $v_{95}$ | Блок збирання і передачі інформації про ідентифікацію ТЗ |
| 96 | $v_{96}$ | Блок збирання і передачі інформації про стан ТЗ |
| 97 | $v_{97}$ | Блок збирання і передачі інформації про час роботи ТЗ |
| 98 | $v_{98}$ | Блок збирання і передачі інформації про швидкість ТЗ |
| 99 | $v_{99}$ | Блок збирання і передачі інформації про стан причепа (додаткове обладнання) ТЗ |

Матриці семантичної суміжності *B* ставиться у відповідності до графу інформаційної структури *G (D, U)*, множинами вершин якого є структурні елементи множин *D*, а дуги $(d_i, d_j)$ відповідають запису $b_{ij} = 1$, в матриці *B*. Дуги організованого графа (орграфа) *G* відображають наявність або відсутність семантичної зв'язності між їх структурними елементами. Зображення орієнтованого орграфа *G* показано на рис. 2**.**

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0000000000000010000 \\ 0000000000000010000 \\ 0000000000000010000 \\ 0000000000000010000 \\ 0000000000000010000 \\ 0000000000000010000 \\ 0000000000000001000 \\ 0000000000000000100 \\ 0000000000000000100 \\ 0000000000000000100 \\ 0000000000000000010 \\ 0000000000000000010 \\ 0000000000000000010 \\ 0000000000000000001 \\ 0000000000000011111 \\ 0000000000000000000 \\ 0000000000000000000 \\ 0000000000000000000 \\ 0000000000000000000 \\ 0000000000000000000 \end{bmatrix} \quad (2)$$

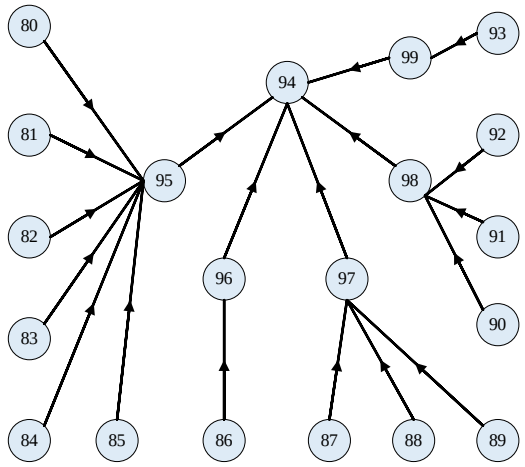



Рис. 2 – Орграф *G* інформаційної структури моделі системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з встановленим тахографом

Матриця семантичної досяжності *A, яка* збігається з матрицею семантичної суміжності *B* [6], утворює можливість до визначення множин передування $C(d_i)$ та досяжності $F(d_i)$ $\forall$ $d_i \in D$. Множина передування $C(d_i)$ формуються з елементів, які відповідають одиничним записам у *i*-му стовпці, а множина $F(d_i)$ - з елементів, які відповідають одиничним записам у *i*-му рядку матриці семантичної досяжності *A*. Аналіз множини передування $C(d_i)$ дозволяє виділити базові типи структурних

елементів, а саме інформаційні елементи та групи. Інформаційним елементам відповідають ті структури, для яких множини передування $C(d_i) = 0$. На оргграфі $G$ їм відповідають висячі вершини [5, 6, 9, 10]. Згідно (3), а також (4), розрахунковим шляхом були визначені множини передування і досяжності для кожного структурного елементу системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з встановленим тахографом:

$$\begin{aligned}
&\forall i_2, i = 80, \dots, 93\ C(d_i) = \varphi \\
&C_2(d_{95}) = \{d_i / i = 80, \dots, 85{,}94\}, \\
&C_2(d_{96}) = \{d_i / i = 86{,}60\}, \\
&C_2(d_{97}) = \{d_i / i = 87, \dots, 89{,}94\}, \\
&C_2(d_{98}) = \{d_i / i = 90, \dots, 92{,}94\}, \\
&C_2(d_{99}) = \{d_i / i = 93{,}94\},
\end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
&\forall i_2, i = 95, \dots, 99\ F(d_i) = \varphi \\
&\forall i_2, i = 80, \dots, 85\ F(d_i) = \{d_{95}\}, \\
&\forall i_2, i = 86\ F(d_i) = \{d_{96}\}, \\
&\forall i_2, i = 87, \dots, 89\ F(d_i) = \{d_{97}\}, \\
&\forall i_2, i = 90, \dots, 92\ F(d_i) = \{d_{98}\}, \\
&\forall i_2, i = 93\ F(d_i) = \{d_{99}\}, \\
&F_3(d_{94}) = \{d_{95}, d_{96}, d_{97}, d_{98}, d_{99}\}
\end{aligned} \tag{4}$$

Для визначення інформаційних елементів системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з встановленим тахографом необхідно підсумувати елементи кожного з стовпців $j$ матриці $A$, виходячи з цих міркувань: якщо $\sum_{i=1}^{P(D)} a_{i,j} = 0$, то $j$-ий елемент структурної множини системи є інформаційним, а в іншому випадку, структурний елемент – є груповим елементом (групою), тобто:

$$\begin{aligned}
&\sum_{i=80}^{99} a_{i80} = \sum_{i=80}^{99} a_{i81} = \sum_{i=80}^{99} a_{i82} = \dots = \sum_{i=80}^{99} a_{i94} = 0, \\
&\sum_{i=80}^{99} a_{i95} \\
&\qquad > 0, \sum_{i=80}^{99} a_{i96} > 0, \sum_{i=80}^{99} a_{i97} > 0, \\
&\qquad \sum_{i=80}^{99} a_{i98} > 0, \sum_{i=80}^{99} a_{i99} > 0
\end{aligned} \tag{5}$$

Таким чином, множина інформаційних елементів системи моніторингу параметрів стану ТЗ з встановленим тахографом $D^{\partial}$ була визначена і має вигляд**:**

$$D_2^{\partial} = \{d_{80} - d_{93}\}, \quad (6)$$

а множина елементів групи (груповим елементом) $D^{\partial}$ була визначена з виразу:

$$D_2^{\partial} = D \backslash D^{\partial} = \{d_{95}, d_{96}, d_{97}, d_{98}, d_{99}\} \quad (7)$$

Для предметної області інформаційної системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з встановленим тахографом визначили існуючий загальний інформаційний елемент для всіх п'яти інформаційних груп. У відповідності до (табл. 4) цей елемент «Час збирання інформації» - $d_{94}$, який є ключовим з причини семантичної залежності одержуваних даних моніторингу параметрів технічного стану ТЗ від часу збирання інформації. Таким чином, з урахуванням особливостей побудови, розроблена інформаційна система моніторингу параметрів технічного стану ТЗ, має множину ключів:

$$W_{2.1} = \{d_{94}\} \quad (8)$$

і, відповідно, множина атрибутів система моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з встановленим тахографом:

$$W_{2.2} = \{d_i / i = 80, \ldots, 93\} \quad (9)$$

Таблиця 4 – Типи даних структурних елементів інформаційної системи технічного стану ТЗ з встановленим тахографом

| № | Позначення | Найменування | Тип даних |
|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 80 | $d_{80}$ | Ідентифікація водія. | Логічний |
| 81 | $d_{81}$ | Ідентифікаційний номер карти і країни. | Логічний |
| 82 | $d_{82}$ | Ідентифікаційний номер автомобіля, VIN, VRN. | Дійсний |
| 83 | $d_{83}$ | Країна реєстрації та реєстраційний номер автомобіля (VRN). | Дійсний |
| 84 | $d_{84}$ | Ідентифікація тахографа. | Логічний |
| 85 | $d_{85}$ | Ідентифікація одометра. | Логічний |
| 86 | $d_{86}$ | Діапазон обертів двигуна і тривалість. | Дійсний |
| 87 | $d_{87}$ | Останній контроль, якому піддавався водій. | Логічний |

Продовження таблиці 4

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| 88 | $d_{88}$ | Зведення про діяльність за день, відомості про початок і закінчення (час, місце розташування і одометр). | Дійсний |
| 89 | $d_{89}$ | Види діяльності із зазначенням часу початку і закінчення. | Логічний |
| 90 | $d_{90}$ | Дата і час останнього контролю перевищення швидкості.<br>Дата і час першого перевищення швидкості і кількість перевищень швидкості. | Логічний |
| 91 | $d_{91}$ | П'ять найбільш серйозних перевищень швидкості за останні 365 днів. Дата, час і тривалість. Максимальна і середня швидкість. | Логічний |
| 92 | $d_{92}$ | Найбільш серйозні перевищення швидкості за останні десять днів. Дата, час і тривалість. Максимальна і середня швидкість. | Логічний |
| 93 | $d_{93}$ | Зміни стану задніх роз'ємів *D1* / *D2* і їх тривалість. | Логічний |
| 94 | $d_{94}$ | Час збирання інформації | Дата |

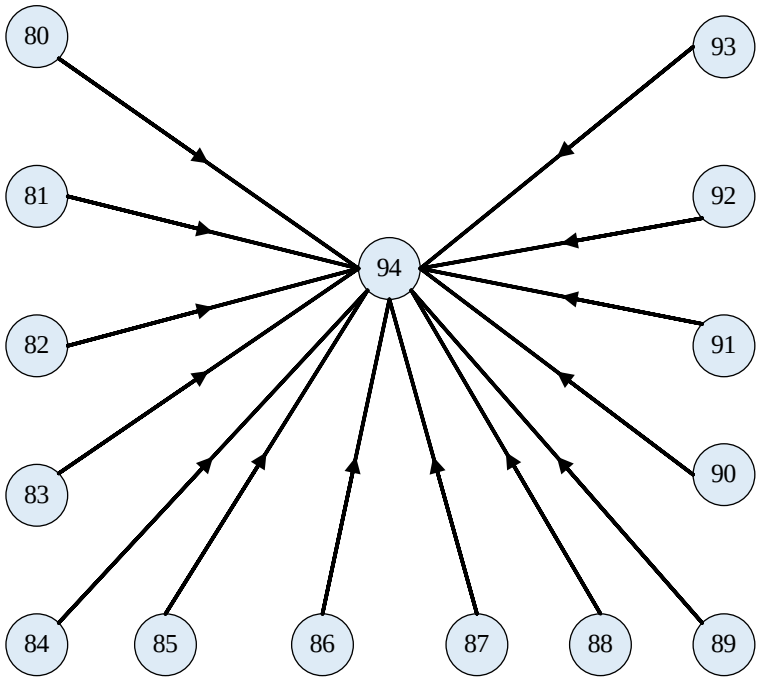



Рис. 3 – Оргграф *G* канонічної структури моделі підсистеми моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з встановленим тахографом

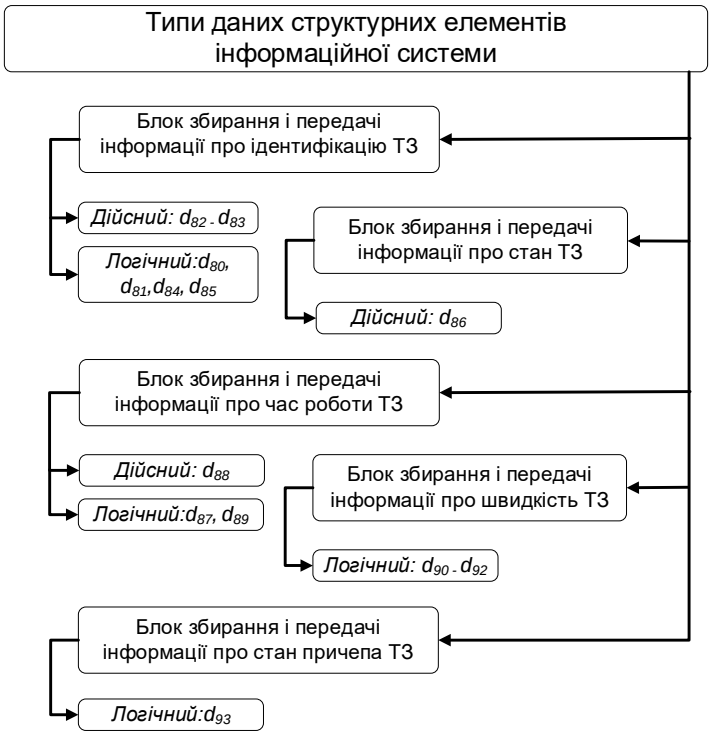



Рис. 4 – Основні блоки структурних елементів інформаційної системи моніторингу ТЗ з встановленим тахографом із визначенням типу даних атрибутів

Приведений до канонічної структури оргграф системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з встановленим тахографом показаний на рис. 3.

Побудована реляційна модель [1, 2] системи моніторингу на основі канонічної структури бази даних [7] і положень [1,2], відповідно до множини допустимих значень основних параметрів технічного стану ТЗ. Таким чином отриманої в результаті проведеного аналізу інформації достатньо для створення системи управління бази даних реляційного типу [5, 6], в тому числі і в компонентах ІПК «MVSPM».

## 4. ВИСНОВКИ

В роботі виконано приведення до канонічної форми орграф інформаційної структури моделі системи дистанційного моніторингу параметрів технічного стану водія і ТЗ у системній взаємодії з тахографом. Побудована реляційна модель системи моніторингу на основі канонічної структури бази даних, що базуються на теоретичних положеннях у відповідності до множини допустимих значень основних параметрів технічного стану ТЗ. Отриманої в результаті проведеного аналізу інформації достатньо для створення системи управління бази даних реляційного типу, в тому числі і в компонентах ІПК «MVSPM» з використанням інформаційних складових тахографа.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1] Атрощенко В.А. Технические возможности повышения ресурса автономных электростанций энергетических систем. Монография. / В.А. Атрощенко, Ю.Д. Шевцов, П.В. Яцынин, Р.А. Дьяченко, М.Н. Педько. - Краснодар: Издательский Дом - Юг, 2010. - 192 с.

[2] Волков В.П. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів Монографія / Під редакцією Волкова В.П. / Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Володарець М.В. // Харків: Вид-во Панов А. М., 2018. - 298 с.

[3] Волков В.П., Мырхалыков Ж.У., Грицук И.В., Никонов О.Я., Сатаев М.И., Волков Ю.В., Саипов А.А. Интеллектуальные и телематические технологии на транспорте / Под ред. Волкова В.П. – Шымкент: Изд-во ЮКГУ им. М. Ауэзова, 2016. – 508 с.

[4] Дмитриченко М.Ф., Матейчик В.П., Волков В.П., Грищук О.К., Цюман М.П., Грицук І.В., Вайганг Г.О., Клименко О.А.. Програмне забезпечення систем моніторингу транспорту / Під редакцією Дмитриченка М.Ф. – Київ: Вид-во НТУ, 2016. – 204с.

[5] Берж К. Теория графов и ее применения / К. Берж. – М. : Иностранная литература, 1962. – 319 с.

[6] Харари, Ф. Теория графов / Ф. Харари ; пер. с англ. – М. : Мир, 1973. –301 с.

[7] Диго С.М. Базы данных. Проектирование и создание: Учебно-методический комплекс. – М.: Изд. центр ЕАОИ. 2008. – 171 с.

[8] Gritsuk, I., Zenkin E.Y., E., Bulgakov, N., Golovan, A. et al., "The Complex Application of Monitoring and Express Diagnosing for Searching Failures on Common Rail System Units," SAE Technical Paper 2018-01-1773, 2018, https://doi.org/10.4271/2018-01-1773.

[9] Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. Монография / Под редакцией Волкова В.П. / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я., Комов П.Б., Грицук И.В., Волков Ю.В., Комов Е.А. // Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 398с.

[10] Кадильникова Т.М. Теоретико-методологические основы мониторинга подъёмно-транспортных машин / Кадильникова Т.М. – Днепропетровск: "Пороги", 2004. –177 с.


**FEATURES OF FORMING AND ANALYSIS OF INFORMATION STRUCTURES OF THE SYSTEM OF MONITORING THE PARAMETERS OF THE TECHNICAL CONDITION OF VEHICLES IN INTERACTION WITH THE TACHOGRAPHY**


The article presents the features of the formation and analysis of information structures of a model of a system for monitoring the parameters of the technical condition of vehicles under operating conditions in a systemic interaction with a tachograph. The features of converting the canonical structure of the database of the system for monitoring the parameters of the technical condition of a vehicle to a relational model are shown. The process of formation and analysis of information structures of the model of the system “The system for managing the safety of operation and operability of vehicles”

**УДК 656.13+621.43+681.518**

# ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ В УДОСКОНАЛЕНІЙ СИСТЕМІ «ДВИГУН-НЕЙТРАЛІЗАТОР»

**МАТЕЙЧИК Василь, ГРИЦУК Ігор, ЦЮМАН Микола, ГРИЦУК Юрій**

В статті представлені результати проведених досліджень системи теплової підготовки двигуна з тепловим акумулятором фазового переходу в процесах руху транспортного засобу в удосконаленій системі «Двигун-каталізатор». Враховані особливості теплової підготовки транспортного засобу за допомогою теплового акумулятора фазового переходу, а також його конструктивні і технологічні параметри й характеристики теплоакумулюючого матеріалу фазового переходу. В якості основного методу дослідження розроблена і представлена оцінка ефективності системи теплової підготовки транспортного засобу в тепловому акумуляторі та каталітичному перетворювачі в умовах експлуатації. Особливістю представленої системи є те, що вона використовує теплову енергію відпрацьованих газів для накопичення енергії під час роботи двигуна для заряджання теплового акумулятора фазового переходу. Показана методика враховує екологічні параметри, дорожні умови, конструктивні параметри транспортного засобу, режими його руху, тепловий стан системи охолодження двигуна та каталітичного перетворювача. Проведений аналіз результатів досліджень показав, що використання системи теплової підготовки транспортного засобу дозволяє значно скоротити час прогріву двигуна, зменшити витрату палива та шкідливі викиди в умовах експлуатації.

## 1. ВСТУП

Вирішення проблеми формування оптимального температурного стану (ОТС) двигуна і транспортного засобу (ТЗ) в процесі передпускової і післяпускової теплової підготовки та експлуатації ТЗ – це складна задача, що може вирішуватись використанням системних методів дослідження [1]. Складовою частиною такого дослідження є визначення паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху [1, 2]. Для одночасного впливу на основні системні об’єкти двигуна і ТЗ застосовувалась комплексна система комбінованого прогріву (КСКП) на основі бортових теплових акумуляторів (БТА) з теплоакумулюючими матеріалами (ТАМ), що мають фазовий перехід [1, 2].

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи полягає в адаптації методики, моделюванні і оцінюванні ефективності використання системи теплової підготовки на основі теплового акумулятора фазового переходу на транспортному засобі в умовах експлуатації.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

*Моделювання процесів прогрівання в процесах руху ТЗ*

Для реалізації основних положень і напрямків системного підходу при формуванні цього методу були застосовані такі результати досліджень об’єктів транспортної техніки і транспорту, як [3 - 9]. Для реалізації цього методу дослідження в рамках вирішення даної проблеми проведено на кафедрах НТУ, ХНАДУ і ХДМА, де на основі математичної моделі системи «двигун-нейтралізатор» розроблено новий метод і удосконалена розрахункова система для

використання математичної моделі в частині дослідження паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням особливостей теплової підготовки - прогріву транспортного двигуна і ТЗ в процесі його руху.

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

У першому випадку в розробленій методиці описуються як окремі режими руху ТЗ, так і характерні режими руху в їздовому циклі. При цьому враховуються особливості роботи двигунів ТЗ в неусталених режимах у процесі руху, а також процес прогріву двигуна і ТЗ при сумісній роботі двигуна і трансмісії ТЗ. Після перевірки достовірності результатів за вимогами споживача, за вимогами виробника і за експериментальними даними можливо проводити визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна і ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху в умовах їздових циклів.

У другому випадку описуються відповідні показники в процесі руху на маршруті, де поряд з моделюванням окремих режимів руху ТЗ моделюються маршрутні умови, які дозволяють враховувати дорожні, транспортні умови та умови керування ДВЗ та трансмісією ТЗ. Після виконання перевірки достовірності результатів за вимогами споживача, за вимогами виробника і за експериментальними даними можливо проводити визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна і ТЗ з урахуванням прогріву в процесі і в умовах руху на маршруті.

На кожному етапі визначення і оцінювання паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху проводиться перевірка достовірності результатів шляхом порівняння з експериментальними та статистичними даними, діючими нормами. Наприкінці алгоритму, що складений на удосконаленій методиці, проводиться загальна економічна оцінка досліджуваних варіантів і формується загальний висновок щодо забезпечення паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху у відповідних умовах експлуатації.

Використання запропонованих методик і удосконаленої системи визначення й оцінювання паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху має свої особливості. Для досягнення поставленої мети було розроблено новий метод і удосконалена розрахункова система для використання математичної моделі в частині дослідження паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням особливостей теплової підготовки - прогріву транспортного двигуна і ТЗ в процесі його руху. В основу її були покладені відповідні залежності математичної моделі системи «двигун-нейтралізатор» [2 – 4, 9].

Крім цього, в основу математичної моделі вирішення поставленої проблеми покладені методики дослідження основних експлуатаційних показників ТЗ в режимах їздового циклу ТЗ згідно Правил ЄЕК ООН № 83-05. Такий цикл

використовується для оцінювання показників екологічної безпеки ТЗ, зокрема, викидів шкідливих речовин і паливної економічності легкових автомобілів та вантажних автомобілів малої вантажопідйомності. [10 – 12].

Для встановлення характеру впливу температури ОС на ефективність використання розробленої системи прогріву двигуна ТЗ, прийнято рішення виконати розрахункове дослідження за умови температур ОС -20 ºС, 0 ºС та 20 ºС. Оскільки, такі температурні умови відрізняються від рекомендованих для проведення випробувань по їздовому циклу умов (20 – 30 ºС), то отримані результати розрахункового дослідження ні в якому разі не можуть бути використані для встановлення відповідності екологічному стандарту, а використовуються виключно для оцінювання ефективності застосування розробленої системи прогріву. В основу використання математичної моделі системи в режимах їздового циклу ТЗ у моделюванні руху ТЗ в циклі покладено визначення необхідного крутного моменту двигуна $M_e$ і частоти обертання колінчастого валу $n_d$, які забезпечують відповідні значення швидкості $V_a$ і прискорення $j_a$ ТЗ.

На ділянках розгону циклу визначаються значення необхідного крутного моменту і частоти обертання колінчастого валу двигуна в початковий і кінцевий моменти ділянки для подібних умов в усталених режимах і вважається, що зміна показників двигуна відбувається лінійно. Оскільки система управління двигуном відключає подачу палива при русі транспортного засобу в режимі примусового холостого ходу, то при сповільненні із включеним зчепленням необхідний крутний момент не визначається і приймається, що витрата палива і викиди шкідливих речовин відсутні. При сповільненні з виключеним зчепленням приймається, що частота обертання колінчастого вала відповідає мінімальній частоті обертання холостого ходу.

Визначення ефективності роботи каталітичного нейтралізатора здійснювалось в залежності від коефіцієнту надлишку повітря і температури каталітичного блоку. Для математичного опису впливу температури каталітичного блоку на ефективність нейтралізації були використані експериментальні залежності ступеня перетворення основних шкідливих речовин у каталітичному нейтралізаторі від температури каталітичного блоку [13].

Розроблений алгоритм удосконаленої математичної моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху показаний на рис. 1.

На початку проведення розрахунків у блоках 1-3 проводиться введення початкових даних для здійснення розрахунку. У блоці 1 проводиться встановлення параметрів двигуна ТЗ. До них відносяться: маса транспортного засобу з водієм, *кг,* площа фронтального перерізу ТЗ, $м^2$, коефіцієнт аеродинамічного опору, динамічний радіус колеса, *м,* передаточні числа 1-5-ї передачі КПП, передаточне число головної передачі, к.к.д. трансмісії ТЗ. У блоці 2 проводиться встановлення технічних параметрів ТЗ. До них відносяться: діаметр циліндра, $d$, *м;* хід поршня, $s$, *м;* довжина шатуна, $l$, *м;* ступінь стиску, $\varepsilon$; число циліндрів, $i$; атмосферний тиск, $p_0$, *Па;* температура навколишнього середовища, $T_0$, °*C;* теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, $l_0$, *кг/кг,* фази газорозподілу, $\varphi_{в.о.}$, $\varphi_{вп.о.}$, $\varphi_{в.з.}$, $\varphi_{вп.з.}$, *град п.к.в.*; діаметр тарілки випускного / впускного клапану, $d_{в.}$ / $d_{вп}$, *мм;* кількість впускних / випускних клапанів, $i_{в.}$ / $i_{вп}$, *шт.;* нижча теплота згорання палива, $H_u$, *Дж / кг;* діаметр корінної / шатунної шийки, $d_1$ / $d_{12}$, *мм.,* діаметр поршневого пальця, $d_{23}$, *мм;* кількість

компресійних та маслознімних кілець, $i_к$. У блоці 3 проводиться становлення параметрів дороги і оточуючого середовища: коефіцієнту дорожнього опору, $\psi$, атмосферного тиску, $p_0$, *Па,* температури навколишнього середовища, $T_0$, *К.*

У блоках 4 - 8 алгоритму проводиться підготовка необхідних вихідних даних для роботи математичної моделі «двигун-нейтралізатор». Так, у блоці 4 відбувається визначення параметрів режиму роботи двигуна ТЗ в поточний момент часу: $\tau_i$ – поточне значення часу з моменту пуску двигуна ТЗ, с, $n_{\partial i}$ – поточне значення частоти обертання колінчастого валу двигуна, хв$^{-1}$, $M_{ei}$ – поточне значення ефективного крутного моменту двигуна, Н·м. У блоці 5 - визначення кута випередження запалювання $\theta_i$, *град п.к.в.,* як функція $\theta_i = f(n_{\partial i}, M_{ei})$. У блоці 6 проводиться визначення температури у впускному трубопроводі двигуна $t_{Si} = f(P_0, T_0, n_{\partial i}, M_{ei})$, К. У блоці 7 встановлюються початкові значення температури охолоджуючої рідини, $t_{Bi} = t_0$.

У блоці 8 відбувається визначення поточних значень частоти обертання колінчастого валу двигуна $n_{\partial i}^{xx}$ в режимі холостого ходу і коефіцієнта надлишку повітря, як функцію від $t_{Bi}$, $n_{\partial i}^{xx} = f(t_{Bi})$, $\alpha_i = f(t_{Bi})$.

Усі підготовлені вихідні (початкові дані) поступають у блок 9, де выдбуваються розрахунки на математичній моделі системи «двигун-нейтралізатор» [2 – 4]. На виході з моделі системи «двигун-нейтралізатор» весь подальший розрахунок проводиться в 3-х паралельних напрямках, у яких послідовно виконуються операції щодо визначення груп основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і ТЗ.

Модель системи «двигун-нейтралізатор» будується виходячи із функціональної структури системи «двигун-нейтралізатор» [2 – 4]. Для моделювання робочих процесів ДВЗ використано метод об’ємного балансу, запропонований професором М.М. Глаголєвим і допрацьований в наукових працях В.Г. Дяченка, М.К. Шокотова та інших. Для визначення витрат на тертя використовується положення теорії машин і механізмів. До основних параметрів системи «двигун-нейтралізатор», що забезпечують ефективність її використання, відносяться температура охолоджуючої рідини системи охолодження двигуна, температура та ефективність роботи каталітичного нейтралізатора.

Температура ОР визначається в залежності від температури оточуючого середовища (ОС) на основі величин теплових потоків від стінок циліндра і камери згорання та теплообмінної частини КСКП у складі теплового акумулятора (ТА) фазового переходу та роботи системи автоматичного регулювання температури, $^0$С:

$$t_{COOL1} = (T_0 - 273) + \int_0^{\tau_{HP1}} \frac{\left(q_T(\tau) + q_{TA1}(\tau)\right)}{m_{COOL1} \cdot C_{COOL1}} d\tau \qquad (1)$$

де $\tau_{HP1}$ – термін повного прогрівання двигуна, с; $q_T(\tau)$ – тепловий потік через стінки циліндру і камери згоряння до ОР, Вт; $q_{TA1}(\tau)$ – тепловий потік через теплообмінну частину ТА у складі КСКП до ОР, Вт; $m_{COOL1}$ – маса охолоджуючої рідини в системі, кг; $C_{COOL1}$ – теплоємність ОР, Дж/(кг·К). При збільшенні температури ОР до 95 $^0$С її зростання припиняється внаслідок роботи системи автоматичного регулювання температури.

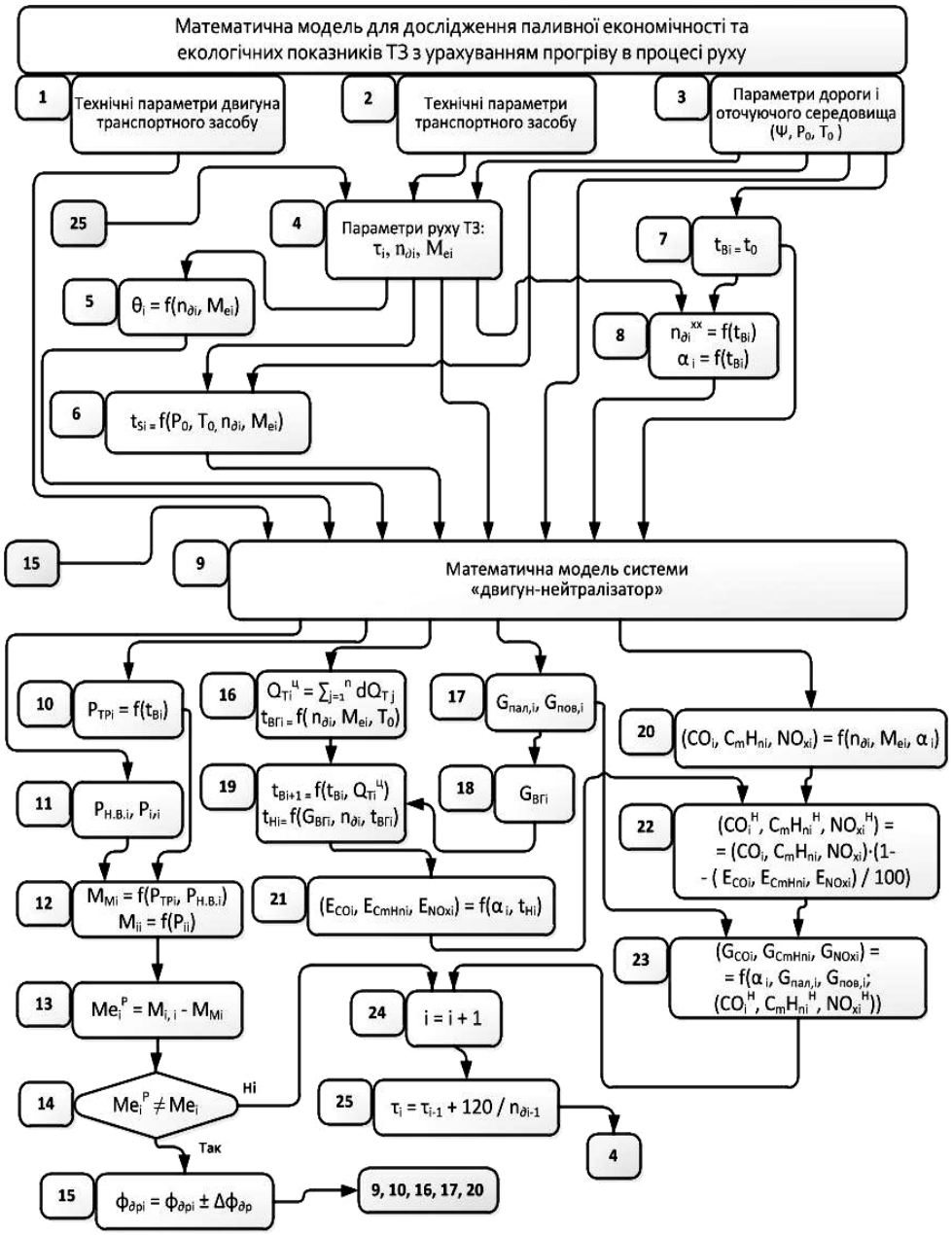



Рис. 1 – Алгоритм дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху

Тепловий потік через стінки циліндру і камери згорання до охолоджуючої рідини (ОР) визначається в процесі розрахунку робочого циклу двигуна у блоці 16

алгоритму дослідження (рис. 1). Тепловий потік через теплообмінну частину ТА до ОР визначається з використанням залежності (1).

Температура каталітичного нейтралізатора (КН) визначається в залежності від температури ОС на основі величин температури і масового потоку відпрацьованих газів (ВГ) [2 – 4], $^0$С:

$$t_{CAT} = (T_0 - 273) + \int_0^{\tau} \frac{G_{EG}(\tau) \cdot C_{EG}(t_{EG}) \cdot (t_{EG}(\tau) - t_{CAT})}{m_{CAT} \cdot C_{CAT}(t_{CAT})} d\tau, \qquad (2)$$

де $G_{EG}(\tau)$ – масовий потік відпрацьованих газів, кг/с; $C_{EG}(t_{EG})$ – теплоємність відпрацьованих газів, Дж/(кг·К); $t_{EG}(\tau)$ – температура відпрацьованих газів, К; $m_{CAT}$ – маса активного блоку каталітичного нейтралізатора, кг; $C_{CAT}(t_{CAT})$ – теплоємність матеріалу каталітичного нейтралізатора, Дж/(кг·К).

Масовий потік ВГ визначається при розрахунку робочого процесу на основі даних з блоку 18 алгоритму дослідження (рис. 1). Температура ВГ визначається в процесі розрахунку робочого процесу з урахуванням режиму роботи двигуна.

Визначення ефективності роботи КН здійснюється в залежності від коефіцієнту надлишку повітря і температури каталітичного блоку. Для математичного опису впливу температури каталітичного блоку на ефективність нейтралізації була визначена експоненціальна залежність на основі експериментальних даних ступеня перетворення основних шкідливих речовин у КН від температури каталітичного блоку [14].

Ефективність нейтралізації *i*-тої шкідливої речовини [2 – 4], %:

$$E_i = E_i(\alpha) \cdot E_i(t_{CAT}) = E_i(\alpha) \cdot \left(1 - e^{-30 \cdot \left(\frac{t_{CAT} - 77}{200}\right)^4}\right), \qquad (3)$$

де $E_i(\alpha)$ – залежність ефективності нейтралізації *i*-тої шкідливої речовини від складу паливоповітряної суміші [14], %; $E_i(t_{CAT})$ – залежність ефективності нейтралізації *i*-тої шкідливої речовини від температури КН, %. При температурі КН менше 77 $^0$С приймається, що його ефективність дорівнює нулю.

Отримані математичні залежності для визначення температурного стану двигуна і КН та ефективності нейтралізації шкідливих речовин дозволяють здійснювати дослідження паливної економічності і екологічних показників ТЗ з урахуванням процесів прогрівання його двигуна і КН від температури ОС до робочих температур, в тому числі і при використанні КСКП з ТА.

У блоці 10 (рис. 1) проводиться визначення середнього тиску втрат на тертя в транспортному двигуні, $P_{TPi} = f(t_{Bi})$, Па. У блоці 11 проводиться визначення середнього тиску насосних втрат $P_{H.B.i}$, Па, і середнього індикаторного тиску циклу $P_{i,i}$, Па, двигуна ТЗ. У блоці 12 здійснюється визначення моменту механічних втрат $M_{Mi} = f(P_{TPi}, P_{H.B.i})$, Н·м, і індикаторного крутного моменту $M_{ii} = f(P_{ii})$, Н·м, двигуна ТЗ. У блоці 13 проводиться визначення розрахункового ефективного крутного моменту: $Me_i^P = M_{i,\,i} - M_{Mi}$, Н·м.

У блоці 14 проводиться перевірка умови відповідності значень розрахункового $Me_i^P$ і необхідного ефективного крутного моменту $Me_i$ двигуна ТЗ.

Якщо виконується умова перевірки щодо $Me_i^P \neq Me_i$, то подальший розрахунок відбувається в блоці 15, де проводиться визначення скоректованого значення кута відкриття дросельної заслінки $\varphi_{др}$ з урахуванням величини корекції кута відкриття дросельної заслінки $\Delta\varphi_{др}$ (град), а саме: $\varphi_{дрі} = \varphi_{дрі} \pm \Delta\varphi_{др}$. Якщо умова $Me_i^P \neq Me_i$ не виконується, то подальший розрахунок проводиться в блоці 24.

У блоці 16 відбувається визначення кількості теплоти, що відводиться від робочого тіла в циліндрі в систему охолодження (СОД) за один робочий цикл $Q_T^ц$ з урахуванням кількості теплоти, що відводиться від робочого тіла в циліндрі в систему охолодження за *j*-тий розрахунковий проміжок робочого циклу $dQ_{T\,j}$: $Q_{Ti}^ц = \sum_{j=1}^{n} dQ_{T\,j}$, Дж, і температури ВГ у випускному колекторі $t_{ВГі} = f(n_{ді}, M_{ei}, T_0)$, К. При використанні КСКП [9, 12, 13] з тепловими акумуляторами (ТА) фазового переходу – у блоці 16 додатково відбувається коректування кількості теплоти, що відводиться від робочого тіла в циліндрі в систему охолодження на величину додаткового прогріву ОР від елементів КСКП в процесах передпускової і післяпускової теплової підготовки ДВЗ і ТЗ. При цьому враховується теплота, що накопичена в ТА фазового переходу елементів КСКП [9, 12, 13].

У блоці 17 здійснюється визначення годинної витрати палива $G_{пал,і}$, кг / год, і годинної витрати повітря $G_{пов,і}$, кг / год, двигуном ТЗ. Після цього, у блоці 18, проводиться визначення годинного виходу ВГ, $G_{ВГі}$, кг / год. Визначення температури охолоджувальної рідини $t_{Bi+1} = f(t_{Bi}, Q_{Ti}^ц)$, К, і температури каталітичного блоку нейтралізатора $t_{Hi} = f(G_{ВГі}, n_{ді}, t_{ВГі})$, К, проводиться в блоці 19.

Екологічні показники двигуна і ТЗ визначаються в блоках 20 - 23. У блоці 20 визначаються концентрації *CO* (%), $C_mH_n$ (млн$^{-1}$), $NO_x$ (млн$^{-1}$) до каталітичного нейтралізатора: $(CO_i, C_mH_{ni}, NO_{xi}) = f(n_{ді}, M_{ei}, \alpha_i)$, у блоці 21 - визначаються ефективності нейтралізації *CO,* $C_mH_n$, $NO_x$, %, а саме: $(E_{COi}, E_{CmHni}, E_{NOxi}) = f(\alpha_i, t_{Hi})$, а в блоці 22 - визначаються концентрації *CO* (%), $C_mH_n$ (млн$^{-1}$), $NO_x$ (млн$^{-1}$) після каталітичного нейтралізатора, а саме: $(CO_i^H, C_mH_{ni}^H, NO_{xi}^H) = (CO_i, C_mH_{ni}, NO_{xi})\cdot(1 - (E_{COi}, E_{CmHni}, E_{NOxi}) / 100)$. Крім цього, у блоці 23 проводиться визначення масових викидів *CO,* $C_mH_n$, $NO_x$, (кг/год), саме: $(G_{COi}, G_{CmHni}, G_{NOxi}) = f(\alpha_i, G_{пал,і}, G_{пов,і}; (CO_i^H, C_mH_{ni}^H, NO_{xi}^H))$.

Після визначення основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і ТЗ в блоці 24 здійснюється зміна порядкового номера циклу розрахунку на наступний, $i,\ i = i + 1$, а в блоці 25 - поточного часу з моменту пуску двигуна ТЗ: $\tau_i = \tau_{i-1} + 120 / n_{ді-1}$.

Розроблені загальна методика і алгоритм дослідження дозволяють провести оцінювання ефективності експлуатації ТЗ, оснащеного системою прогріву і каталітичним нейтралізатором, на основі аналізу поточних і сумарних значень показників витрати палива і викидів шкідливих речовин транспортним засобом при його русі в їздовому циклі і в процесі руху на маршруті.

Розрахунок паливної економічності в їздовому циклі проводився для транспортного засобу - автомобіля KIA CEE'D 2,0 5MT2 з двигуном G4GC (4Ч 8,2/9,35).

За допомогою математичної моделі отримано залежності температури прогріву, витрати палива, ефективності роботи КН системи нейтралізації ВГ (СНВГ) і екологічних показників ТЗ в процесі його руху в їздовому циклі (рис. 2). За аналогічною методикою та за допомогою розробленої моделі отримано відповідні залежності для режиму руху ТЗ на маршруті. Для цього режиму, замість

параметрів часу і швидкості в їздовому циклі, використовувались параметри руху ТЗ на маршруті.

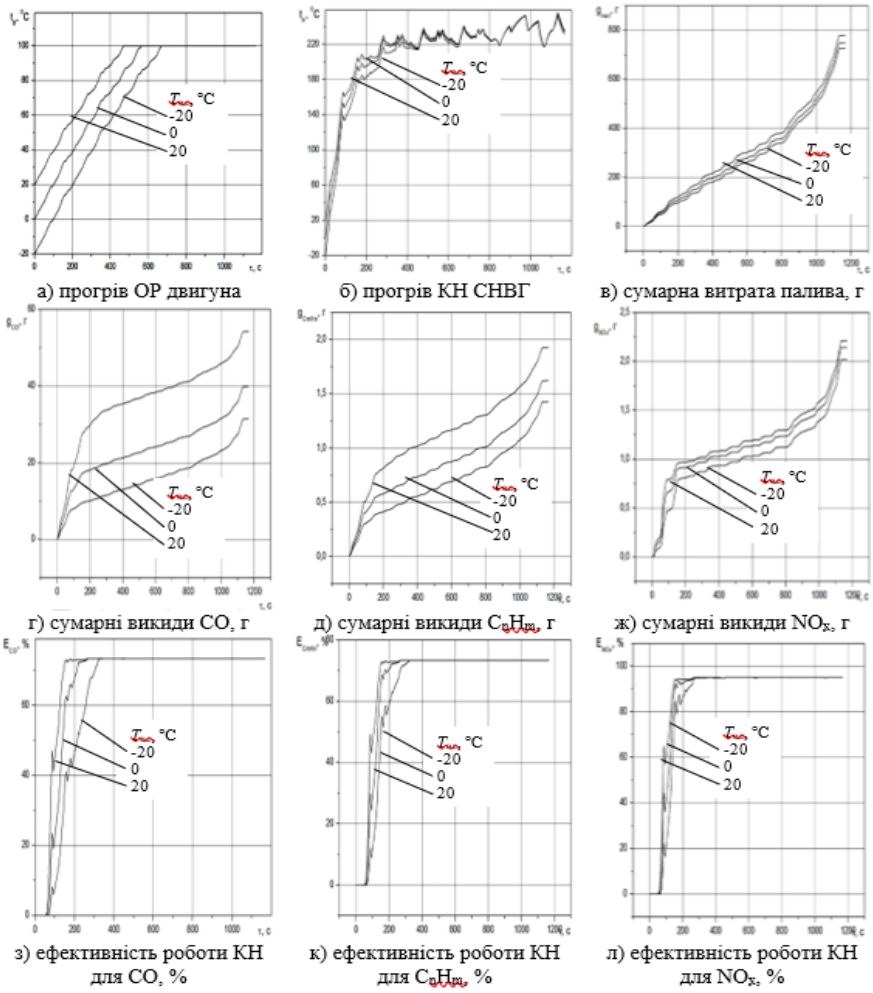



Рис. 2 – Основні експлуатаційні показники ТЗ при здійсненні прогріву двигуна в русі в режимах їздового циклу згідно Правил ЄЕК ООН № 83-05 в залежності від часу при різних температурах оточуючого середовища

Для перевірки адекватності і подальшого використання в дослідженнях були перевірені наступні характеристики, при зупиненому ТЗ і в процесах руху: витрата палива при прогріві; викиди шкідливих речовин (ШР) у ВГ; час прогріву; динаміка зміни температури ОР і моторної оливи (МО); динаміка зміни температури ТАМ в ТА фазового переходу КСКП, зміна швидкості, тощо.

Результати співставлення розрахункових і експериментальних даних щодо температури ОР та витрати палива двигуна ТЗ (рис. 3) підтверджують необхідну адекватність математичного моделювання показників ТЗ в процесі руху за їздовим циклом.

Експериментальні дані отримано при дорожньому випробуванні ТЗ в режимах руху, наближених до режимів досліджуваного їздового циклу. Для періоду прогрівання максимальне відхилення розрахункових даних від експериментальних складає: для температури ОР – 7,69 %, для витрати палива – 4,59 %. Такі відхилення є допустимими, оскільки не перевищують отриману ефективність від застосування КСКП, яка для такої температури ОС складає: для терміну повного прогрівання двигуна – 12,9 %, для зниження витрати палива – 11,5 %. При цьому, відхилення даних для витрати палива за весь цикл складає 13,4 %. Певне відхилення експериментальних і розрахункових даних витрати палива викликане деякою невідповідністю умов, заданих при моделюванні і реальних дорожніх і атмосферних умов при випробуванні. Разом з тим, оскільки метою дослідження є оцінювання впливу саме процесу прогрівання на загальні показники ТЗ, для якого забезпечується достатня адекватність моделювання, зазначені відхилення все ж дозволяють проводити порівняльний аналіз результатів.

*Оцінка витрати палива і емісії шкідливих викидів двигуна ТЗ, обладнаного КСКП, в процесах руху в умовах експлуатації*

З використанням розробленої методики визначено порівняльні показники паливної економічності і екологічної безпеки автомобіля KIA CEE'D 2,0 5MT2 при здійсненні прогрівання двигуна в русі з використанням розробленої системи прогріву та без неї в режимах їздового циклу в залежності від температури ОС за методиками запропонованими в роботах [9, 12, 13, 15 - 20].

Отримані результати дослідження свідчать про значний вплив розробленої системи прогріву і температури ОС на динаміку витрати палива, виходу каталітичного нейтралізатора на номінальну ефективність і викидів шкідливих речовин у ВГ.

Так, при використанні розробленої системи прогріву термін повного прогрівання двигуна в русі скорочується на 52,9 % (з 680 до 320 секунд), 42,9 % (з 560 до 320 секунд) та 30,4 % (з 460 до 320 секунд) при температурах ОС відповідно -20 ºС, 0 ºС та 20 ºС відповідно (рис.4). При цьому, термін повного прогрівання двигуна при використанні КСКП при різних температурних умовах ОС становить 320 секунд, тобто практично не залежить від температури ОС. Це можливо пояснити тим, що в процесі дослідження прогрівання двигуна з розробленою системою прогріву здійснювалось від 50 ºС до температури повного прогрівання за умови використанням штатних насосів СОД, тобто без використання додаткових насосів СППД, а також тим, що прогрівання виконувалось в режимах руху ТЗ, властивих саме їздовому циклу. Отримані результати, в цій частині, не суперечать отриманим результатам попередньо проведених експериментальних досліджень [18].

Термін прогрівання КН до виходу на номінальну ефективність нейтралізації шкідливих речовин визначається показниками ефективності нейтралізації окремих речовин: оксиду вуглецю, вуглеводнів і оксидів азоту, які залежать від температури каталітичного нейтралізатора (рис. 4). При використанні розробленої системи термін прогрівання каталітичного нейтралізатора за викидами оксиду вуглецю

скорочується на 50 % (з 320 до 160 секунд) та 27,3 % (з 220 до 160 секунд) при температурах ОС -20 ºС та 0 ºС відповідно (рис. 5).

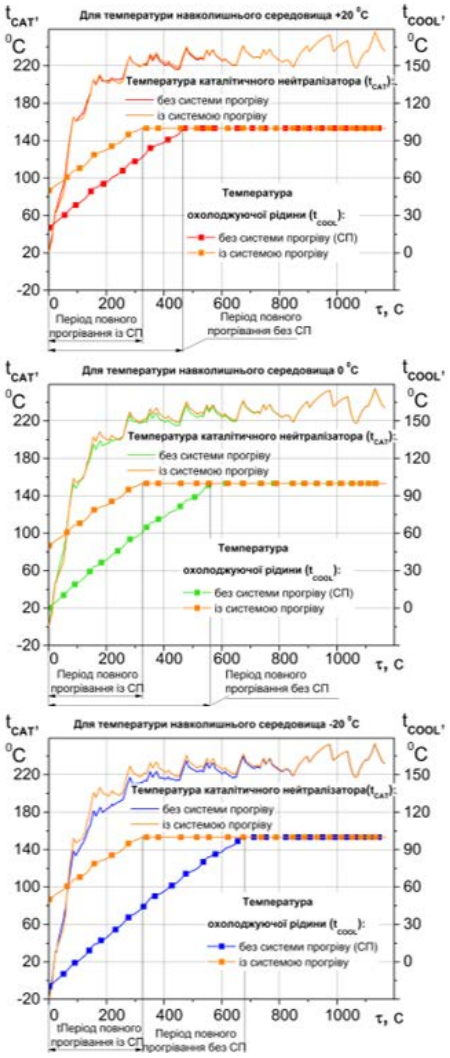



Рис. 4 – Залежності температури ОР і КН, ºС, при здійсненні прогріву транспортного двигуна в русі в режимах їздового циклу в часі при різних температурах ОС

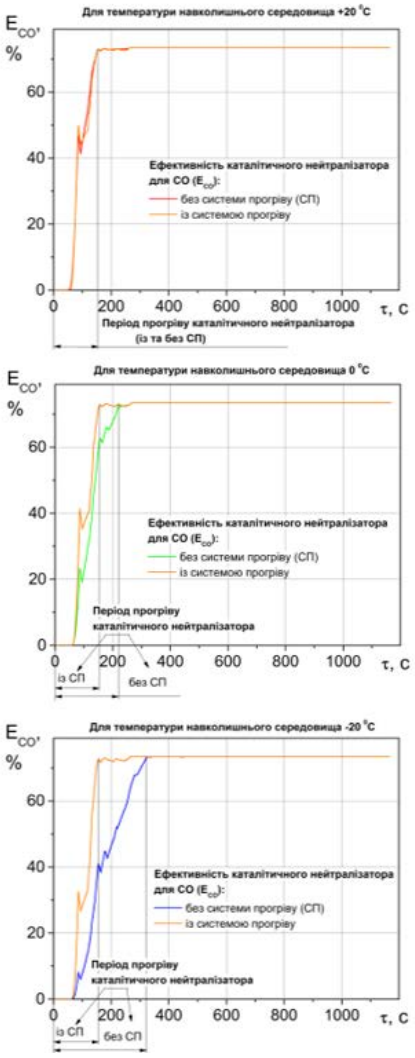



Рис. 5 - Залежності ефективності роботи КН для СО, %, при здійсненні прогріву транспортного двигуна в русі в режимах їздового циклу в часі при різних температурах ОС

При використанні розробленої системи термін прогрівання КН за викидами вуглеводнів скорочується на 51,5 % (з 330 до 160 секунд) та 33,3 % (з 240 до 160 секунд) при температурах ОС -20 ºС та 0 ºС відповідно (рис. 6). При цьому, за викидами оксидів азоту термін прогрівання нейтралізатора при використанні системи прогріву скорочується на 40,7 % (з 270 до 160 секунд) та 30,4 % (з 230 до 160 секунд) при температурах ОС -20 ºС та 0 ºС відповідно (рис. 7). Водночас, при температурі ОС 20 ºС і вище розроблена КСКП практично не впливає на термін прогрівання КН до досягнення номінальних показників ефективності нейтралізації.

Ефективність використання розробленої системи прогріву визначена за показниками загальної витрати палива і викидів шкідливих речовин транспортним засобом за весь їздовий цикл. Так, використання системи прогріву дозволяє знизити загальну витрату палива на 7,1 % (з 780 до 725 г), 4 % (з 750 до 720 г) та 2,1 % (з 730 до 715 г) при температурах ОС -20 ºС, 0 ºС та 20 ºС відповідно (рис. 8). При цьому, кількість палива, спожитого за період прогрівання, порівняно із кількістю палива, спожитого за такий же період при використанні КСКП, знижується на 15,8 % (з 336 до 283 г), 11,5 % (з 270 до 239 г) та 6,8 (з 204 до 190 г) при температурах ОС -20 ºС, 0 ºС та 20 ºС відповідно (рис. 8).

Загальні викиди оксиду вуглецю при використанні системи прогріву знижуються на 45,5 %, 27,5 % та 12,5 % при температурах ОС -20 ºС, 0 ºС та 20ºС відповідно (рис. 9). Загальні викиди вуглеводнів при використанні системи прогріву знижуються на 25,9 %, 14,2 % та 5,6 % при температурах ОС -20 ºС, 0ºС та 20 ºС відповідно (рис. 10). При цьому, найбільша інтенсивність зростання кількості спожитого палива і викинутих шкідливих речовин у ВГ припадає саме на період прогрівання, що свідчить про значний його вплив на показники паливної економічності та екологічної безпеки ТЗ.

Водночас, загальні викиди оксидів азоту при використанні системи прогріву зростають на 8,4 %, 4,2 % та 1,8 % при температурах ОС -20 ºС, 0 ºС та 20 ºС відповідно (рис. 11). Таке зростання викидів оксидів азоту при застосуванні системи прогріву та при більших температурах ОС пояснюється особливостями функціонування системи управління двигуном в частині коригування складу паливоповітряної суміші в залежності від температури ОР, що проявляється збагаченням паливоповітряної суміші при зниженні температури ОР і ОС, яке, в свою чергу, призводить до зниження концентрації оксидів азоту у продуктах згорання та у сукупності із відповідною ефективністю роботи системи нейтралізації є причиною деякого зниження викидів оксидів азоту на початковому етапі прогрівання двигуна без розробленої системи прогріву. Також, таке зниження викидів оксидів азоту частково пов’язане зі зниженням максимальних температур робочого циклу при відсутності використання розробленої системи прогріву та при менших температурах ОС.

Як видно із рис. 12, в початковий період руху ТЗ до початку зростання ефективності нейтралізації оксидів азоту, викиди оксидів азоту до і після каталітичного нейтралізатора однакові. При цьому, склад паливоповітряної суміші за відсутності системи прогріву більш збагачений порівняно із складом суміші при використанні системи прогріву внаслідок більш низької температури охолоджуючої рідини. Тому, в цей період викиди оксидів азоту при використанні системи прогріву значно перевищують такі викиди за відсутності цієї системи. Із початком зростання ефективності нейтралізації оксидів азоту і при поступовому збідненні суміші при

русі ТЗ без системи прогріву викиди оксидів азоту при застосуванні системи прогріву поступово знижуються, наближаючись до викидів без її застосування, та навіть стають меншими внаслідок більш інтенсивного збільшення ефективності нейтралізації. Після досягнення номінальної ефективності нейтралізації та після вирівнювання складу суміші в обох випадках викиди оксидів азоту з використанням системи прогріву стають дещо нижчими до моменту повного прогрівання двигуна.

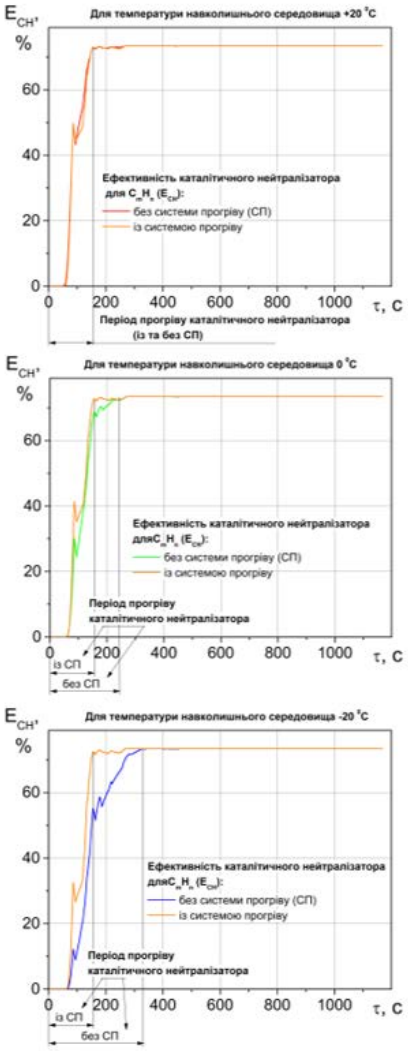



Рис. 6 - Залежності ефективності роботи КН для $C_nH_m$, %, при здійсненні прогріву транспортного двигуна в русі в режимах їздового циклу в часі при

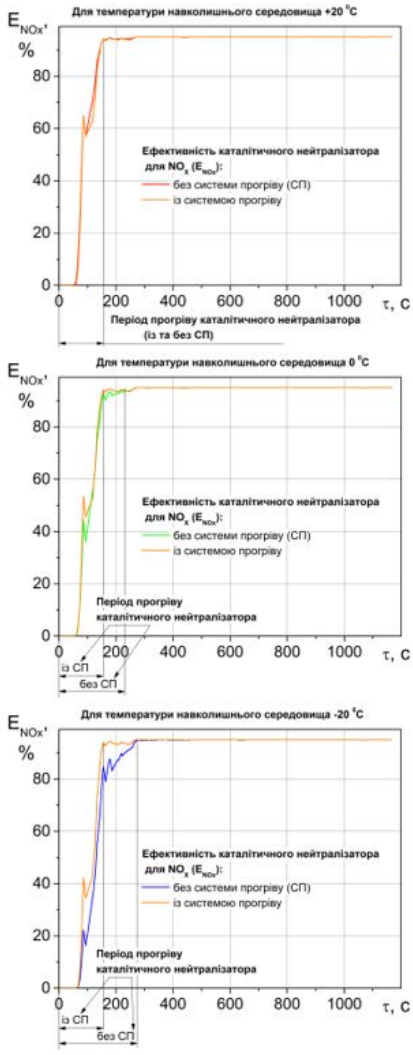



Рис. 7 - Залежності ефективності роботи КН для $NO_x$, %, при здійсненні прогріву транспортного двигуна в русі в режимах їздового циклу в часі при різних

різних температурах ОС

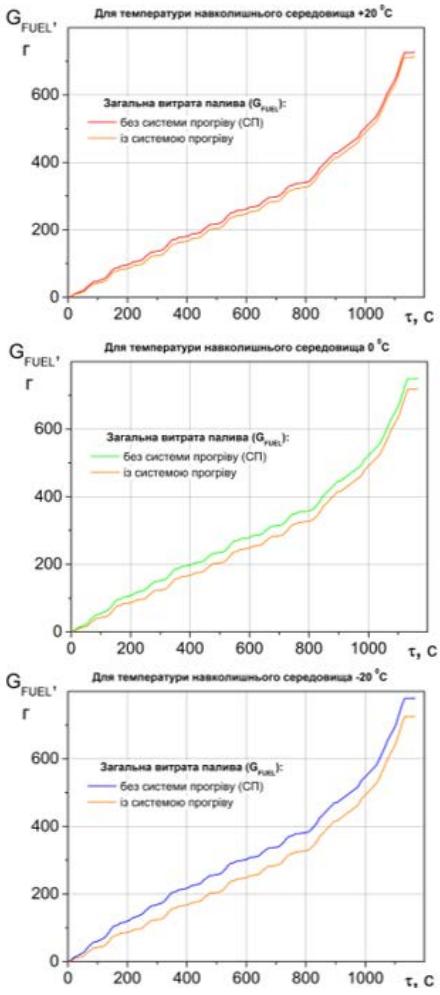



Рис. 8 – Залежності сумарної витрати палива, г, при здійсненні прогріву транспортного двигуна в русі в режимах їздового циклу в часі при різних температурах ОС

температурах ОС

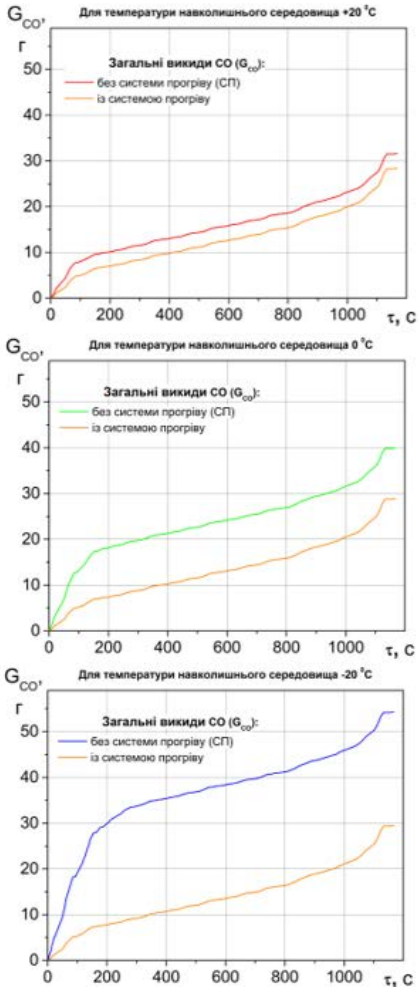



Рис.9 – Залежності сумарних викидів CO, г, при здійсненні прогріву транспортного двигуна в русі в режимах їздового циклу в часі при різних температурах ОС

Таким чином, основною причиною деякого загального збільшення викидів оксидів азоту при використанні розробленої системи прогріву є необхідність збагачення суміші при низькій температурі ОР у сукупності із недостатньою ефективністю нейтралізації. Тому, для усунення описаного зростання загальних

викидів оксидів азоту доцільно використовувати у складі системи прогріву ТА фазового переходу в конструкції каталітичного нейтралізатора системи випуску ВГ.

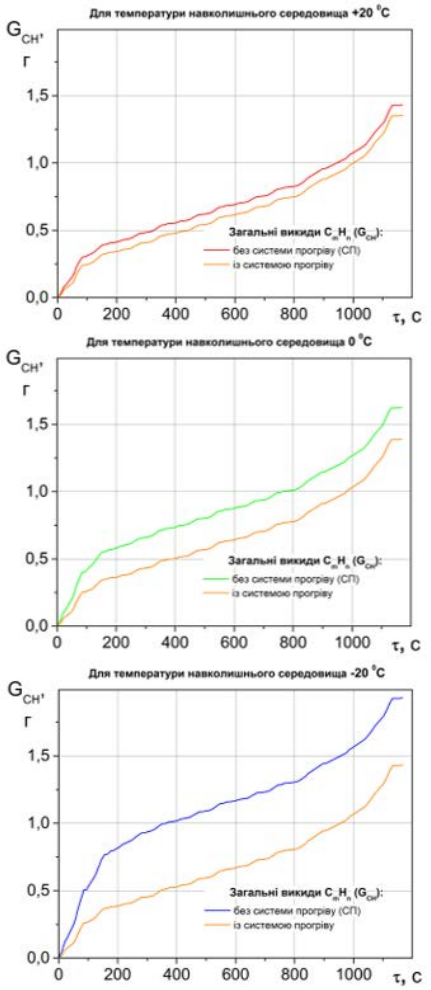



Рис. 10 – Залежності сумарних викидів $C_nH_m$, г, при здійсненні прогріву транспортного двигуна в русі в режимах їздового циклу в часі при різних температурах ОС

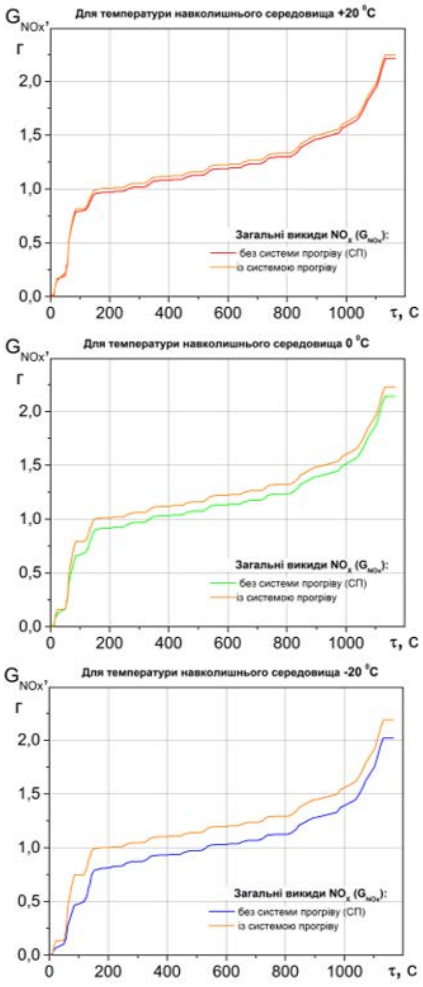



Рис. 11 – Залежності сумарних викидів $NO_x$, г, при здійсненні прогріву транспортного двигуна в русі в режимах їздового циклу в часі при різних температурах ОС

Із отриманих результатів оцінювання впливу розробленої системи прогріву на витрату палива і викиди шкідливих речовин ТЗ при його русі в їздовому циклі видно, що значний вплив на ці показники здійснює саме фаза прогрівання двигуна і КН в початковій фазі руху транспортного засобу в їздовому циклі в якій спостерігається найбільша інтенсивність витрати палива і викидів шкідливих речовин. Найбільша ефективність від використання системи прогріву отримується

при температурах ОС нижче 20 ºС, тобто при низьких температурах ОС. При більших температурах вплив розробленої системи прогріву незначний. Досліджена система прогріву двигуна ТЗ дозволяє знизити загальну витрату палива на 2,1 – 7,1 %, та викиди окремих шкідливих речовин на 5,6 – 45,5 % при незначному зростанні викидів оксидів азоту. Адекватність отриманих даних підтверджена проведеними експериментальними дослідженнями.

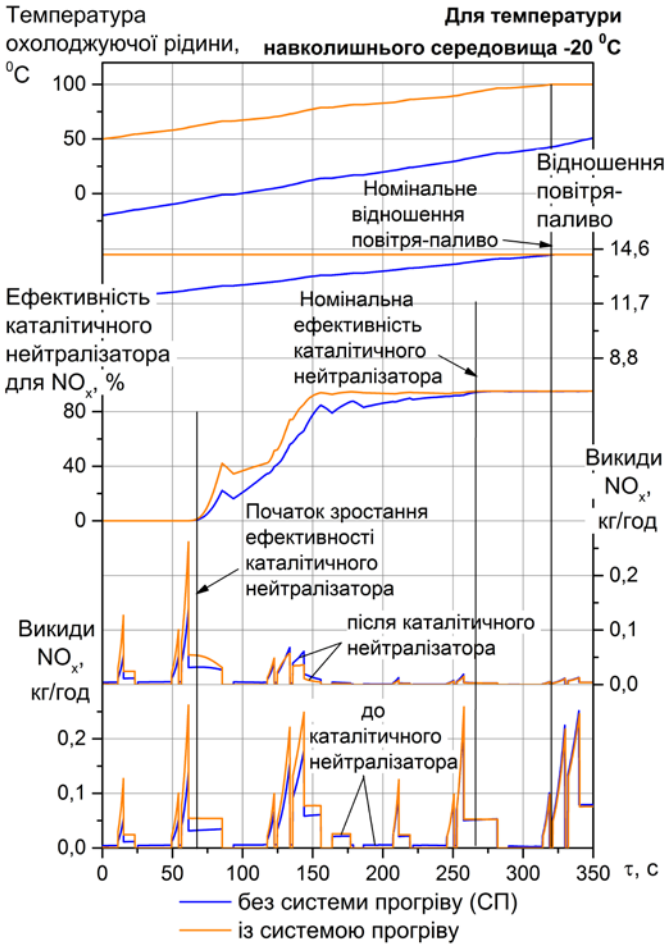



Рис. 12 – Залежності викидів оксидів азоту у початковому періоді прогріву двигуна при русі ТЗ в їздовому циклі

За аналогічною методикою та за допомогою розробленої моделі системи також отримано відповідні залежності для режиму руху ТЗ на маршруті, що подібні до залежностей отриманих для режиму руху ТЗ в їздовому циклі. Для цього режиму, замість параметрів часу і швидкості в їздовому циклі, використовуються параметри руху ТЗ на маршруті.

## 4. ВИСНОВКИ

З отриманих результатів оцінювання впливу розробленої системи прогріву на витрату палива і викиди шкідливих речовин ТЗ при його русі в їздовому циклі видно, що значний вплив на означені показники здійснює саме фаза прогрівання двигуна і КН в початковій фазі руху ТЗ в якій спостерігається найбільша інтенсивність витрати палива і викидів шкідливих речовин. Найбільша ефективність від використання системи прогріву отримується при температурах ОС нижче 20 ºС, тобто при низьких температурах оточуючого середовища. При більших температурах вплив розробленої системи прогріву незначний. Досліджена система прогріву двигуна ТЗ дозволяє знизити загальну витрату палива на 2,1 – 7,1 %, та викиди окремих шкідливих речовин на 5,6 – 45,5 % при незначному зростанні викидів оксидів азоту.

Система теплової підготовки двигуна і транспортного засобу з тепловим акумулятором і каталітичним перетворювачем - це ефективний спосіб поліпшити економію палива та екологічні показники транспортного засобу в умовах експлуатації. Раніше проведені експериментальні дослідження підтверджують цей факт.

За допомогою методів системного аналізу було розроблено методологію та алгоритм дослідження для вивчення економії палива та екологічних показників транспортного засобу. Вони базувалися на математичній моделі руху транспортного засобу. Математичні залежності використовувались для визначення температурного стану двигуна та каталітичного перетворювача та ефективності очищення озброєних речовин. Це дозволило оцінити економію палива та екологічні показники транспортного засобу. Він врахував процеси нагріву двигуна та каталітичного перетворювача від температури навколишнього середовища до робочої температури, включаючи використання системи теплової підготовки з тепловим акумулятором. Адекватність розробленої моделі було підтверджено проведеними експериментальними дослідженнями.

За допомогою розробленої методики була оцінена ефективність роботи транспортного засобу, обладнаного системою теплової підготовки та каталітичним перетворювачем. Він базувався на аналізі поточних та загальних значень споживання палива та шкідливих викидів. Він також враховував особливості функціонування системи управління двигуном, коли транспортний засіб рухався за циклом руху.

Отримані результати показують, що фаза нагрівання двигуна та каталітичного перетворювача на початковій стадії руху транспортного засобу в циклі руху має значний вплив на продуктивність транспортного засобу. Тут спостерігається найбільша інтенсивність споживання палива та шкідливих викидів. Досліджена система теплової підготоки двигуна дозволяє зменшити загальний витрата палива на 2,1 - 7,1%, а викиди окремих шкідливих речовин на 5,6 - 45,5% при незначному збільшенні викидів оксиду азоту. Тим часом ефективність використання системи теплової підготовки значно підвищується при низьких температурах навколишнього середовища.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1]. Грицук И.В. Системное формирование и анализ структуры комплексных систем комбинированного прогрева двигателей строительных и дорожных машин / І. В. Грицук // Енергоощадні машини і технології. Тези доповіді Міжнародної науково-технічної конференції (28-30 травня 2013р.) – К.: КНУБА, 2013. – С. 87–88.

[2]. Матейчик В.П. Дослідження впливу регулювальних параметрів на паливну економічність і екологічні показники бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів / В.П. Матейчик, М.П. Цюман // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – № 28. – С. 331–335.

[3]. Цюман М.П. Методика визначення механічних втрат поршневого двигуна / М.П. Цюман, О.С. Голубов // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2012. – Вип. 57. – С. 100–107.

[4]. Матейчик В.П. Особливості визначення складових механічних втрат двигуна внутрішнього згоряння / В.П. Матейчик, М.П. Цюман // Вісник Національного транспортного університету. – Київ, НТУ. –2006. – №13, ч.1. – С. 51–55.

[5]. Вашуркин И.О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / И. О. Вашуркин. – С.Пб.: Наука, 2002. – 145 с.

[6]. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів: монографія / [Александров В. Д., Гутаревич Ю. Ф., Грицук І. В., Прилепський Ю. В., Постніков В. А., Гущин А. М., Адров Д. С., Вербовський В. С., Краснокутська З. І.]. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2014. – 230 с.

[7]. Шульгин В.В. Тепловые аккумуляторы автотранспортных средств / В.В.Шульгин. – С.Пб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. – 268 с.

[8]. Александров В.Д. Кинетика зародышеобразования и массовой кристаллизации переохлажденных жидкостей и аморфных сред / В.Д. Александров. – Донецк: Донбасс, 2011. – 580 с.

[9]. 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):2017, doi:10.4271/2017-26-0364.

[10]. ДСТУ UN/ECE R 83-05:2009. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів стосовно викидів забруднювальних речовин залежно від палива, необхідного для двигунів.

[11]. Грицук І.В. До питання вибору і обґрунтування типу випробувального їздового циклу для дослідження показників токсичності відпрацьованих газів двигунів дорожніх транспортних засобів / І.В. Грицук, А.В. Кривопусков, Д.О. Гриценко // Збірн. наук. пр. ДонІЗТ УкрДАЗТ – Донецьк: ДонІЗТ, 2009 – Випуск №17. – С. 106–119.

[12]. Kuric, I., Mateichyk, V., Smieszek, M., Tsiuman, M., et al., “The Peculiarities of Monitoring Road Vehicle Performance and Environmental Impact," in *MATEC Web of Conferences*, Vol. 244, December 5, 2018, № 030033rd, Innovative Technologies in Engineering Production, ITEP 2018; Bojnice; Slovakia; September 11, 2018, до September 13, 2018; Cod 143364.

[13]. Gritsuk, I.V., Mateichyk, V., Tsiuman, M., Gutarevych, Y. et al., “Reducing Harmful Emissions of the Vehicular Engine by Rapid After-Start Heating of the Catalytic Converter Using Thermal Accumulator,” SAE Technical Paper 2018-01-0784, 2018, doi:10.4271/2018-01-0784

[14]. ISO/TS 14505-1:2007 Ergonomics of the thermal environment. Evaluation of thermal environments in vehicles. Part 1: Principles and methods for assessment of thermal stress.
[15]. Матейчик В.П. Особливості застосування методів визначення і оцінювання показників оптимального температурного стану двигуна і транспортного засобу в умовах експлуатації / В.П. Матейчик, В.П. Волков, І.В. Грицук, М.П. Цюман // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – 2015. – Вип. 15. – Частина 1. – С. 108–118.
[16]. Матейчик В.П. Особливості моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху / В.П. Матейчик, В.П. Волков, І.В. Грицук, М.П. Цюман // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2014. –№ 4 (2). – С. 14–20.
[17]. Матейчик В.П. Особливості алгоритму дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху / В.П. Матейчик, М.П. Цюман, В.П. Волков, І.В. Грицук // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. Електронне наукове фахове видання [Текст]: сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т; – Харьков: ХНАДУ, 2015. – Вып. №8 / 2015. – С. 31–38.
[18]. 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, doi:10.4271/2016-01-0204.
[19]. Комов П.Б. Особенности транспортно-информационной системы «ХНАДУ ТЕСА» для дистанционного контроля и управления парком наземного транспорта и оборудования / П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук, Р.И. Рыбалко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – Вісник Донецької академії автомобільного транспонту. - Донецьк: ДААТ, – № 3 , 2014. – С. 4-12.
[20]. Матейчик В.П. Особливості алгоритму дослідження паливної економічності та екологічних показників двигуна і транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху / В.П. Матейчик, М.П. Цюман, В.П. Волков, І.В. Грицук // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології: междунар.науч.-техн.конф., 17–19 листопада 2015 р. – Харків : ХНАДУ, 2015. – С. 114–115.

## RESEARCH OF THE PROCESSES OF THERMAL PREPARATION OF A VEHICLE IN THE IMPROVED SYSTEM "ENGINE-NEUTRALIZER"

The results of the researches of the system of thermal preparation of the engine with the thermal accumulator of the phase transition in the processes of movement of the vehicle in the advanced system "Engine-catalyst" are presented in the article. The peculiarities of the thermal preparation of the vehicle with the help of the phase transition battery are taken into account, as well as its design and technological parameters and characteristics of the phase transition material. As the main research method, an evaluation of the efficiency of the vehicle's thermal preparation system in the heat accumulator and catalytic converter under operating conditions is developed and presented. The peculiarity of the presented system is that it uses the flue gas thermal energy to accumulate energy during the operation of the engine to charge the phase transition thermal accumulator. The technique shown takes into account environmental parameters, road conditions, vehicle design parameters, driving modes, thermal state of the engine cooling system and catalytic converter. The analysis of the results of the research showed that the use of the vehicle's heat preparation system can significantly reduce the engine warm-up time, reduce fuel consumption and harmful emissions during operation.

**УДК 629.4.01; 621.3.07**

# МОДЕЛЮВАННЯ СХЕМИ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ЕЛЕКТРОВОЗУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

**ГОРОБЧЕНКО Олександр, ЧЕРНЯК Юрій, ГАТЧЕНКО Вікторія, КАРАЩУК Сергій**

В статті розроблено модель функціональної схеми тягового електроприводу електровозу постійного струму в середовищі Matlab Simulink для послідовно-паралельного та паралельного з'єднання тягових електродвигунів. Розроблено блок формування імпульсів системи управління тяговим електроприводом при послідовно - паралельному з'єднанні ТЕД та побудовані часові діаграми імпульсів управління. Виконано аналіз та порівняння основних технічних характеристик силових транзисторів для системи тягового електроприводу тягового електрорухомого складу та обґрунтовано використання в схемі IGBT-транзистора. Внесені зміни в модель силового ключа дозволять визначати витрати електричної енергії на комутацію та підвищити точність моделювання системи тягового електроприводу.

## 1. ВСТУП

Згідно «Транспортній стратегії України на період до 2020 року» основними пріоритетами розвитку залізничного транспорту загального користування є:збільшення строку експлуатації та підвищення продуктивності рухомого складу; зниження питомих витрат енергоресурсів та матеріалоємності; підвищення екологічності та енергоефективності транспортних засобів [1]. Великі витрати електричної енергії в локомотивному господарстві при експлуатації електрорухомого складу, застаріла матеріально-технічна база, спонукають до пошуку нових технічних рішень, щодо модернізації та удосконалення тягового рухомого складу, що знаходиться в експлуатації.

Експлуатаційний парк електровозів постійного струму залізниць України використовує застарілу реостатно-контакторну систему управління тяговим електроприводом, що передбачає втрати електричної енергії на пускових реостатах електровоза, внаслідок чого значно знижується коефіцієнт корисної дії електрорухомого складу. Найефективнішими засобами економії електроенергії являються заміна конструкції тягового електроприводу з впровадженням новітніх енергозберігаючих технологій.

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Одним з перспективних напрямків є зміна системи регулювання напруги тягових двигунів електровозів постійного струму шляхом встановлення системи багатофазного імпульсного регулятора зі змінною частотою комутації та удосконалення засобів управління тяговим приводом, що дозволить значно підвищити ефективність використання тягового рухомого складу. В роботі [2] виконано аналіз ефективності використання електроенергії системами тягового електроприводу ЕРС постійного струму. В роботі [3] розроблена математична модель електровозу постійного струму при різних схемах з'єднання тягових двигунів та побудовані тягові та струмові характеристики. В роботі [4] розроблена

математична модель тягового електроприводу електровозу з широтно-імпульсною системою регулювання напруги тягових двигунів.

Для моделювання роботи електровозу необхідна розробка моделей функціональних схем тягового електроприводу при різних варіантах з'єднання тягових електродвигунів. Виконати аналіз та порівняння типів силових транзисторів для схеми тягового електроприводу. Визначити та обґрунтувати структурні зміни у моделі силового ключа.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

При імпульсному регулюванні струм, що протікає через навантаження, а в нашому випадку це тяговий двигун, буде пульсуючий. Як відомо пульсація струму може призвести до погіршення комутації, та колового вогню на колекторі, тому зменшення пульсацій струму в тяговому електроприводі електровоза є актуальна задача. Рівень пульсації струму оцінюється коефіцієнтом пульсації:

$$\kappa_i = \frac{i_{max} - i_{min}}{i_{max} + i_{min}}$$

Згідно з ГОСТ 2582-81 [5] тягові двигуни постійного струму – це такі, що живляться струмом з коефіцієнтом пульсації 10% і менше. Ця величина пульсації і буде максимально допустимою для тягового двигуна електровоза постійного струму.

Для досягнення такого низького коефіцієнту пульсації в коло двигуна необхідно послідовно увімкнути достатньої величини індуктивність. Проте з ростом величини індуктивності, ростуть як масо-габаритні показники так і витрати електричної енергії на електричні втрати та охолодження. Тому постає задача в ефективному аналізі коефіцієнту пульсації в залежності від режиму роботи імпульсного перетворювача.

Також очевидно, що на вході перетворювача також буде значна пульсація струму, а як наслідок і пульсація напруги в контактній мережі. Це призведе до впливу імпульсного регулятора на лінії СЦБ та радіозв'язку. Отже на вході також необхідно встановлювати фільтр. Таким чином принципова схема матиме вигляд представлений на рис. 1.

Знизити пульсацію струму в контактній мережі, а отже і шкідливі гармоніки напруги можна завдяки тактуванню системи імпульсного регулятора. Тобто зсунути фази управління в паралельних гілках з тяговими двигунами.

На електровозі ВЛ11м тягові електродвигуни (ТЕД) розраховані на номінальну напругу 1500 В, а отже можливі лише два варіанти зсуву фаз в тяговому електроприводі:

1) дві паралельні гілки по чотири двигуни – послідовно-паралельне з'єднання (рис. 2, а);

2) чотири паралельні гілки по два двигуни - паралельне з'єднання (рис. 2, б).

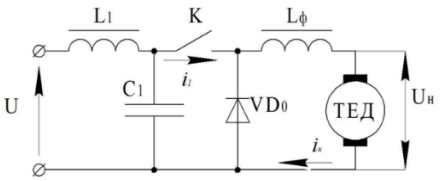
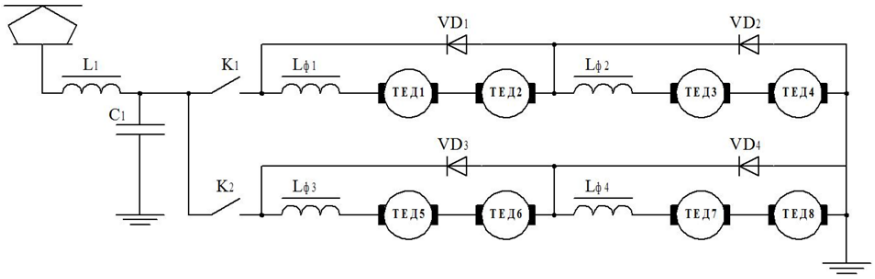



Рис. 1 – Принципова електрична схема тягового електропривода з імпульсним регулятором напруги

а)




б)

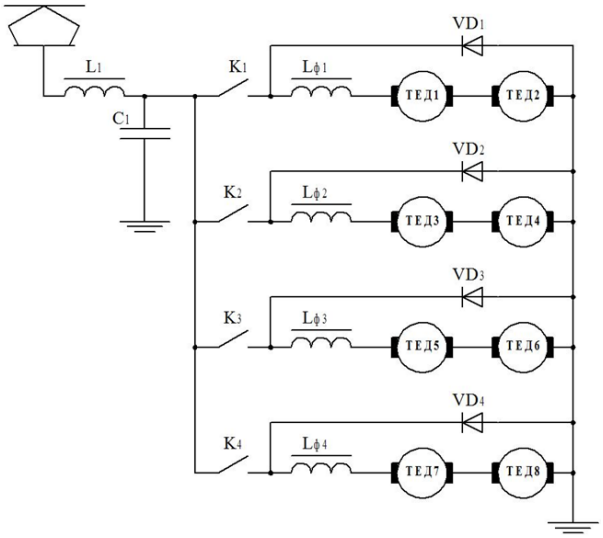
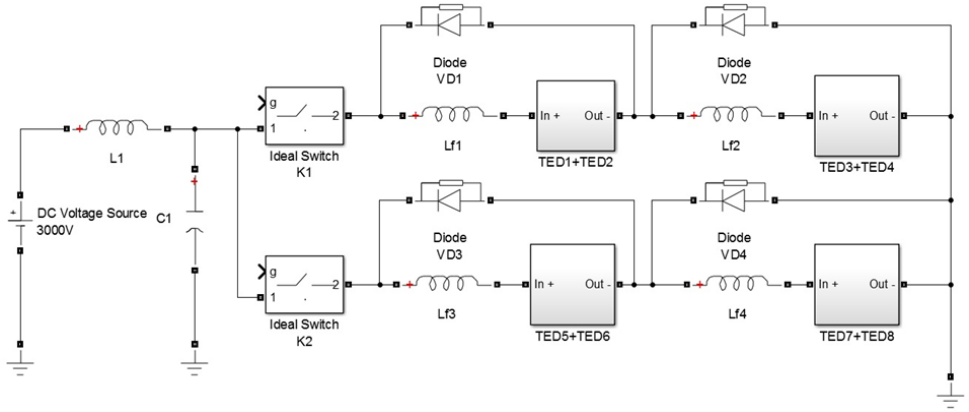



Рис. 2 - Принципова електрична схема тягового електроприводу з імпульсним регулюванням наруги: а – послідовно-паралельне з’єднання; б – паралельне з’єднання

Виходячи з принципової електричної схеми можемо побудувати модель функціональної схеми тягового електроприводу електровозу постійного струму в середовищі Matlab Simulink для послідовно-паралельного з’єднання ТЕД рис. 3.а. та паралельного з’єднання ТЕД рис. 3.б.

а)




б)

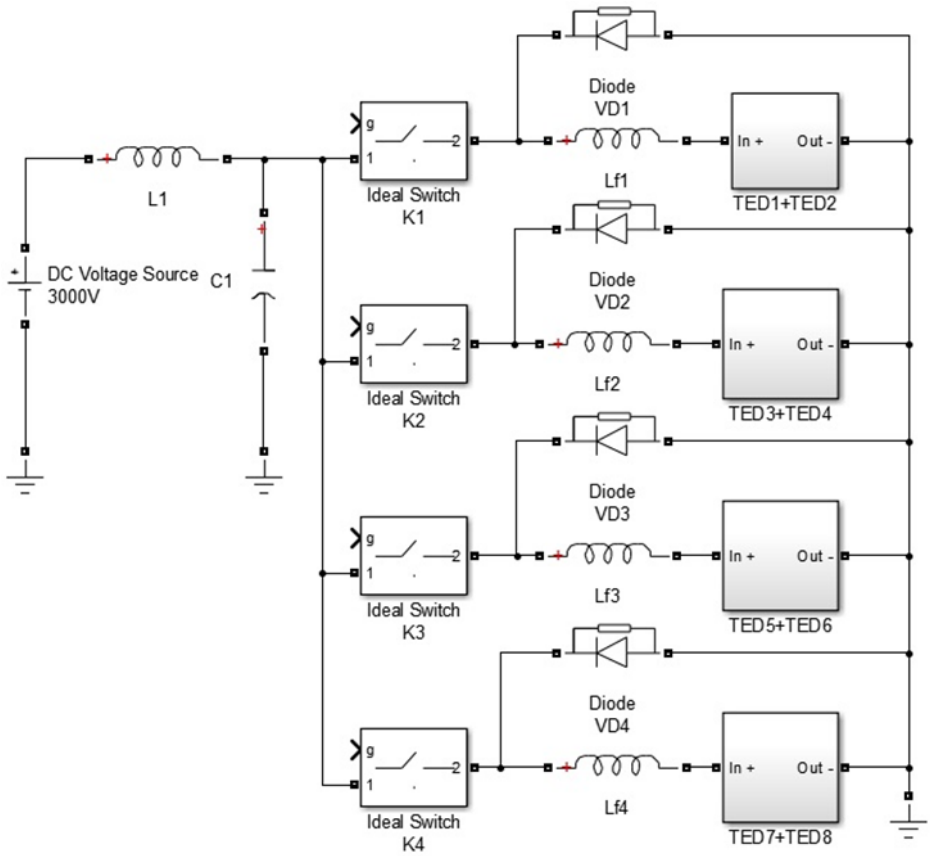



Рис. 3 – Модель функціональної схеми тягового електроприводу електровозу постійного струму в середовищі Matlab Simulink: а – послідовно-паралельне з’єднання ТЕД; б – паралельне з’єднання ТЕД

Комутатори в схемі (рис. 3.) зображені у вигляді ідеальних ключів. Дія ключового елемента заснована на тому, що у включеному стані він має дуже малий опір, а у виключеному - нескінченно великий.

Основними параметрами ключового елемента є опір у включеному і виключеному станах, залишкова напруга і швидкодія, що визначається часом перемикання. Вольт-амперна характеристика «ідеалізованого» ключового елемента показана на рис.4. Елементи з такими вольт-амперними характеристик мають два стійких стани: увімкнений, відповідне $R_{ув} = 0$ (ділянка 1 вольт-амперної характеристики); вимкнений, відповідне $R_{вимк} = \infty$ (ділянка 2). При цьому повинно забезпечуватися миттєве перемикання з одного стану в інший і навпаки за відповідним логічним сигналом управління нульової потужності.

Реальні ключові елементи, у яких $R_{ув} \neq 0$ і $R_{вимк} \neq \infty$, можуть лише наближатися за своїми параметрами до «ідеалізованих». При цьому різні параметри накладають і різні обмеження на можливість ефективного використання ключів. Так, наприклад, вольт-амперна характеристика реального елемента, що має падіння напруги при прямому струмі $\Delta U_S$ і зворотний струм $\Delta I_S$ (рис.4), Визначає втрати потужності в ключі в провідному і непровідному станах.

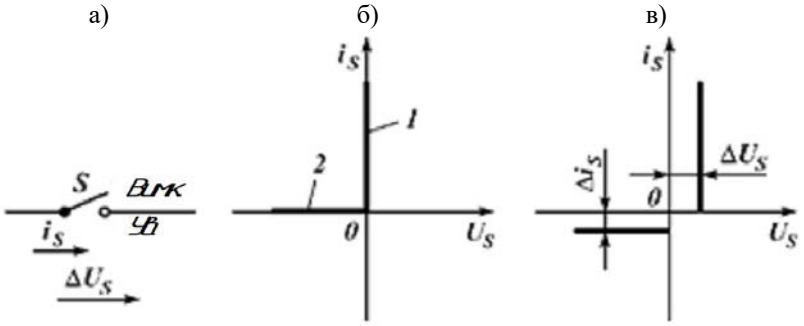



Рис. 4 – Позначення ключового елемента (а), вольт-амперні характеристики ключових елементів - ідеалізованого (б) і реального (в)

Втрати потужності в ключі позначаються на ККД силового електронного пристрою, тому їх зниження є одним з основних завдань розробників приладів. Динамічні втрати в ключовому елементі, що виникають в процесі його комутації, накладають обмеження на підвищення робочих частот силових електронних пристроїв. У той же час підвищення робочих частот силових електронних пристроїв є домінуючою тенденцією в силовій електроніці за останні роки. Це дає можливість поліпшити техніко-економічні показники перетворювальних пристроїв і підвищити їх швидкодію.

В даний час функції ключових елементів виконують напівпровідникові прилади різних типів. До елементів силової електроніки відносять прилади, розраховані на граничні значення середнього або діючого значення струму більше

10 А. За ступенем керованості керовані напівпровідникові прилади поділяються на такі групи:

1. Не повністю керовані прилади, які можна за допомогою керуючого сигналу переводити тільки в провідний стан, але не навпаки (традиційні тиристори, симістори).

2. Повністю керовані (ті, що замикаються) прилади, які можна переводити в провідний стан і назад за допомогою керуючого сигналу (транзистори, повністю керовані тиристори).

Вданий час найбільшого поширення набули такі типи:

1. Польові транзистори з ізольованим затвором (MOSFET – Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor [6]).

2. Біполярні транзистори з ізольованим затвором (IGBT – Insulated Gate Bipolar Transistor [7]).

3. Тиристор, що замикається (GTO – Gate Turn Off [8]).

4. Тиристор, що замикається, з інтегрованим управлінням (IGCT – Integrated Gate Commutated Thyristor [9]).

Порівняння характеристик основних типів приладів силової електроніки наведено в табл. 1.

Табл. 1 – Основні типи приладів силової електроніки та їх характеристики

| Характеристика | Типи приладів | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Традиційний тиристор (SCR) | Тиристор, що замикається (GTO) | Тиристор, що замикається з інтегрованим управлінням (IGCT) | Біполярний транзистор з ізольованим затвором (IGBT) |
| Переваги | Висока надійність. Можливість паралельного і послідовного з'єднання Найнижчі втрати у включеному стані. Найвища перевантажувальна здатність. | Здатність до керованого замикання. Порівняно висока перевантажувальна здатність. Можливість послідовного з'єднання. Робочі частоти до 250 Гц при напрузі до 4 кВ. | Здатність до керованого замикання. Низькі втрати в увімкненому стані на перемикання. Робочі частоти до одиниць кГц. Вбудований блок управління. Можливість послідовного з'єднання. | Здатність до керованого замикання. Висока робоча частота (десятки кГц). Проста неенергоємна система управління. Вбудований драйвер. |
| Недоліки | Не здатний до примусового замикання по керуючому електроду. Низька робоча частота. | Високі втрати у включеному стані. Дуже великі втрати в системі управління. Складні системи управління. Великі втрати при перемиканні. | Невідомо (недостатній досвід експлуатації) | Більше втрати в увімкненому стані |

Повністю керовані прилади силової електроніки в порівнянні з традиційними тиристорами (SCR – Silicon Controlled Rectifier) при тих же комутованих струмах і напругах мають значно менші потужності управління і час комутації, стійкість до перевантажень по струму і напрузі, а також більш широку область безпечної роботи. Високі частоти комутації (до 50 кГц), простота і мала потужність систем управління забезпечили значне поліпшення техніко-економічних показників (зниження габаритів і маси, підвищення надійності і ККД) перетворювального устаткування на базі IGBT в порівнянні з обладнанням тиристорів (SCR).

В якості приладу комутації доцільно обрати IGBT-транзистори. В результаті аналізу основних технічних параметрів сучасних приладів для моделі електровозу було обрано IGBT-транзистор типу FD500R65KE3-K (Infineon Technologies) [10].

Оскільки транзистор прилад не може комутуватися миттєво в моделі реалізовано затримку спадання колекторного струму. Процес вимкнення розбитий на дві ділянки і характеризується, відповідно, часом спаду, при якому струм колектор-емітер зменшується до 10% від струму в момент вимикання і часом затягування, при якому струм зменшується до нуля. Таким чином модель IGBT-транзистора може мати два стани: закритий стан та стан провідності. Залежить цей стан від сигналу управління на вході.

При розрахунку енергетичних параметрів силового обладнання рухомого складу необхідно враховувати, що в транзисторах показник падіння напруги на транзисторі змінна величина, тому це має бути враховано в моделі.

Значні витрати потужності припадають на комутацію транзисторів. В стандартній моделі IGBT в середовищі Matlab Simulink це не враховується, тому доцільно в модель внести зміни, що дозволять розрахувати втрати на комутацію пристрою, що особливо актуально при розрахунку енергетичних параметрів силового обладнання рухомого складу.

Структурна схема моделі силового ключа зі змінами наведено на рис.5.

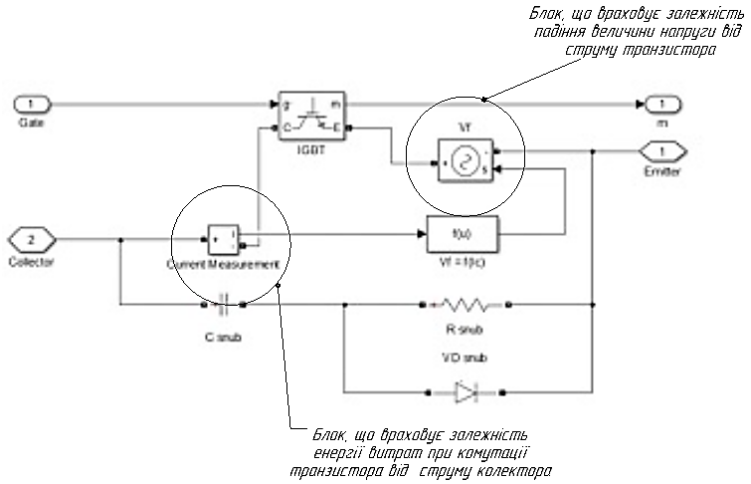



Рис. 5 - Структурна схема моделі силового ключа зі змінами

Стандартний блок формування імпульсного сигналу управління не задовольняє умову вирішуваної задачі. Під час проведення моделювання необхідно коригувати значення як коефіцієнту заповнення так і частоти комутації. Також необхідно реалізувати тактування (зсув) імпульсів управління в паралельних гілках. Розроблений блок формування імпульсів (рис. 6) дозволяє створювати імпульси управління на управляючих електродах транзистора в залежності від заданої частоти модуляції та коефіцієнту заповнення для схеми при послідовно-паралельному з'єднанні ТЕД. Часові діаграми імпульсів управління показано на рис. 7.

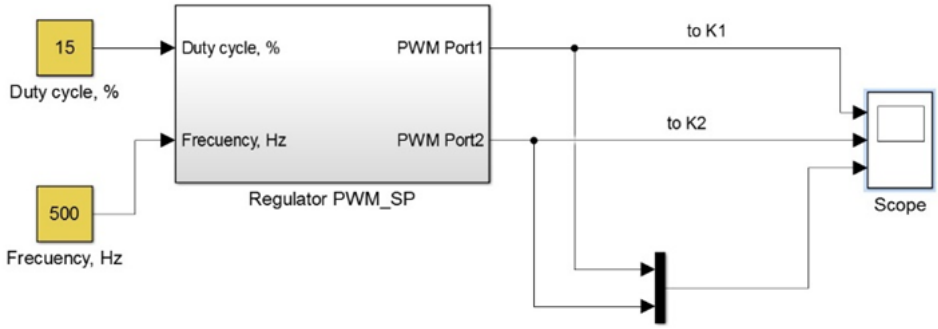



Рис. 6 – Блок формування імпульсів системи управління тяговим електроприводом при послідовно - паралельному з'єднанні ТЕД

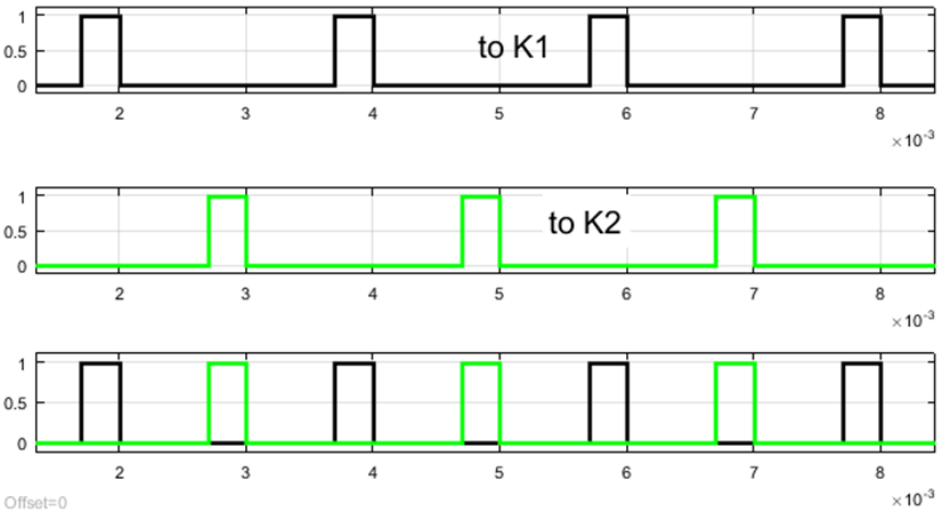



Рис. 7 – Часові діаграми імпульсів управління

## 4. ВИСНОВКИ

В статті розроблено модель функціональної схеми тягового електроприводу електровозу постійного струму в середовищі Matlab Simulink для послідовно-паралельного та паралельного з'єднання тягових електродвигунів.

Розроблено блок формування імпульсів системи управління тяговим електроприводом при послідовно - паралельному з'єднанні ТЕД та побудовані часові діаграми імпульсів управління.

Виконано аналіз та порівняння основних технічних характеристик силових транзисторів для системи тягового електроприводу тягового електрорухомого складу та обґрунтовано використання в схемі IGBT-транзистора.

Внесені зміни в модель силового ключа дозволять визначати витрати електричної енергії на комутацію та підвищити точність моделювання системи тягового електроприводу.

## ЛІТЕРАТУРА


[1] Транспортна стратегія України на період до 2020 року. Затверджена розпорядженням Кабінету Міністрів України (КМУ) від 20.10.2010 р. № 2174-р. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2174-2010-%D1%80 (дата звернення 25.05.2018). – Назва з екрану.

[2] Черняк Ю.В., Гатченко В.О., Гаюр А.В., Каращук С.В. Аналіз ефективності використання електроенергії системами тягового електроприводу ЕРС постійного струму // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Вип. 28.– К.: ДЕТУТ, 2016.– С.5–12.

[3]. Черняк Ю.В., Гатченко В.О. Каращук С.В. Математична модель тягового електропривода електровоза постійного струму // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Вип. 30. – К.: ДЕТУТ, 2017. – с. 172 – 183.

[4]. Черняк Ю.В., Гатченко В.А. Каращук С.В. Модель тягового привода электровоза постоянного тока с широтно-импульсным регулированием напряжения тяговых электродвигателей // Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. – № 1 (36). – Г.: БелГут, 2018. – с. 28 – 29.

[5] ГОСТ 2582-81 Машины электрические вращающиеся тяговые. Общие технические условия. – Введ. 1983–01–01. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1981. – 37 с.

[6]. Metal-Oxide-Semiconductor Field-Effect Transistors (MOSFETs) [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://toshiba.semicon-storage.com/ru/design-support/e-learning/discrete/chap3/chap3-5.html (дата звернення 19.08.2019). – Назва з екрану.

[7] Insulated Gate Bipolar Transistor [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://www.electronics-tutorials.ws/power/insulated-gate-bipolar-transistor.html (дата звернення 19.08.2019). – Назва з екрану.

[8] Gate turn-off thyristors (GTO) [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://new.abb.com/semiconductors/gate-turn-off-thyristors-(gto) (дата звернення 19.08.2019). – Назва з екрану.
[9] IGCT (Integrated Gate-Commutated Thyristors) [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://new.abb.com/semiconductors/de/igct-(integrated-gate-commutated-thyristors) (дата звернення 19.08.2019). – Назва з екрану.
[10] Technical Information for IGBT-Module FD500R65KE3-K, Infineon. Date of publication: 2014-06-16. Available from: URL: http://www.infineon.com/dgdl/Infineon-FD500R65KE3_K-DS-v03_00-en_de.pdf?fileId=db3a30432cd42ee3012cea107abc562f. – Date of Access: 22 January 2017.

## CIRCUIT SIMULATION TRACTION DRIVE ELECTRIC LOCOMOTIVE DC

The large expenditures of electric energy in a locomotive farm during the operation of electric rolling stock, the material and technical base is outdated, prompting us to search for new technical solutions to modernize and improve traction rolling stock in operation.

The operational fleet of direct current electric locomotives of the Ukrainian railways uses an outdated rheostat-contactor traction electric drive control system, assumes loss of electric energy at the starting rheostats of the electric locomotive, as a result of which the efficiency of the electric rolling stock is significantly reduced. The most effective means of saving energy are replacing the design of the traction electric drive using the latest energy-saving technologies.

The article is devoted to solving the issue of improving the simulation of a traction electric drive system for direct current electric locomotives. The model offers pulse-width regulation of the voltage of traction electric motors of an electric locomotive. The work presents a circuit diagram of a traction electric drive with impulse regulation of abuse for series-parallel connection of engines and parallel. The developed model of the functional diagram of the traction electric drive of a direct current electric locomotive in the Matlab Simulink environment for series-parallel and parallel connection of traction electric motors. The proposed block diagram of the power key model with changes. A pulse forming unit for the traction electric drive control system for various engine connections has been developed. The timing diagrams of control pulses are investigated and built. The analysis and comparison of the main technical characteristics of power transistors for the traction electric drive system of traction electric rolling stock is carried out. The choice is justified. Amendments to the power switch model will allow to determine the electricity consumption for switching and increase the accuracy of modeling the traction electric drive system.

**УДК 656.13+621.43**

# ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ З ВИКОРИСТАННЯМ АКУМУЛЬОВАНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ СТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА

**ВЕРБОВСЬКИЙ Валерій**

В статті представлені результати дослідження і проведених робіт в частині розробки, формування і застосування за призначенням на стаціонарному газовому двигуні системи теплової підготовки у складі акумуляторів теплоти на основе фазових переходів. В проведеному дослідженні враховані особливості теплової підготовки теплоносіїв стаціонарного газового двигуна за допомогою системи теплових акумуляторів фазового переходу, а також їх конструктивні і технологічні параметри й характеристики теплоакумулюючих матеріалів фазового переходу. Проведений аналіз результатів досліджень показав, що використання системи теплової підготовки стаціонарного газового двигуна дозволяє значно скоротити час прогріву двигуна, зменшити витрату палива та шкідливі викиди в умовах експлуатації. Показано, що використання системи теплової підготовки у складі акумуляторів теплоти на основе фазових переходів в різних умовах експлуатації доцільно для здійснення теплової підготовки дослідного двигуна в частині забезпечення передпускової і післяпускової підготовки і для довготривалого його зберігання при не працюючому двигуні, а особливості комплектації системи при використанні залежать від експлуатаційних потреб, умов застосування і вартості конструкції.

## 1. ВСТУП

Енергетичні установки з газовими двигунами стали невід'ємною частиною систем базового, пікового та резервного енергопостачання. Крім цього вони знайшли своє застосування на залізничному, річковому і морському транспорті. Серед основних проблем ефективної експлуатації газових двигунів електростанцій є забезпечення гарантованого пуску холодного двигуна, довготривале зберігання прогрітого двигуна без роботи його в режимі холостого ходу. Існуючі способи забезпечення теплової підготовки двигунів як перед пуском, так і в довготривалому зберіганні, є не досить ефективними, достатньо енерговитратними, такими, що потребують підводу теплової енергії від зовнішніх джерел. Натомість 60-70% енергії палива в газовому двигуні відводиться в навколишнє середовище і не завжди використовується за основними потребами.

Утилізація невикористаної теплової енергії та її накопичення в теплових акумуляторах для подальшого одночасного прогріву (підтримання теплоти) теплоносіїв двигуна - охолоджуючої рідини та моторної оливи перед пуском системно не досліджено. У зв'язку з цим виконана робота, що спрямована на вибір і обґрунтування параметрів теплової підготовки систем газового двигуна за рахунок власної теплової енергії є актуальною і багатоплановою.

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи полягає в оцінюванні ефективності використання системи теплової підготовки стаціонарного газового двигуна на основі теплових

акумуляторів фазового переходу для прискорених прогрівів теплоносіїв його сист і тривалого зберігання без роботи в режимі холостого ходу в умовах експлуатації за допомогою удосконаленої методики розрахунку і моделюванні процесів прогріву.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

*Схема системи теплової підготовки газового двигуна у складі акумуляторів теплоти на основі фазових переходів та принцип її роботи*

Для забезпечення теплової підготовки стаціонарного газового двигуна (СГД) [1 - 3] була запропоновано поєднати акумулятори теплоти (АТ) на основі фазоперехідних (ФП) теплоакумулюючих матеріалів (ТАМ) [4 - 6]. Конфігурація поєднання тепових акумуляторів була такою, щоб забезпечити в єдиній системі задоволення наступних функцій: короткотерміновий передпусковий прогрів теплоносіїв СГД від накопиченої теплоти АТ ФП до +50 °С; швидка теплова підготовка СДГ від накопиченої теплоти АТ ФП до +85 °С (в режимі холостого ходу (х.х.)); довготривале зберігання теплоносіїв (моторна олива (МО) і охолоджуюча рідина (ОР)) СГД в межах +50 °С при не працюючому двигуні в умовах експлуатації [7 - 10].

Система теплової підготовки (СТПА) у складі акумуляторів теплоти (АТ) на основі фазових переходів (ФП) складається з окремих АТ ФП, об’єднаних між собою єдиним функціоналом і приєднаних до двигуна внутрішнього згорання для забезпечення теплової підготовки моторної оливи (МО) і охолоджуючої рідини (ОР) в процесах його роботи [11, 12]. До складу СТПА при проведенні дослідження включені АТ ФП, що об’єднані у підсистеми (рис. 1): прискореного прогріву двигуна (ППД), утилізації теплової енергії відпрацьованих газів (ВГ) АТ (УТТА), контактного теплового акумулятора (КТА), накопичувача моторної оливи з АТ ФП (НМОТА). СТПА конструктивно входить, як складова частина, до систем охолодження (СОД) і мащення (СМ) газового двигуна та виконує частину їх функцій й здійснює визначальний вплив на протікання робочого процесу газового двигуна [7, 13 - 15], а саме забезпечує передпусковий і прискорений післяпусковий прогрів ОР і МО газового двигуна до температури, при якій можливо здійснювати навантаження двигуна, а потім до робочої температури та довготерміново підтримує їх у межах, обумовлених робочим процесом та конструкцією двигуна.

Складові частини СТПА одночасно взаємодіють з СМ і СО, а саме ППД, УТТА і КТА входять як складові елементи в систему мащення і охолодження дослідного двигуна, а НМОТА – тільки в систему мащення двигуна.

Всі перераховані підсистеми можуть працювати спільно у складі та за алгоритмом роботи СТПА, або окремо одна від одної з виконанням властивих їм функцій [7, 11, 12, 16]. Принцип роботи СТПА в цілому полягає в накопиченні АТ фазового переходу теплової енергії ВГ, яка утворюється при згоранні палива та не використовується на корисну роботу, а викидається в атмосферу з ВГ, а також теплової енергії конвекції двигуна та теплової енергії МО, як теплоносії при накопиченні її у НМОТА.

Накопичення теплової енергії в АТ фазового переходу за допомогою УТТА стає можливим завдяки встановленню паралельно глушнику в випускному трубопроводі газового двигуна утилізаційного теплообмінника (УТ), який пов'язаний з тепловим акумулятором на основі фазоперехідного теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ ФП) УТТА трубопроводами.

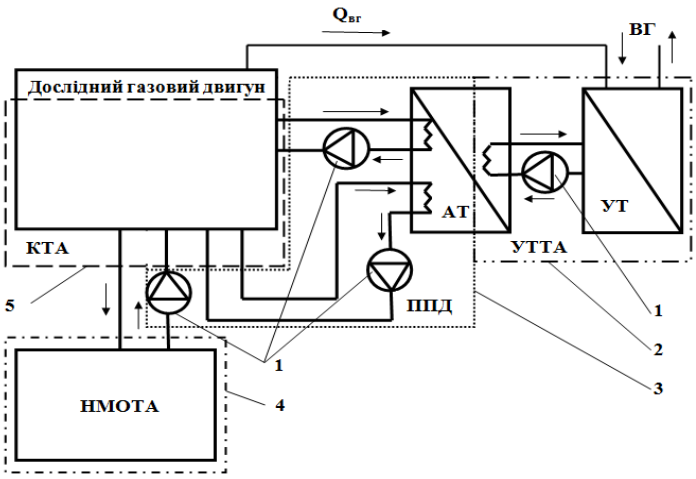



Рис. 1 – Принципова схема системи теплової підготовки газового двигуна у складі акумуляторів теплоти на основе фазових переходів: 1 – циркуляційні насоси; 2 – сукупність елементів УТТА; 3 – сукупність елементів ППД; 4 – сукупність елементів НМОТА ; 5 – сукупність елементів КТА; ВГ – відпрацьвані гази; $Q_{вг}$ – теплова енергія відпрацьованих газів; АТ – тепловий акумулятор фазового переходу; УТ – утилізаційний теплообмінник; КТА – контактний тепловий акумулятор ФП; ППД – підсистема прискореного прогріву двигуна; УТТА - підсистема утилізації теплової енергії відпрацьованих газів АТ ФП; НМОТА - накопичувач моторної оливи з АТ ФП

Саме за допомогою нього, завдяки циркуляційному насосу з модульованою подачею (рис. 1) і з власною системою керування, відбувається циркуляція теплоносія УТТА. Теплоносій проходячи через УТ в випускному трубопроводі розігрівається від теплової енергії ВГ до температури 150…190 (200) °С (в якості теплоносія в процесі досліджень використовувалась спеціальна високотемпературна рідина (гальмівна рідина) з температурою кипіння 220 °С). УТ встановлено в байпасі випускного трубопроводу двигуна, паралельно основному трубопроводу. Таке конструктивне рішення [7, 15, 16] прийнято для того, щоб забезпечити можливість відключення його після того, як АТ фазового переходу УТТА буде повністю заряджений в дослідженні температури.

Теплоносій з УТ потрапляє в АТ фазового переходу УТТА, який заповнений ТАМ ФП і представляє собою теплоізольований резервуар з трьома теплообмінниками (для заряджання та розряджання АТ відповідно в СОД і СМ дослідного газового двигуна (ДГД)).

Теплоносій в УТТА, при проходженні від УТ до АТ фазового переходу УТТА, охолоджується та віддає накопичену теплову енергію ТАМ ФП. В період накопичення теплової енергії ТАМ ФП найбільшу ефективність являє собою процес фазового переходу ТАМ ФП – наповнювача АТ, тобто зміна його агрегатного стану, для забезпечення якого потрібна велика кількість теплової енергії ВГ. Попередній нагрів ТАМ ФП в АТ, до значень температури фазового переходу ТАМ ФП, та подальший

нагрів, після досягнення значень температури ТАМ ФП, в процесі фізичного накопичення теплової енергії ТАМ, є не таким енергоємним, як безпосередньо сам процес фазового переходу в ТАМ ФП. Особливості процесі роботи АТ фазового переходу УТТА в різних періодах накопичення і віддачі теплової енергії детально описані в [7, 11, 12, 17, 18].

Контактний тепловий акумулятор (КТА) ДГД (рис. 2.1) являє собою багатошаровий кожух (чохол), закріплений ззовні на корпусних елементах (оболонці) блока циліндрів та піддоні двигуна таким чином, щоб забезпечити щільне його прилягання [11, 12]. Характерною Особливістю конструкція КТА 17 ДГД є наявність секцій-контейнерів з ТАМ ФП, що закріплені ззовні на контактних поверхнях блока циліндрів і піддона газового ДГД, зверху закритих теплоізоляційним кожухом (чохлом), що складається з декількох шарів теплоізоляційного матеріалу [4, 7, 11, 12, 15, 16, 19]. Застосування КТА на ДГД не вимагає внесення яких-небудь істотних змін у конструкцію двигуна та його систем, він легко монтується за допомогою кронштейнів, простий в обслуговуванні і не вимагає додаткового джерела енергії. Робота КТА заснована на виділенні конвекцією теплоти блоку циліндрів і піддону газового двигуна й поглинанні ТАК ФП у КТА при зміні його агрегатного стану. Завдяки використанню КТА досягається мінімальна втрата конвективної теплоти, що виділяється газовим двигуном протягом часу його роботи, оскільки КТА виконує теплоізолюючу функцію. Крім цього вдається уникнути появи термічних напруг у блоці циліндрів двигуна при його прогріві саме тому, що робочий процес КТА полягає в довготривалій підтримці температури теплоносіїв (МО в СМ і ОР в СОД) двигуна на відміну від відомих теплових акумуляторів, де здійснюється нагрівання ДВЗ після їх зупинки [11, 12].

Особливістю конструкції НМОТА є наявність в оболонці накопичувальної ємності додаткового контактного теплового акумулятора, що аналогічний за конструкцією і принципу дії КТА, але встановлений на корпусі ємності для зливу моторної оливи з ДГД. Завдяки використанню НМОТА досягається мінімальна втрата теплоти теплоносія - МО з СМ, що виділяється після її зливання в теплоізольовану ємність, під час довготривалої зупинки газового двигуна, а також при зворотньому закачуванні МО в СМ двигуна забезпечується прискорений прогрів корпусних елементів двигуна, що контактують з МО, а саме зону колінчастого валу, масляної магістралі і зону масляної оболонки ДГД. Температура МО двигуна в НМОТА контролювалась за допомогою додаткового вбудованого датчика температури МО.

Теплова підготовка досліджуємого двигуна з використанням СТПА може виконуватись в частині передпускового і післяпускового прогріву МО і ОР в наступних варіантах комплектації підсистем:

- при звичайному прогріві ДГД з використанням штатних систем двигуна;
- при використанні тільки підсистеми ППД і штатному прогріві ДГД;
- при використанні підсистеми ППД з ТА фазового переходу УТТА;
- при поєднанні використання КТА (НМОТА) або КТА + НМОТА і АТ фазового переходу УТТА.

Зберігання теплової енергії МО і ОР двигуна при травалому зберіганні ДГД з використанням СТПА може виконуватись в наступних варіантах комплектації підсистем:

- при звичайному зберіганні ДГД з використанням штатних систем двигуна;
- при використанні підсистеми ППД з АТ фазового переходу УТТА;
- при використанні тільки КТА або НМОТА;
- при поєднанні використання КТА (НМОТА) або КТА + НМОТА і АТ фазового переходу УТТА.

При необхідності запуску двигуна після тривалої зупинки в дію включається СПП. СТПА, працюючи за власними алгоритмами, що описані в розділі 3 дисертації, включає електричні циркуляційні насоси ППД з модульованою подачею, які забезпечують циркуляцію МО і ОР в газовому двигуні та в АТ фазового переходу УТТА. Моторна олива і охолоджуюча рідина, проходячи через АТ, отримують накопичену ТАМ ФП теплову енергію та передають її основним елементам конструкції ДГД, а що є найголовнішим, стінці та головці циліндра та зоні колінчастого валу (саме МО). Правильний вибір теплової потужності АТ дозволяє виконати швидкий попередній прогрів ДГД з низької температури оточуючого середовища (від встановленим в дослідженні - 20 °С) до температури МО і ОР на рівні температур +40…60 °С, при яких можливо забезпечувати прийом навантаження двигуном при його роботи в умовах експлуатації. Вибір теплової потужності ТА в процесах теплової підготовки встановлюється модулем керування СТПА на основі визначення параметрів теплового стану ДГД. Для цього модуль керування СТПА, на основі розрахунку теплового балансу ДГД, встановлює необхідну кількість теплової енергії для прогріву МО і ОР, блока циліндрів, головки блока циліндрів, з урахуванням втрат в з'єднуючих патрубках і трубопроводах та теплових втрат самого двигуна [11, 12, 16].

Отримавши теплову енергію в процесі роботи СТПА теплоносії - МО і ОР передають її конструктивним елементам ДГД в районі камері згоряння, що забезпечує позитивний вплив на процес запуску ДГД. В дослідженні варіювались початкові температури теплоносіїв двигуна, при яких проводили його запуск (вказано вище). Ці температури встановлювались у ДГД за показами датчиків СТПА.

Після запуску ДГД СТПА продовжує працювати для сприяння більш швидкого та ефективного прогріву працюючого двигуна до температури МО і ОР на рівні +85±5 °С. Це досягається завдяки подальшому використанню накопиченої теплової енергії ТАМ ФП в ТА і надходження теплової енергії ВГ від енергії палива працюючого двигуна. Після досягнення температури МО і ОР +85±5 °С СТПА спочатку переходить в режим підтримання отриманих значень теплової підготовки в заданих межах за умовами використання і за встановленими вимогами завода виробника, а після цього - підключає ШС двигуна.

Враховуючи дані, отримані від датчиків температур ДГД, модуль керування СТПА розраховує оптимальну частоту обертання циркуляційних насосів та віддає керуючі команди на клапани системи, спрямовуючи потоки рідини через ті чи інші елементи СТПА. Функціонування розробленої СТПА газового ДВЗ побудовано на аналізі температурних значень теплоносіїв і елементів конструкції ДГД [4, 7, 11, 12, 15, 16, 19]. В період зупинки і зберігання непрацюючого ДГД накопичена теплота в КТА віддається зворотньо від ТАМ ФП для забезпечення довготривалої підтримки температури корпусних деталей і теплоносіїв дослідного двигуна. При низькій температурі навколишнього середовища та зарядженому ТА фазового переходу

УТТА, коли накопиченої теплоти КТА вже недостатньо, прогрів ДГД здійснюється аналогічно описаному раніше.

Крім цього, при довготривалій зупинці двигуна, коли потрібно температуру МО ДГД підтримувати в межах температур «гарячого прогріву» на протязі тривалого часу, доцільним є використання НМОТА, в який моторна олива зливається з піддону двигуна. При необхідності здійснення пуску двигуна та зарядженому ТА фазового переходу УТТА, через додаткові патрубки відбувається подача до ДГД за допомогою циркуляційного насосу з НМОТА в картер двигуна прогрітої МО. Подальший процес прогріву дослідного газового двигуна здійснюється аналогічно описаному раніше. За допомогою датчиків температури МО і ОР відбувається контроль теплової роботоспроможності СТПА в частині теплових можливостей складових елементів і підсистем та подальшого її використання.

*Оцінка впливу параметрів налаштування складових СТПА на показники роботи дослідного газового двигуна.*

Роботу СТПА в процесі теплової підготовки в частині передпускового і післяпускового прогріву ОР і МО умовно можливо розділити на декілька послідовних режимів [4, 7, 11, 12, 15, 16, 19, 20]: 1 – накопичення теплової енергії ВГ в АТ СТПА до температури вище фазового переходу ТАМ ФП для забезпечення передпускової підготовки; 2 – прискорена теплова підготовка - прогрів ОР і МО за допомогою СТПА для СОД і СМ газового двигуна 6Ч 12/14 до температур «гарячого пуску» в умовах експлуатації; 3 – пуск газового двигуна при температурі ОР і МО не менше 40-50 ºС; 4 – заряджання АТ фазового перехода СТПА тепловою енергією ВГ до температури вище фазового переходу ТАМ ФП.

У [20 на рис. 3.29-3.34] показані отримані шляхом розрахунку за удосконаленою автором методикою, в залежності від часу $\tau$,с. роботи СТПА досліджуваного газового двигуна, при температурі оточуючого середовища +20 $^{o}$C наступні залежності теплової підготовки газового ДГД: зміна температур $t$ $^{o}$C в АТ фазового переходу СТПА і різних зонах ДГД, а в табл. 1 – 2 значення годинної витрата $G_{т}$ газового палива, викиди оксидів азоту $NO_{x,}$ під час передпускової теплової підготовки і виконання післяпускового прогріву його до температури «гарячого пуску» (50 $^{o}$C) від різних температур оточуючого середовища (20 °С, 0 °С, -20 °С), а також термінові (часові) результати прогріву ДГД зі штатною СОД і СМ двигуна та з СТПА.

Виходячи з отриманих результатів теплової підготовки - прогріву ДГД за відповідними зонами можливо стверджувати, що передпусковий прогрів ОР і МО газового двигуна за розробленим алгоритмом роботи СТПА дозволяє краще прогріти зону колінчастого валу двигуна, ніж у випадку, коли передпусковий прогрів проводиться тільки для однієї ОР [101]. Це пояснюється особливостями конструкції газового двигуна 6Ч 12/14 (К-159 М2), де оболонка СОД є єдиним елементом, що сполучається с гільзою циліндра ззовні і суттєво впливає на її тепловий стан, а головна масляна магістраль СМ двигуна винесена за конструкцію блоку циліндрів і охолоджується повітрям та не впливає на тепловий стан двигуна в цілому при здійсненні передпускового і післяпускового прогріву. Одночасно забезпечується передпускове підвищення тиску в системі мащення, що також є доцільним для зменшення тертя в кінематичних парах двигуна перед здійсненням пуску в умовах експлуатації.

Табл. 1 – Результати досліджень за удосконаленою методикою розрахунку роботи системи теплової підготовки газового двигуна 6Ч 12/14 від температури оточуючого середовища до температури «гарячого пуску» та можливості навантаження при здійсненні прогріву ОР і МО

| Параметр | | Температура оточуючого середовища, $T_{oc}$ | | |
|---|---|---|---|---|
| | | 20 °С | 0 °С | -20 °С |
| Час попереднього прогріву охолоджуючої рідини ДГД | | | | |
| До 50 °С без СП (ШС), | с | 1370 | 1864 | 2849 |
| До 40 °С з СП, | с | 831 | 1343 | 1846 |
| економія у порівнянні зі ШС, | с (%) | 539 (39,3%) | 521 (28%) | 1003 (35%) |
| До 50 °С з СП, | с | 865 | 1438 | 1996 |
| економія у порівнянні зі ШС, | с (%) | 505 (36,9%) | 426 (23%) | 853 (29,9%) |
| До 60 °С з СП, | с | 895 | 1541 | 2154 |
| економія у порівнянні зі ШС, | с (%) | 475 (34,7%) | 827 (44%) | 853 (30%) |
| Час попереднього прогріву моторної оливи ДГД | | | | |
| До 50 °С без СП (ШС), | с | 1450 | 1998 | 3031 |
| До 40 °С з СП, с | с | 815 | 1316 | 1908 |
| економія у порівнянні зі ШС, | с (%) | 635 (44%) | 682 (34%) | 1123 (37%) |
| До 50 °С з СП, с | с | 851 | 1498 | 2096 |
| економія у порівнянні зі ШС, | с (%) | 599 (41%) | 500 (25%) | 935 (31%) |
| До 60 °С з СП, с | с | 906 | 1605 | 2213 |
| економія у порівнянні зі ШС, | с (%) | 544 (38%) | 393 (20%) | 818 (27%) |
| Годинна витрата палива при здійсненні теплової підготовки ДГД | | | | |
| До 50 °С без СП (ШС), | $м^3$ | 2,424 | 3,147 | 3,764 |
| До 40 °С з СП, | $м^3$ | 0,746 | 0,895 | 0,982 |
| економія у порівнянні зі ШС, | $м^3$ (%) | 1,678 (69%) | 2,252 (71,6%) | 2,782 (73,9%) |
| До 50 °С з СП, | $м^3$ | 0,636 | 0,789 | 0,933 |
| економія у порівнянні зі ШС, | $м^3$ (%) | 1,788 (73,8%) | 2,358 (74,5%) | 2,831 (75,2%) |
| До 50 °С з СП, | $м^3$ | 0,485 | 0,643 | 0,861 |
| економія у порівнянні зі ШС, | $м^3$ (%) | 1,939 (80%) | 2,504 (79,6%) | 2,903 (77,1%) |
| Викиди оксидів азоту при здійсненні теплової підготовки ДГД | | | | |
| До 50 °С без СП (ШС), | г | 3,103 | 5,864 | 9,106 |
| До 40 °С з СП, | г | 0,214 | 0,333 | 0,412 |
| зменшення у порівнянні зі ШС, | г (%) | 2,889 (93%) | 5,531 (94%) | 8,694 (95,4%) |
| До 50 °С з СП, | г | 0,146 | 0,246 | 0,362 |
| зменшення у порівнянні зі ШС, | г % | 2,957 (95%) | 5,618 (96%) | 8,744 (96%) |
| До 60 °С з СП, | г | 0,076 | 0,151 | 0.299 |
| зменшення у порівнянні зі ШС, | г % | 3,027 (97,6%) | 5,713 (97%) | 8,807 (96,7%) |

Табл. 2 – Термінові (часові) результати передпускового і післяпускового прогріву ДГД зі штатною системою та з СТПА

| Температура навколишнього середовища | Прогрів ОР від АТ до 50 °С, с | Прогрів МО від АТ до 50 °С, с | Прогрів ОР і МО від 50 °С до 85 °С СТПА+ДГД, с | Зарядка АТ від ДГД, с | Прогрів ОР ДГД класичним методом до 50 °С, с | Прогрів МО ДВЗ класичним методом до 50 °С, с |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 20 °С | 865 | 851 | 580 | 1355 | 1370 | 1450 |
| 0 °С | 1438 | 1498 | 580 | 1830 | 1864 | 1998 |
| -20 °С | 1996 | 2096 | 580 | 2795 | 2849 | 3031 |

На представлених температурних режимах СТПА працює наступним чином: прогрів ОР ДВЗ від АТ триває 865 с, 1438 с, 1996 с відповідно, а МО - 851 с, 1498 с, 2096 с відповідно, потім при досягненні температури ОР≥50 °С і МО≥50 °С відбувається запуск ДГД і здійснюється комбінований прогрів СОД і СМ двигуна від АТ СТПА та теплової енергії згорання палива до температури ОР +85 °С за 580 с, після досягнення температури ОР 85 °С відбувається зарядка АТ СТПА, яка триває 1355 с, 1830 с, 2795 с. відповідно. У той час як прогрів ОР ДГД зі штатною системою буде тривати 1370 с., 1864 с. та 2849 с. відповідно, а МО - 1450 с., 1998 с. та 3031 с. відповідно. Більш детальні в частині значень економії (%) результати досліджень за представленою удосконаленою методикою розрахунку процесів роботи системи теплової підготовки ДГД 6Ч 12/14 в інтервалі від температури оточуючого середовища до температури «гарячого пуску» та можливості навантаження наведені в табл. 1 і 2. Порівнюючи час прогріву охолоджуючої рідини ДГД видно, що СТПА з АТ дозволяє суттєво покращити показники часу прогріву (до 24-46%), а час прогріву моторної оливи ДГД – до 21-45,2% у порівнянні зі штатними системами двигуна. При цьому сумарна витрата палива на прогрів двигуна зменшується на 68-82%, викиди оксидів азоту – на 93-97%, що добре узгоджується з показниками теплової підготовки МО двигуна. Також суттєвим позитивним моментом при здійсненні прогріву теплової підготовки ДГД в частині МО є додатковий передпусковий прогрів зони колінчастого валу двигуна.

*Оцінка доцільності прийнятих рішень щодо передпускової і післяпускової теплової підготовки газового двигуна 6Ч 12/14 за допомогою СТПА*

При оцінюванні роботи СТПА в різних варіантах комплектації виходили з наступних міркувань. СТПА являє собою поєднання чотирьох незалежних підсистем: УТТА (з АТ ФП), ППД, КТА і НМОТА [20]. Перші дві підсистеми забезпечують роботу АТ і, працюючи спільно, фактично забезпечують роботу газового двигуна 6Ч 12/14 при виконанні передпускового і післяпускового прогріву двигуна [20]. КТА забезпечує довготривале зберігання накопиченої теплової енергії ОР і МО у власному контактному АТ. НМОТА забезпечує довготривале зберігання накопиченої теплової енергії МО у власній ємності, оснащеній АТ. Дослідження на цьому етапі ставило за

мету оцінити і порівняти можливість використання при передпусковому і післяпусковому прогріві газового двигуна складових СТПА, які працюють окремо і незалежно одна від одної, так і роботу всієї СТПА, що працює одночасно при використанні всіх складових в різних комбінаціях здійснення теплової підготовки.

Табл. 3 – Варіанти для аналізу використання складових розробленої СТПА для виконання передпускового і післяпускового прогріву газового двигуна 6Ч 12/14

| № | Комплектація СТПА (позначення варіанта) | Конструкційні і технологічні особливості комплектування і використання варіанта СТПА |
|---|---|---|
| 1 | ШС без СТПА | Післяпусковий прогріву виконується тільки самим газовим двигуном зі штатною комплектацією СО і СМ. Передпусковий прогрів двигуна від зовнішніх джерел енергії неможливий. |
| 2 | ШС з ППД | Для виконання прискореного післяпускового прогріву використовуються тільки додаткові електричні насоси СО і СМ з модульованою подачею підсистеми ППД. Передпусковий прогрів двигуна від зовнішніх джерел енергії не можливий. При підтриманні $T_{OP} \approx T_{MO} \approx 50$ °С ППД не використовувалась. |
| 3 | АТ | Для виконання передпускового і прискореного післяпускового прогріву використовуються: АТ фазового переходу, додаткові електричні насоси СО і СМ з модульованою подачею підсистеми ППД, підсистема утилізації теплової енергії ВГ з тепловим акумулятором УТТА. |
| 4 | КТА | Для довготривалого зберігання накопиченої теплової енергії від нагрітих корпусних частин газового двигуна використовувався контактний тепловий акумулятор КТА. Передпусковий прогрів від зовнішніх джерел енергії не можливий. Для післяпускового прогріву і зберігання використовувались штатні системи СО і СМ газового двигуна без ППД. |
| 5 | НМОТА ($T_{TAM} = T_{o.c}$) | Для довготривалого зберігання накопиченої теплової енергії МО газового двигуна використовувався накопичувач моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу НМОТА, у якого $T_{TAM} = T_{o.c}$. Передпусковий прогрів від зовнішніх джерел енергії не можливий. Для післяпускового прогріву і зберігання використовувались штатні системи СО і СМ газового двигуна без ППД. |
| 6 | НМОТА ($T_{TAM} = 85$ °С) | Для довготривалого зберігання накопиченої теплової енергії МО газового двигуна використовувався попередньо прогрітий до $T_{TAM} = 85$ °С накопичувач моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу НМОТА. Передпусковий прогрів від зовнішніх джерел енергії не можливий. Для післяпускового прогріву і зберігання використовувались штатні системи СО і СМ газового двигуна без ППД. |
| 7 | АТ + КТА | Комбінація АТ і КТА |
| 8 | АТ + НМОТА | Комбінація АТ і НМОТА, у якого $T_{TAM} = T_{o.c}$. |
| 9 | АТ + НМОТА ($T_{TAM} = 85$ °С) | Комбінація АТ і попередньо прогрітого до $T_{TAM} = 85$ °С НМОТА |
| 10 | АТ + КТА + НМОТА | Комбінація АТ, КТА і НМОТА, у якого $T_{TAM} = T_{o.c}$. |
| 11 | АТ + КТА + НМОТА ($T_{TAM} = 85$ °С) | Комбінація АТ, КТА і попередньо прогрітого до $T_{TAM} = 85$ °С НМОТА |

Виходячи з розроблених алгоритмів передпускового і післяпускового прогріву СОД і СМ газового двигуна були складені 11 варіантів для виконання аналізу використання складових розробленої СТПА (табл. 3). При цьому, для всіх означених варіантів, під час здійснення передпускового і післяпускового прогріву газового двигуна з СТПА, оцінювались наступні режимні параметри: прогрів ОР і МО від $T_{oc}$ до 50 °С, хв., підтримання $T_{OP} \approx 50$ °С і $T_{MO} \approx 50$ °С, хв., прогрів ОР і МО від 50 °С до 85 °С, хв. Аналіз параметрів роботи проводився окремо для СО і СМ двигуна при різних температурах оточуючого середовища: 20 °С, 0 °С, -20 °С. Результати передпускового і післяпускового прогріву за часом теплової підготовки ОР і МО газового двигуна 6Ч 12/14 за допомогою за витратою палива і за викидами оксидів азоту при здійсненні теплової підготовки ОР і МО порівняні показниками для кожного з варіантів комплектації і технології використання СТПА в абсолютних величинах і в %, яке проводилось шляхом співставлення кожного з отриманих показників для відповідного варіанту системи з аналогічним для ШС газового двигуна 6Ч 12/14 (рис. 2 –5).

Виходячи з отриманих результатів передпускового і післяпускового прогріву ОР і МО газового двигуна за відповідними варіантами комплектації СТПА можливо стверджувати, що використання означених засобів прогріву за розробленими алгоритмами роботи системи дозволяє виконати з покращеними показниками, як передпусковий, так і прискорений післяпусковий прогрів дослідного газового двигуна 6Ч 12/14 (К-159 М2), а також покращення теплових показників в період довготривалої міжзмінної зупинки двигуна з використанням спеціальних розроблених засобів без роботи двигуна в режимі х.х. При цьому дослідний газовий двигун знаходиться в режимі передпускової теплової готовності за відповідною температурою ОР і МО (ОР≥50 °С і МО≥50 °С), при якій можливо здійснювати приймання навантаження. Порівнюючи за результатами розрахункового дослідження показники теплового стану ДГД при здійсненні післяпускового прогріву штатних СОД і СМ газового двигуна без СТПА і за допомогою ППД видно, що прогрів ОР від ДВЗ від температури оточуючого середовища до 50 °С і прогрів ОР від 50 °С до 85 °С за допомогою ППД покращує час прогріву на 5 (4/6,5) хв. або на 22 (12,9/14) %, а прогрів МО від ДГД від температури оточуючого середовища до 50 °С і прогрів МО від 50 °С до 85 °С за допомогою ППД покращує час прогріву на 5,1 (4,3/5,5) хв. або на 21 (12,9/10,89)% відповідно при $T_{oc}$ = 20 (0/-20) °С. При цьому відбувається зниження витрати палива на 0,484 (0,41/0,574) м$^3$ або на 20 (13/15) % відповідно при вказаних вище $T_{oc}$ і зниження викидів для $NO_x$ на 1,2 (2,18/3,05) г. або на 38,7 (37,1/37,1) % відповідно за рахунок тільки прискорення циркуляції ОР і МО. При довготривалому зберігання теплового стану в межах $T_{OP} \approx$ 50 °С і $T_{MO} \approx$ 50 °С при непрацюючому двигуні і ППД час підтримання температур ДГД склав: 80 (40/20) хв. для ОР, 100 (60/30) хв. для МО при відповідних $T_{oc}$.

При співставленні варіантів дослідження використання окремих підсистем СТПА для прогріву газового двигуна, а саме АТ, КТА і НМОТА, отримали, що для прискореного прогріву ОР і МО двигуна краще використовувати АТ, а для зберігання двигуна в прогрітому стані під час довготривалого міжзмінного простою – КТА (для СО) і НМОТА при $T_{TAM}$ = 85 °С (для СМ). Аналіз параметрів роботи підсистем СТПА показав, що використання АТ з власними підсистемами забезпечує покращення показників: за часом прогріву ОР від АТ від $T_{oc}$ до 50 °С на 8,7 (7,8/14,8) хв. або на 37 (23,9/30)% відповідно, а прогріву МО від АТ від $T_{oc}$ до 50 °С на 12 (9,8/16,5) хв. або на 41,8 (25,6/32,6)% відповідно; підтримання $T_{OP} \approx$ 50 °С на

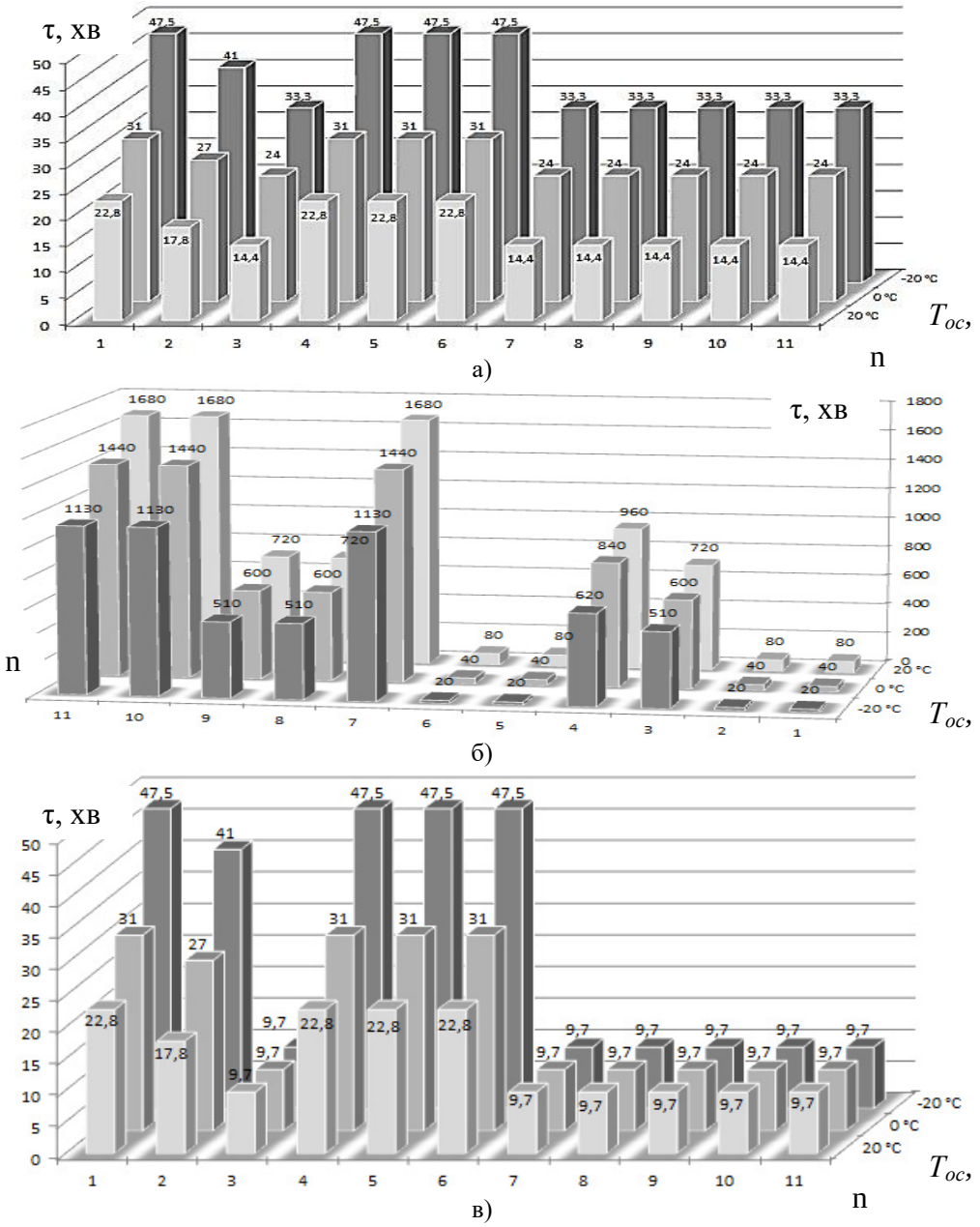



Рис. 2 – Результати прогріву газового двигуна 6Ч 12/14 за допомогою СТПА за часом теплової підготовки ОР: а) прогрів ОР від $T_{oc}$ до 50 °С, хв.; б) підтримання $T_{OP} \approx 50$ °С, хв.; в) прогрів ОР від 50 °С до 85 °С, хв.

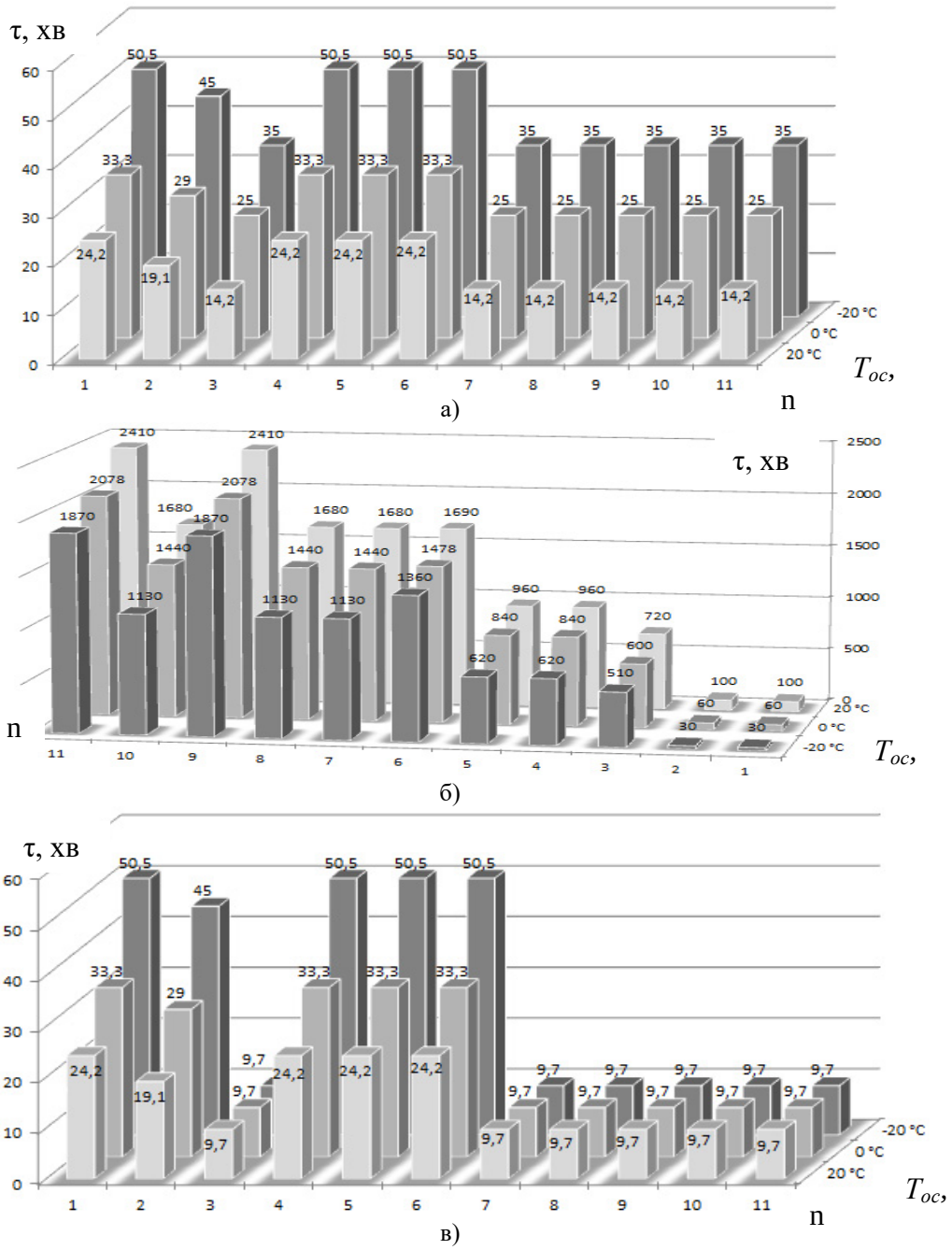



Рис. 3 – Результати прогріву газового двигуна 6Ч 12/14 за допомогою СТПА за часом теплової підготовки МО: а) прогрів МО від $T_{ос}$ до 50 °С, хв.; б) підтримання $T_{МО} \approx 50$ °С, хв.; в) прогрів МО від 50 °С до 85 °С, хв.

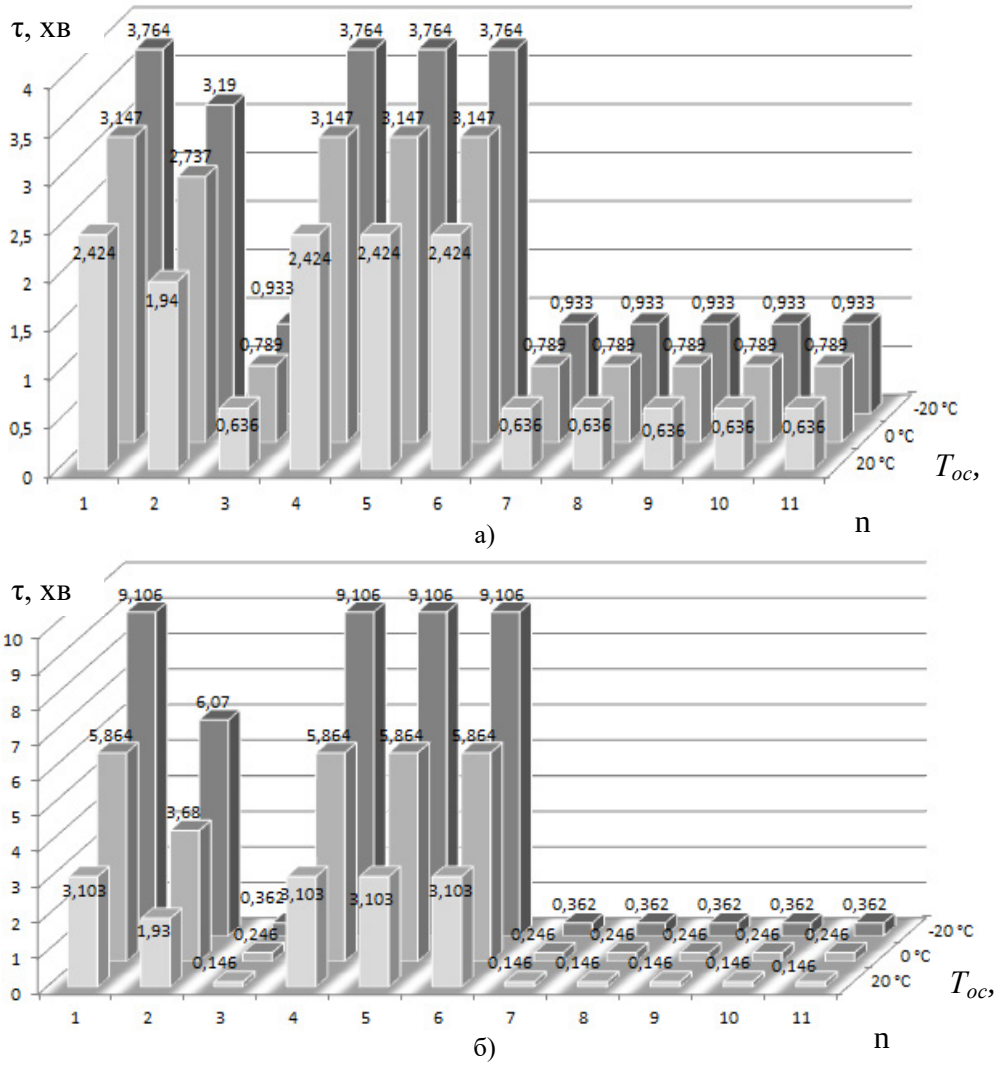



Рис. 4 – Результати прогріву газового двигуна 6Ч 12/14 за допомогою СТПА за витратою палива (а), м$^3$), за викидами оксидів азоту (б), г.), при здійсненні теплової підготовки ОР і МО від $T_{oc}$ до 50 °С

640 (560/490) хв. або у 9,80 (15,1/25,5) разів відповідно, а підтримання $T_{MO} \approx 50$ °С на 640 (600/510) хв. або у 6,3 (9,5/17) разів відповідно; прогрів ОР від 50 °С до 85 °С на 13,1 (21,4/37,8) хв. або на 57,5 (69/79,6)% відповідно, прогрів МО від 50 °С до 85 °С на 14,5 (23,6/40,8) хв. або на 60 (71/80,8)% відповідно. м При цьому відбувається зниження витрати палива: при здійсненні прогріву ОР і МО від АТ від $T_{oc}$ до 50 °С на 1,788 (2,358/2,831) м$^3$ або на 73,8 (74,5/75,2)% відповідно при

вказаних вище $T_{oc}$ і зниження викидів для $NO_x$ на 2,957 (5,618/8,744) г. або на 95 (96/96)% відповідно за рахунок використання накопиченої теплової енергії АТ при не працюючому двигуні в режимі х.х.; прогрів ОР і МО від 50 °С до 85 °С на 2 (2,5/3,105) м$^3$ або на 82,5 (79,4/82,5)% відповідно при вказаних вище $T_{oc}$ і зниження викидів для $NO_x$ на 3,006 (5,7/8,86) г. або на 96,9 (97,2/97,3)% за рахунок використання одночасно теплової енергії при спалюванні палива в циліндрі двигуна і накопиченої теплової енергії АТ. При здійсненні підтримання $T_{OP} \approx 50$ °С двигун не працює, паливо не використовується, викиді відсутні, підтримання теплової енергії ОР і МО здійснюється тільки за рахунок АТ з підсистемою ППД.

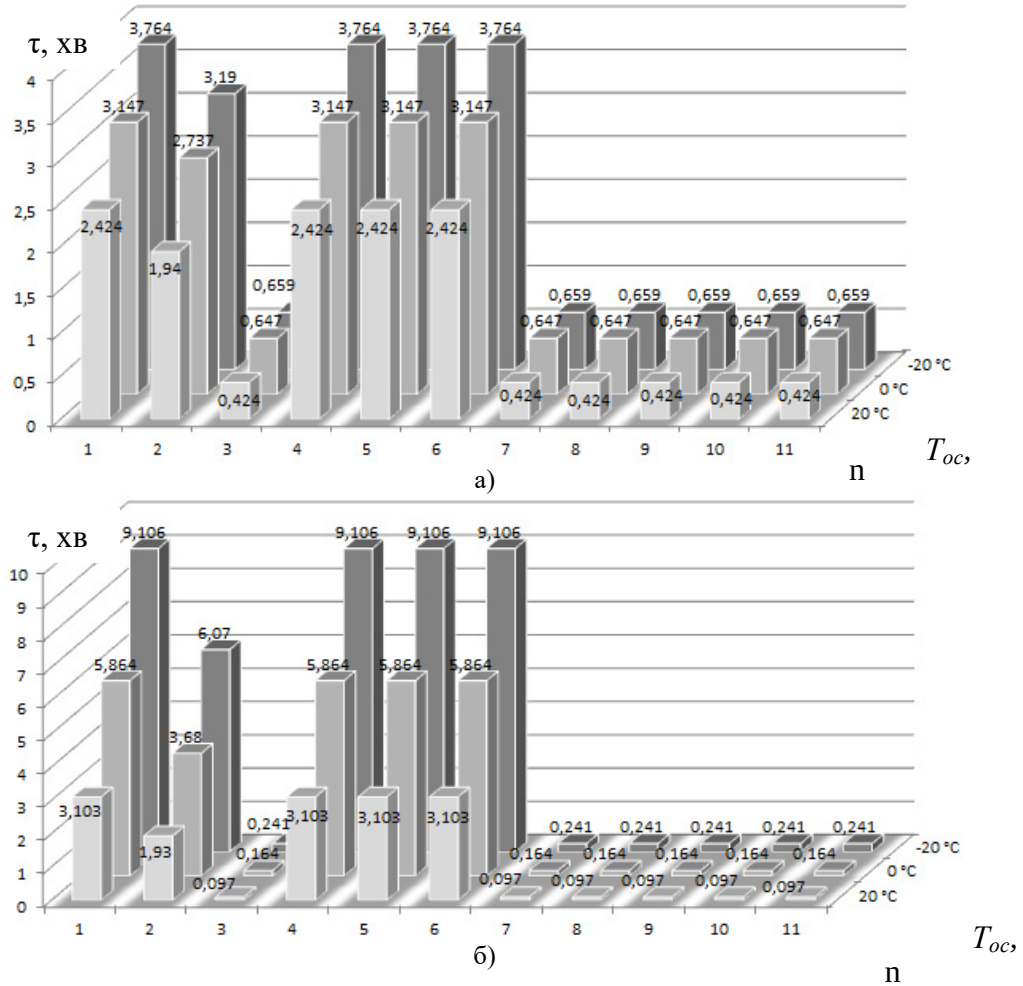



Рис. 5 – Результати прогріву газового двигуна 6Ч 12/14 за допомогою СТПА за витратою палива а), м$^3$), за викидами оксидів азоту (б), г.), при здійсненні теплової підготовки ОР і МО від 50 °С до 85 °С

При підтриманні $T_{OP} \approx 50$ °С газового двигуна з використанням окремих елементів (варіантів) СТПА, а саме АТ, КТА і НМОТА, доцільно використовувати контактний тепловий акумулятор КТА, який покращує показники теплової підготовки ОР для дослідного двигуна на 880 (800/600) хв. або у 11,5 (20,2/30,3) разів відповідно. Для підтримання $T_{MO} \approx 50$ °С газового двигуна доцільно використовувати НМОТА, який покращує показники теплової підготовки МО для дослідного двигуна на 1590 (1418/1330) хв. або у 16,2 (24/45) разів відповідно. Це пояснюється тим, що МО, при зливанні її в НМОТА, попадає відразу в теплоізольовану з усіх боків ємність, яка заздалегідь підігріта до $T_{TAM} = 85$ °С та втрати теплової енергії для фазового переходу ТАМ ФП не потрібні (як у випадку з варіантом 5 для НМОТА при $T_{TAM} = T_{o.c}$ ), у зв'язку із тим, що він вже відбувся заздалегідь. При здійсненні підтримання $T_{OP} \approx T_{MO} \approx 50$ °С двигун не працює, паливо не використовується, викиди відсутні, підтримання теплової енергії ОР і МО здійснюється тільки за рахунок накопиченої в ТА і НМОТА теплової енергії.

При використанні комбінації варіантів поєднання підсистем в СТПА найбільш доцільним залишається варіант з використанням АТ (або варіанти комплектації СТПА з його участю), як для прогріву ОР і МО від $T_{oc}$ до 50 °С, хв., так і для прогріву ОР і МО від 50 °С до 85 °С, хв. Покращення параметрів прогріву ОР і МО газового двигуна в такому варіанті розглянуто вище. Для довготривалого підтримання $T_{MO} \approx 50$ °С при не працюючому двигуні найбільш доцільно використовувати варіант поєднання підсистем СТПА у вигляді АТ + КТА + НМОТА ($T_{TAM} = 85$ °С). Таке поєднання елементів і підсистем дозволяє покращити теплові показники газового двигуна для МО на 2350 (2022/1842) хв. або у 16,5 (35/63,2) разів відповідно. В той же час, для довготривалого підтримання $T_{OP} \approx 50$ °С при не працюючому двигуні найбільш доцільно використовувати наступні варіанти поєднання підсистем СТПА: АТ + КТА, АТ + КТА + НМОТА і АТ + КТА + НМОТА ($T_{TAM} = 85$ °С). Таке поєднання елементів і підсистем дозволяє покращити теплові показники газового двигуна для ОР на 1650 (1430/1148) хв. або у 22 (34,8/56,2) разів відповідно.

В проведеному дослідженні можливо говорити про логічність і достовірність отриманих значень, що може бути підтверджені результатами раніше проведених досліджень авторів [5, 14, 17, 18, 19].

Для оцінки можливостей використання розробленої системи СТПА з ДГД в умовах експлуатації скористались удосконаленою методикою і стандартними вимогами до енергетичних і транспортних засобів з його можливим використанням. Розглядали наступні варіанти: 1 - застосування ДГД в якості джерела енергії на залізничному транспорті (вагони рефрижератори) з режимом роботи: неперервна робота на номінальному режимі 2-3 доби після цього зупинка двигуна на 1-2 доби (1440 – 2800 хв.); на річковому або морському транспорті в якості двигуна портового або допоміжного судна з режимом роботи: за добу 2 х 3 години робота на номінальному або частковому режимі, зупинка двигуна на 6 годин або 12 годин (360 – 720 хв.); в якості стаціонарної електростанції (аварійна) з режимом роботи: робота на добу 2 години і зупинка двигуна 12 годин (720 хв.). З досліджуємих варіантів (табл. 3) в першу чергу розглядали всі варіанти, що є найкращими для зберігання МО і ОР на протязі відповідного часу. Розглянуті в дослідженні варіанти показані на рис. 6 –7. Використання накопичувача охолоджуючої рідини (НОРТА), запропонованого автором роботи [18], в досліджуємих варіантах використання

стаціонарної енергетичної установки з ДГД не можливо з технічних і технологічних міркувань. Тому в подальшому його не розглядаємо.

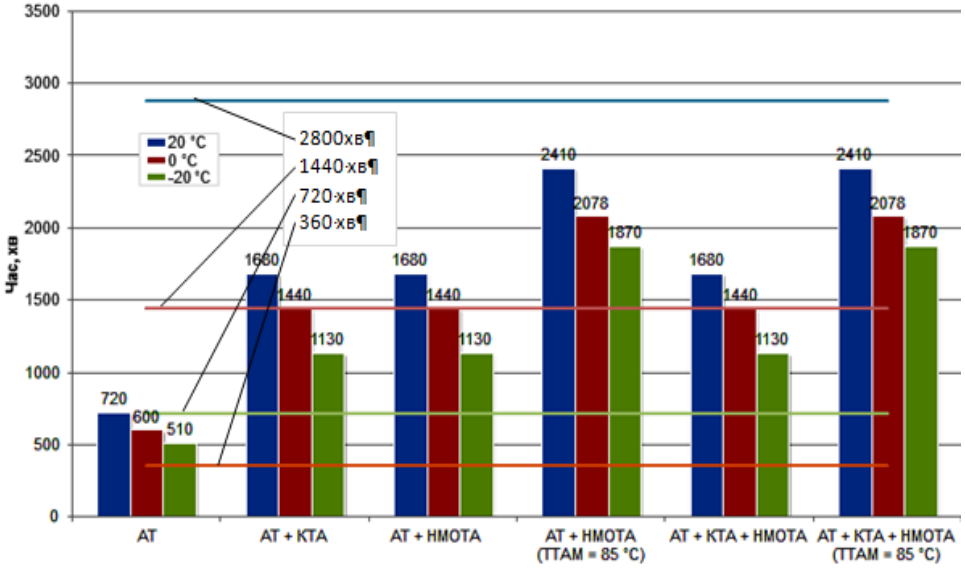



Рис. 6 – Результати дослідження впливу варіантів комплектації СТПА на час підтримання температури МО газового двигуна в межах ≈ 50 °С

На рис. 6 показаний варіант зберігання МО за допомогою різних комплектацій СТПА в період зупинки газового двигуна без роботи в режимі х.х. З 6 найкращих варіантів, відібраних в попередній частині дослідження, всі задовільняють умовам роботи ДГД у варіанті суднового двигуна в режимі зберігання через 360 хв. Обмеження у 720 хв. – забезпечують 5 варіантів крім варіанту АТ в умовах експлуатації 0 °С і – 20 °С. Для ДГД експлуатація при температурах 0 °С і – 20 °С в умовах суднової енергетичної установки (СЕУ) на річковому і морському транспорті не можлива із-за того, що такі температури СЕУ не допускаються. Тому, можливо вважати, що АТ також можливо використовувати в означеному варіанті. Використання ж СТПА для роботи автономної стаціонарної електростанції з інтервалом зберігання двигуна 720 хв. можливо, якщо температура оточуючого середовища знаходиться в межах тільки +20 °С. Для зберігання ДГД в межах 1400 хв. (залізничний транспорт) доступні повноцінно тільки 2 варіанти комплектації - АТ + НМОТА ($T_{ТАМ}$ = 85 °С) і АТ + КТА + НМОТА ($T_{ТАМ}$ = 85 °С), варіанти комплектації АТ+КТА; АТ+НМОТА і АТ+КТА+НМОТА для виконання вказаної задачі можуть використовуватись тільки в діапазоні температур + 20 °С і 0 °С. Термін зберігання 2800 хв. для МО, жоден з варіантів забезпечити не зміг.

В той же час, інтервали часу зберігання ОР ДГД (рис. 7) 360 і 720 хв. забезпечується всіма варіантами комплектацій СТПА, а 1440 хв. можуть забезпечити тільки варіанти: АТ+КТА, АТ +КТА+НМОТА і АТ +КТА+НМОТА ($T_{ТАМ}$ = 85 °С) в інтервалі температур оточуючого середовища + 20 °С і 0 °С.

В цілому, за результатами дослідження в частині застосування СТПА ДГД, можливо зробити висновок, що використання варіанта з АТ (при найнижчій вартості у 25000 грн. (серпень 2019 р.)) у конструкції СТПА є найкращим варіантом для забезпечення зберігання ДГД в межах 360 хв. в якості головного або допоміжного двигуна судна портового або допоміжного класу на річковому або морському транспорті. При цьому забезпечується прогрів з 50 °С до 85 °С за 9,7 хв. з витратою палива на виконання операції 0,424 м$^3$. В інтервалі часу зберігання ДГД 720 хв. можливо з обмеженнями використовувати всі інші варіанти комплектації СТПА. Для інтервалу часу зберігання ДГД 1440 хв. найкращим є варіант АТ + КТА + НМОТА ($T_{ТАМ}$ = 85 °С), який може, з обмеженнями в частині ОР, в інтервалі температур ото чуючого середовища + 20 °С і 0 °С використовуватись в умовах експлуатації.

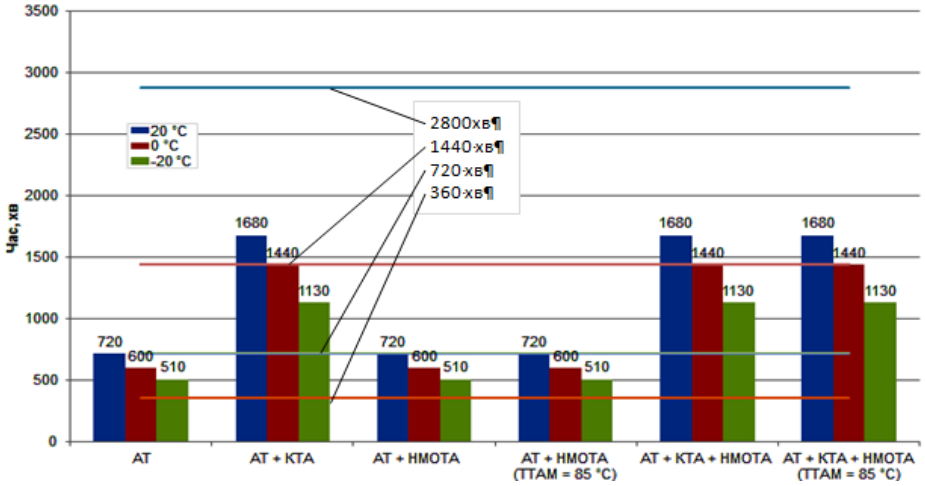



Рис. 7 – Результати дослідження впливу варіантів комплектації СТПА на час підтримання температури ОР газового двигуна в межах ≈ 50 °С

Орієнтовна вартість досліджуємих варіантів комплектації СТПА ДГД показана на рис. 8.

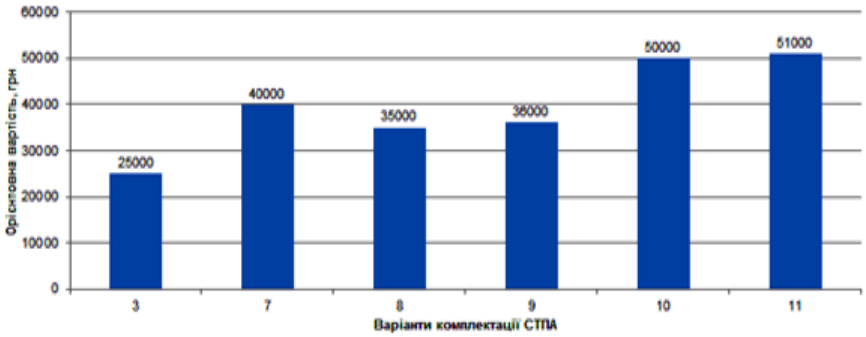



Рис. 8 – Орієнтовна вартість варіантів комплектації СТПА ДГД

В цілому можливо стверджувати, що використання СТПА в різних умовах експлуатації доцільно для здійснення теплової підготовки ДГД на основі акумульованої енергії, в частині забезпечення передпускової і післяпускової підготовки газового двигуна 6Ч 12/14 (К-159 М2), так і для довготривалого його зберігання при не працюючому двигуні, а особливості його комплектації при використанні залежать від експлуатаційних потреб.

## ВИСНОВКИ

Використання розробленої і скомплектованої за призначенням СТПА в різних умовах експлуатації доцільно для здійснення теплової підготовки ДГД на основі акумульованої енергії, в частині забезпечення передпускової і післяпускової підготовки газового двигуна 6Ч 12/14 (К-159 М2), так і для довготривалого його зберігання при не працюючому двигуні. Особливості комплектації СТПА при використанні залежать від експлуатаційних потреб, умов застосування і вартості конструкції.

## ЛІТЕРАТУРА


[1]. Дизели ряда 6ЧН 12/14 и дизель-генераторы. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / М.: Внешторгиздат, 1983. – 408 с.

[2]. Розробка і дослідження системи передпускового прогріву газового двигуна на основі теплового акумулятора в процесі здійснення пуску і прогріву / Дослідження системи передпускового розігріву газового двигуна внутрішнього згорання К159М2 (6Ч 12/14): Звіт про НДР / Національний транспортний університет (НТУ) – Інститут газу Національної академії наук України (ІГ НАНУ) – Донецький інститут залізничного транспорту (ДонІЗТ); Керівники – Ю.Ф.Гутаревич, О.І. П’ятничко. / Виконавці – І.В.Грицук, В.С. Вербовський тощо. Держ. реєстр. № 0113U007127; Держ. облік № 0214U008184; Інвентарний № ІК НТП № 0714U006348. Київ. 2014. – 45 с.

[3]. Гутаревич Ю.Ф., Александров В.Д., Грицук И.В., Постников В.А., Добровольский А.С., Адров Д.С. До вибору теплоакумулюючих матеріалів теплового акумулятора збереження теплового стану ДВЗ / Ю.Ф. Гутаревич, В.Д. Александров тощо // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ. – 2013. – Вып. 26., стор. 127-132.

[4]. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів: монографія / [Александров В. Д., Гутаревич Ю. Ф., Грицук І. В., Прилепський Ю. В., Постніков В. А., Гущин А. М., Адров Д. С., Вербовський В. С., Краснокутська З. І.]. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2014. – 230 с.

[5]. Шульгин В.В. Тепловые аккумуляторы автотранспортных средств / В.В.Шульгин. – С.Пб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. – 268 с.

[6]. Александров В.Д. Кинетика зародышеобразования и массовой кристаллизации переохлажденных жидкостей и аморфных сред / В.Д. Александров. – Донецк: Донбасс, 2011. – 580 с.

[7]. Gritsuk I., Mateichyk V., Smieszek M., Volkov V., Gutarevych Y., Aleksandrov V., Symonenko R., Verbovskiy V., "Improving the Vehicular Engine Pre-Start and AfterStart Heating by Using the Combined Heating System," HVAC System, Chapter

7:101-122, 2018, http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.79467
[8]. Gritsuk I. Improving Engine Pre-Start And After-Start Heating by Using the Combined Heating System / I. Gritsuk, V. Volkov, Y. Gutarevych, V. Mateichyk, V. Verbovskiy // SAE Technical Paper 2016-01-8071, 2016, doi:10.4271/2016-01-8071. Pages: 16. Mode of access: SAE International / Scopus: http://papers.sae.org/2016-01-8071/. - Title from the screen.
[9]. 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
[10]. Gritsuk, I., Mateichyk, V., Tsiuman, M., Gutarevych, Y. et al., "Reducing Harmful Emissions of the Vehicular Engine by Rapid After-Start Heating of the Catalytic Converter Using Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2018-01-0784, 2018, https://doi.org/10.4271/2018-01-0784
[11]. Патент № 94641 Україна, МПК (2014.01) F01P 3/22 (2006.01), F01M 5/00, «Система регулювання температури охолоджуючої рідини, температури і тиску моторної оливи двигуна внутрішнього згорання з утилізацією теплоти тепловими акумуляторами» В.Й. Поддубняк, Ю.Ф. Гутаревич, О.І. П'ятничко, І.В. Грицук, В.С. Вербовський, М.І. Сергієнко, О.О. Зародов, Д.С. Адров, А.М.Гущин, Ю.В.Прилепський, Д.М. Трифонов, З.І. Краснокутська, А.В. Вербовський, А.І. Грицук / (Україна); Заявник і патентовласник: Донецький інститут залізничного транспорту, Національний транспортний ун-т, Інститут газу НАНУ, Державний № u2014 05701; заяв.27.05.2014; опубл. 25.11.2014, Бюл. №22.-14 с.:іл.
[12]. Патент № 94642 Україна, МПК (2014.01) F01P 3/22 (2006.01), F01M 5/00, «Система регулювання температури охолоджуючої рідини, температури і тиску моторної оливи двигуна внутрішнього згорання» В.Й. Поддубняк, Ю.Ф. Гутаревич, О.І. П'ятничко, І.В. Грицук, В.С. Вербовський, М.І. Сергієнко, О.О. Зародов, Д.С. Адров, А.М.Гущин, Ю.В.Прилепський, Д.М. Трифонов, З.І. Краснокутська, Ш.К. Амерханова, А.В. Вербовський, А.І. Грицук / (Україна); Заявник і патентовласник: Донецький інститут залізничного транспорту, Національний транспортний ун-т, Інститут газу НАНУ, Державний № u2014 05702; заяв.27.05.2014; опубл.25.11.2014, Бюл. № 22. 12 с.:іл.
[13]. Шульгин В.В. Система предпускового разогрева двигателя городского автобуса с применением теплового аккумулятора / В.В. Шульгин // Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах: Сб. докл. 5-й между нар. конф. 19-20 сентября 2002 г. / СПб. гос. архит.-строит. ун-т. - СПб., 2002. - С. 372-375.
[14]. Вашуркин И.О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / Вашуркин И. О. – СПб.: Наука, 2002. – 145 с.
[15]. Особливості теплової підготовки двигуна стаціонарної енергетичної установки за допомогою теплових акумуляторів фазового переходу / Вербовський В.С., Грицук І.В., Скалига М.М., Белоусов Є.В., Рудинець М.В. // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". Луцьк, 2018. Випуск № 62 . с.56-60
[16]. Особливості передпускової теплової підготовки двигуна енергетичної установки за допомогою системи прогріву з фазоперехідними тепловими акумуляторами / Грицук І.В., Вербовський В.С. // Суднова енергетика: стан та

проблеми: Матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції. 8-10 листопада 2017 р. - Миколаїв: НУК, 2017. – 472с. - С. 214-217
[17]. Адров Д.С. Покращення паливної економічності і екологічних показників двигунів внутрішнього згорання застосуванням системи комбінованого прогріву / Д.С. Адров // Автореф. ... канд. техн. наук / ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк, 2014. - 20 с.
[18]. Грицук І.В. Концепція забезпечення оптимального температурного стану двигунів і транспортних засобів в умовах експлуатації: Дис... докт. техн. наук: 05.22.20 – експлуатація і ремонт засобів транспорту / ХНАДУ – Харків, 2016, 552 с.
[19]. Карнаухов Н.Н., Пустовалов И.А., Яркин А.В. Тепловой аккумулятор для поддержания пусковой температуры ДВС в период межсменной стоянки строительной машины в зимний период // Отраслевой журнал «Автотранспортное предприятие». 2010, ноябрь. М.: НПП Транснавигация, Минтранс России. С. 45-48.
[20]. Системи прогріву двигунів внутрішнього згорання: основи функціонування: монографія / В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.Ф. Гутаревич, В.Д. Александров, В.Й. Поддубняк, Ю.В. Прилепський, П.Б. Комов, Д.С. Адров, В.С. Вербовський, З.І. Краснокутська, Т.В. Волкова – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2015.- 314с

## ASSESSMENT OF THE APPROVAL OF THE APPLICATION OF THE HEAT PREPARATION SYSTEM WITH THE USE OF STOCKED ENGINE ENGINE

The article presents the results of the research and the works carried out in the part of development, formation and application of the heat preparation system in the composition of heat accumulators on the basis of phase transitions on a stationary gas engine. The conducted study takes into account the peculiarities of thermal preparation of stationary gas engine coolants with the help of the system of phase transition heat accumulators, as well as their structural and technological parameters and characteristics of phase-transition heat-storage materials. The analysis of the results of the studies showed that the use of a stationary gas engine thermal preparation system can significantly reduce the engine warm-up time, reduce fuel consumption and harmful emissions during operation. It is shown that the use of thermal preparation system in the composition of heat accumulators on the basis of phase transitions in different operating conditions is expedient for carrying out the thermal preparation of the experimental engine in terms of providing pre-start and start-up training and for its long-term storage when the engine is not running, and the features of the system configuration when used depend from the operational needs, conditions of use and cost of construction.

**УДК 656.13+621.43+681.518**

# ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНІВ ТА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

**ЧЕРНЯВСЬКИЙ Василь, ВОЛЬСЬКА Олена, ВОЛОШИНОВ Сергій, ШПАК Лариса**

В роботі описаний процес формування інтелектуальних систем теплової підготовки двигунів та транспортних засобів в умовах експлуатації. Описані особливості процесів, що системно утворюють комплекс заходів щодо дослідження, розробки компонентів і складових систем теплової підготовки двигунів та транспортних засобів в умовах експлуатації на основі теплових акумуляторів фазового переходу. Розкриті особливості формування комплексних систем теплової підготовки двигунів і транспортних засобів, розглянуті особливості вибору і дослідження теплоакумулюючих матеріалів і теплових акумуляторів на їх основі. Представлено формування інформаційних і інтелектуальних складових системи теплової підготовки. Розглянуті основні технологічні особливості кожного етапу робіт щодо формування системи комбінованого прогріву. Крім технічних і технологічних аспектів формування інтелектуальних систем теплової підготовки двигунів і транспортних засобів в статті описані можливості підготовки фахівців для реалізації основних етапів робіт щодо формування описаних систем. На основі сучасних інформаційних та комунікаційних технологій реалізовані можливості як для поліпшення підготовки фахівців для виконання робіт по формуванню систем теплової підготовки на основі теплових акумуляторів фазового переходу, так і для освітнього процесу вищої освіти в галузі транспорту і логістики і для системи освіти в цілому. Показано, що розвиток цифрового компетентності викладачів в галузі транспорту і логістики є першочерговим завданням, яку можна вирішити за допомогою системи змішаного навчання, в процесах підготовки фахівців в частині систем теплової підготовки, через навчальне середовище LMS Moodle.

## 1. ВСТУП

Важливу роль у вирішенні проблеми енергетичної безпеки транспортних засобів (ТЗ) грають двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ). Підвищення ефективності двигунів передбачає поліпшення їх основних показників, до яких, в першу чергу, слід віднести показники потужності, економічні та екологічні. Однак комплексне покращення названих показників є серйозною проблемою, обумовленою низкою обставин. Необхідною умовою для цього є забезпечення оптимального температурного стану (ОТС) двигунів і транспортних засобів при низьких температурах оточуючого середовища (ОС) в умовах експлуатації.

Використання транспортних двигунів і транспортних засобів у холодних умовах супроводжується великими втратами робочого часу, праці і матеріальних засобів на їх експлуатацію, обслуговування, ремонт і зберігання. Пускові якості двигунів ТЗ оцінюються граничною температурою надійного пуску і часом, необхідним для підготовки двигуна до прийняття навантаження. При знижених температурах двигуна і навколишнього повітря пуск утруднюється, надійність його суттєво знижується, а час підготовки до прийняття навантаження суттєво зростає.

Тому, забезпечення ОТС двигуна і ТЗ в умовах експлуатації за рахунок процесів передачі потоку теплової енергії за допомогою тих чи інших засобів,

інформації про технічний стан і інтелектуальних транспортних систем (ITS) є актуальною проблемою, вирішення якої створить умови для подальшого розвитку та підвищення енергетичної безпеки ТЗ і продуктивності засобів транспорту.

Вибір того чи іншого способу забезпечення ОТС двигуна і ТЗ у життєвому циклі, як на стадії проектування, так і в умовах експлуатації, повинен здійснюватись на основі всебічної, комплексної оцінки їх ефективності з урахуванням як конструктивних, так і експлуатаційних факторів.

У вказаній предметній області вітчизняними та зарубіжними вченими досліджені і отримані вагомі результати з широкого кола окремих аспектів проблеми. Але, на цей час, відсутні дослідження системи „Комплексний комбінований прогрів (ККП) двигуна і ТЗ" у складі інтелектуальної системи комбінованого прогріву (СКП) на основі інформаційної системи моніторингу (ІСМ). Це з системних позицій дозволило б розробити наукові методи та інженерні методики оцінки впливу конструктивних та експлуатаційних факторів в умовах ITS на ефективність використання палива та забруднення середовища. Крім цього - здійснювати вибір ефективних способів забезпечення ОТС двигуна і ТЗ на основі ресурсозберігаючої екологічно чистої технології експлуатації засобів транспорту і фактичної інформації про технічний стан і умови їх експлуатації.

Перша частина роботи присвячена формуванні інтелектуальних систем теплової підготовки двигунів та транспортних засобів в умовах експлуатації на всіх етапах їх життєвого циклу у складі інтелектуальної СКП на основі інформаційної системи моніторингу і комплексної системи комбінованого прогріву (КСКП) з тепловими акумуляторами (ТА) фазового переходу в умовах ITS.

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи полягає в формуванні інтелектуальних систем теплової підготовки двигунів та транспортних засобів в умовах експлуатації на всіх етапах їх життєвого циклу і урахування особливостей підготовки фахівців на основі інформаційно-освітнього інтелектуального середовища для реалізації основних етапів робіт щодо формування описаних систем.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для забезпечення ОТС двигуна і ТЗ процес дослідження і формування інтелектуальних СКП (показаний на рис. 1), включає в себе початкове від системи ІСМ отримання даних моніторингу, діагностування і можливості прогнозування параметрів технічного стану двигуна і ТЗ в умовах ITS та 5 основних послідовних етапів, які дозволяють здійснювати оптимізацію процесів формування варіантів складових і перевірку адаптованості розроблених варіантів КСКП до вимог в частині конструкції і технології використання двигуна і ТЗ та їх відповідності до умов експлуатації [1].

На першому етапі (рис. 2) відбувається формування саме ТАМ і конструкцій ТА фазового переходу для заданих умов експлуатації двигуна і ТЗ, дослідження ТАМ і складових КСКП - ТА на безмоторних установках. На цьому етапі формування КСКП можливо виділити 3 основних підпункти, а саме:

- вибір (виготовлення) ТАМ для ТА фазового переходу (матеріалознавче дослідження);

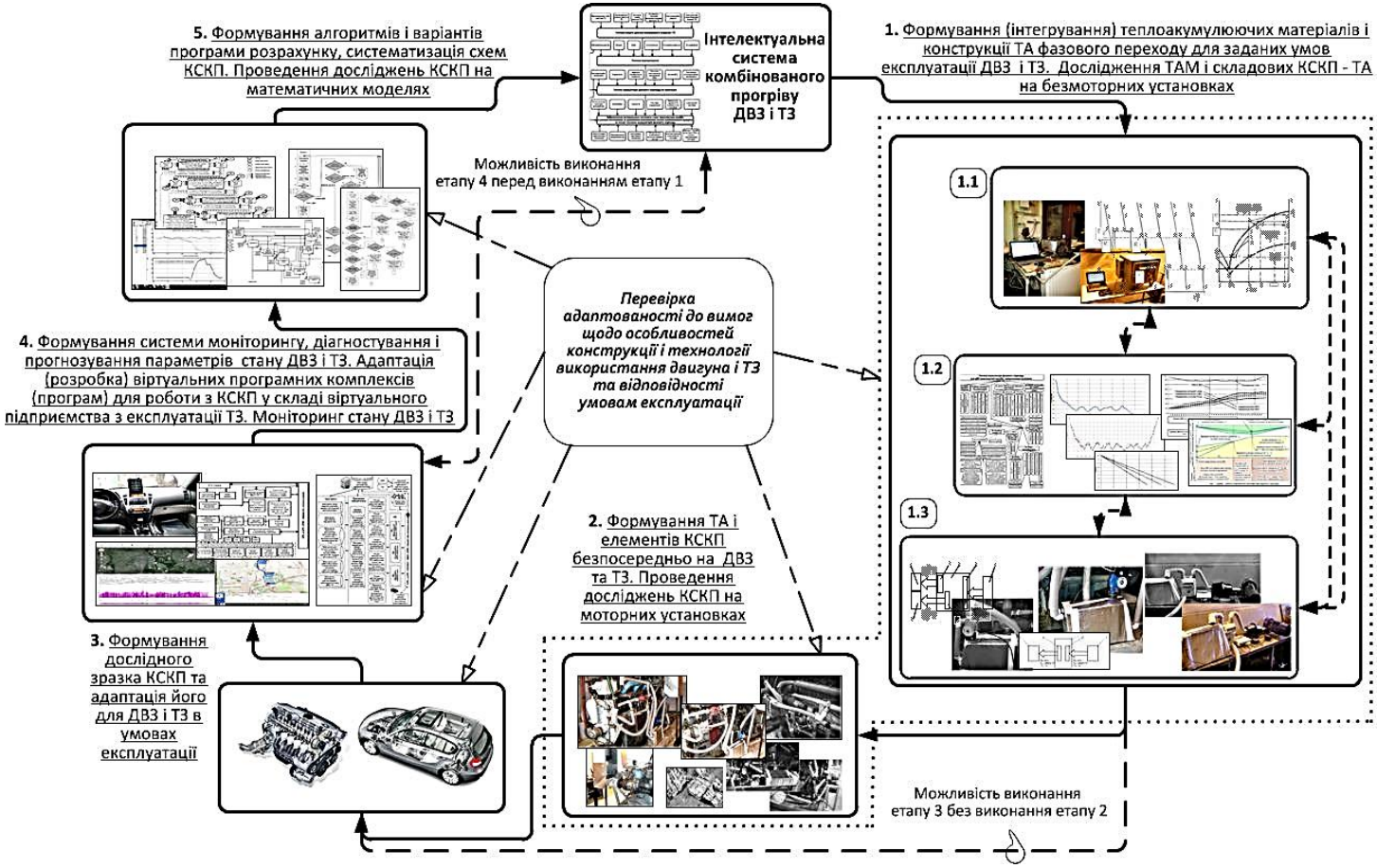



Рис.1 - Формування інтелектуальних систем комбінованого прогріву для забезпечення оптимального температурного стану двигуна і ТЗ

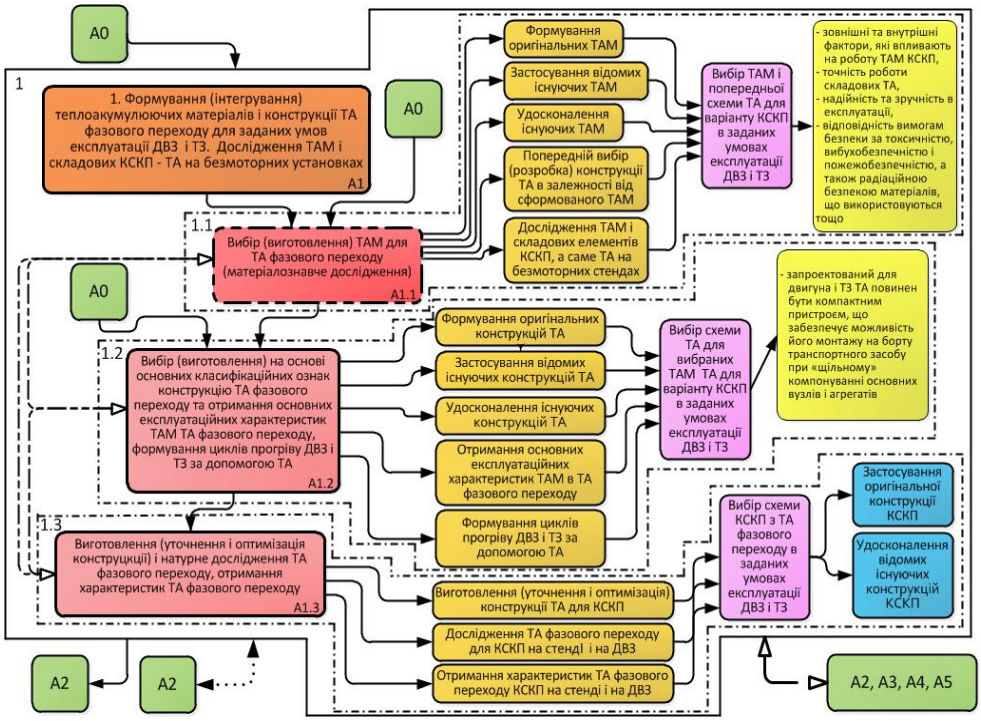



Рис. 2 – Загальна методика формування ТАМ і конструкції ТА фазового переходу для заданих умов експлуатації двигуна і ТЗ, дослідження ТАМ і складових КСКП - ТА на безмоторних установках характеристик ТА фазового переходу

- вибір, проектування (виготовлення) на основі основних класифікаційних ознак конструкцію ТА фазового переходу та отримання основних експлуатаційних характеристик ТАМ ТА фазового переходу, формування циклів прогріву ДВЗ і ТЗ за допомогою ТА;

- виготовлення і натурне дослідження ТА фазового переходу, отримання характеристик ТА фазового переходу.

Під час оптимального вибору ТАМ враховується широкий спектр зовнішніх та внутрішніх факторів, які впливають на роботу ТАМ КСКП, точність її роботи, надійність та зручність в експлуатації, а також, відповідають вимогам безпеки за токсичністю, вибухобезпечністю і пожежобезпечністю й радіаційною безпекою матеріалів, що використовуються. До основних особливостей розробки або формування ТАМ КСКП можливо віднести положення, що стосуються всіх елементів системи, яка проектується або формується [2 - 6].

Вибір ТАМ починається з визначення параметрів основного теплового акумулятора фазового переходу, обумовлених умовами експлуатації двигуна і ТЗ. Вибір оптимального фазоперехідного ТАМ ТА завжди являє собою певний компроміс між властивостями речовин, що забезпечують працездатність конструкції ТА фазового переходу ДВЗ і ТЗ та сприяють його ефективному

функціонуванню, і небажаними його властивостями, які ускладнюють і збільшують вартість ТА фазового переходу. Крім того, на 1 етапі проводяться експериментальні дослідження не тільки з метою вивчення теплофізичних та фізико-хімічних характеристик нових перспективних сполук, придатних для акумулювання теплоти в ТА двигунів і ТЗ, а й для уточнення характеристик добре відомих матеріалів [2, 3, 7].

Ефективне теплоакумулююче середовище ТАМ на основі фазового переходу повинне мати властивості, що представлені в [2, 3, 7]. Теплоакумулюючі матеріали здатні накопичувати теплову енергію за рахунок фазових переходів і мають відповідні теплофізичні та енергетичні характеристики. Для прикладу, основні теплофізичні та енергетичні характеристики деяких ТАМ наведені в [2, 3, 7, 8].

Аналіз виконаних теоретичних і експериментальних досліджень деяких класів речовин, що є перспективними ТАМ, переконливо свідчить про те, що вибір ТАМ, які задовольняє всім вимогам, є досить складним завданням [9]. Як правило, реальні речовин та їх суміші одночасно поєднують в собі як позитивні з точки зору теплового акумулювання властивості, так і негативні, небажані властивості, виключити які або хоча б зменшити їх вплив вдасться далеко не завжди. Складність вибору ТАМ обумовлена ще й тією обставиною, що проектований для двигуна і ТЗ ТА повинен бути компактним пристроєм, що забезпечує можливість його монтажу на борту ТЗ або енергетичної установки при «щільному» компонуванні основних вузлів і агрегатів [7].

В [2, 3, 7, 10] сформульований ряд термодинамічних, кінетичних, хімічних і економічних критеріїв вибору ТАМ, а також їх застосування в ТА. В [7, табл. 2] представлені показники ефективності ТА фазового переходу, яким повинен задовольняти як ТАМ так і цілком ТА [10]. Цілком очевидно, що в даний час практично не існує ТАМ для ТА, що відповідають одночасно всім перерахованим вище вимогам. В якості джерел енергії для роботи ТА в ТЗ можливо використовувати наступні енергетичні потоки двигуна і ТЗ: ВГ, ОР, МО, енергія гальмування електричних ТЗ при здійсненні рекуперації [11] тощо.

На 2 етапі (рис. 3 а) відбувається формування ТА і елементів КСКП безпосередньо на ДВЗ та ТЗ, проведення досліджень КСКП на моторних установках. На цьому етапі відбувається коректування конструкції розроблених ТА фазового переходу і адаптація їх до роботи з реальним ДВЗ і ТЗ в умовах експлуатації. Відомі експериментальні дослідження двигуна показали, що для полегшення пуску і швидкого прогріву ОР і МО двигуна доцільно використовувати цей етап при формуванні і дослідженні КСКП [1 - 11].

На 3 етапі (рис. 3 б) відбувається формування дослідного зразка КСКП та адаптація його для ДВЗ і ТЗ. Для дослідження і оцінки роботи ДВЗ і ТЗ під час пуску і прогріву необхідно вимірювати щонайменше наступні параметри (при зупиненому ТЗ і в процесі руху): швидкість ТЗ, частоту обертання, витрату палива, коефіцієнт надлишку повітря, температуру ОР, температуру КН, напругу на датчиках $O_2$ каталізатора, абсолютне значення навантаження двигуна; тиск у впускному колекторі, температуру повітря на впуску, напругу бортової мережі - зарядки акумулятора і живлення системи керування приладів тощо. У випадку дослідження параметрів двигуна, оснащеного КСКП з ТА в процесі пуску і прогріву додатково - температури теплоносіїв в ТА, СОД і СМ, *t, °C* (*T, K*).

Сучасним рішенням вказаної задачі в КСКП є застосування дистанційного моніторингу за процесами прогріву теплоносіїв ДВЗ при здійсненні передпускового і післяпускового прогріву до температури не менше 50 °С для забезпечення можливості прийняття зовнішнього навантаження. Для того, щоб отримувати дистанційно під час пуску і прогріву двигуна ТЗ в режимі «*on-line*» необхідну інформацію про теплові процеси, запропоновано оснастити ДВЗ і ТЗ трекерами, а в плані функціональних доповнень, підключити ряд датчиків [12]. Для дистанційного моніторингу параметрів робочих процесів двигуна і ТЗ в реальному часі в процесі дослідження можливо використати комплекс моніторингу у складі *M2M Lab* і (або) віртуального підприємства «ХНАДУ-ТЕСА» [12].

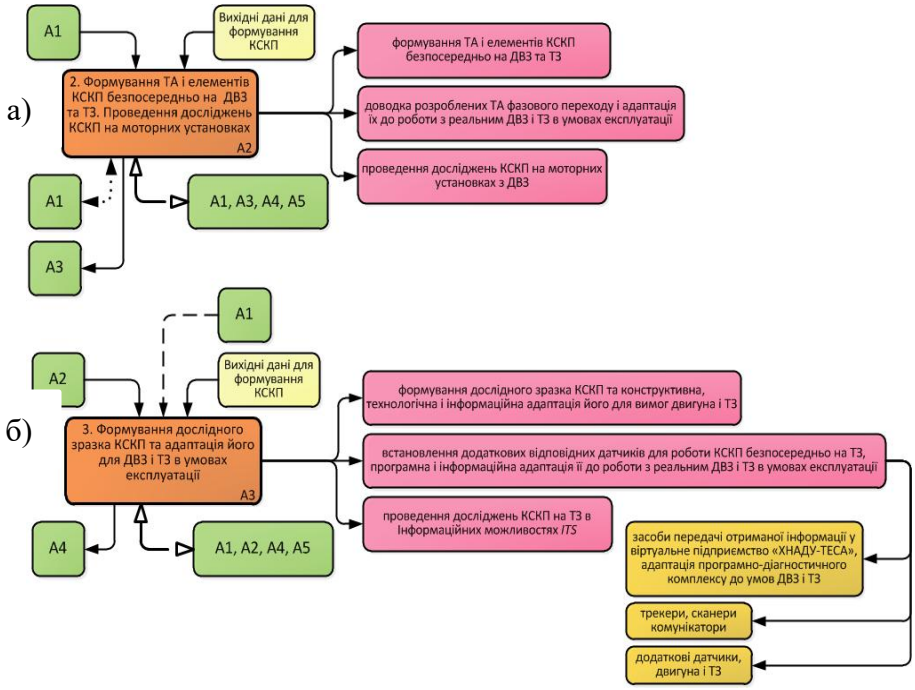



Рис. 3 – Загальна методика: а) формування ТА і елементів КСКП безпосередньо на ДВЗ та ТЗ, проведення досліджень КСКП на моторних установках; б) формування дослідного зразка КСКП та адаптація його для ДВЗ і ТЗ

На 4 етапі (рис. 4) відбувається формування системи моніторингу, діагностування і можливості прогнозування параметрів стану ДВЗ з КСКП і ТЗ, адаптація (розробка) інформаційних програмних комплексів (програм) для роботи у складі віртуального середовища підприємства з експлуатації АТ. Детально цей етап формування інтелектуальних СКП описаний в роботах [12, 13]. Для моніторингу параметрів систем прогріву ТЗ і ЕУ бажано використовувати технічні засоби, що працюють в умовах ITS [12]. До основних особливостей формування інтелектуальних СКП двигунів ТЗ на основі ТА фазового переходу в умовах ITS [12, 13], віднесені положення, щодо формування БІПДК описані в роботі [5, 9].

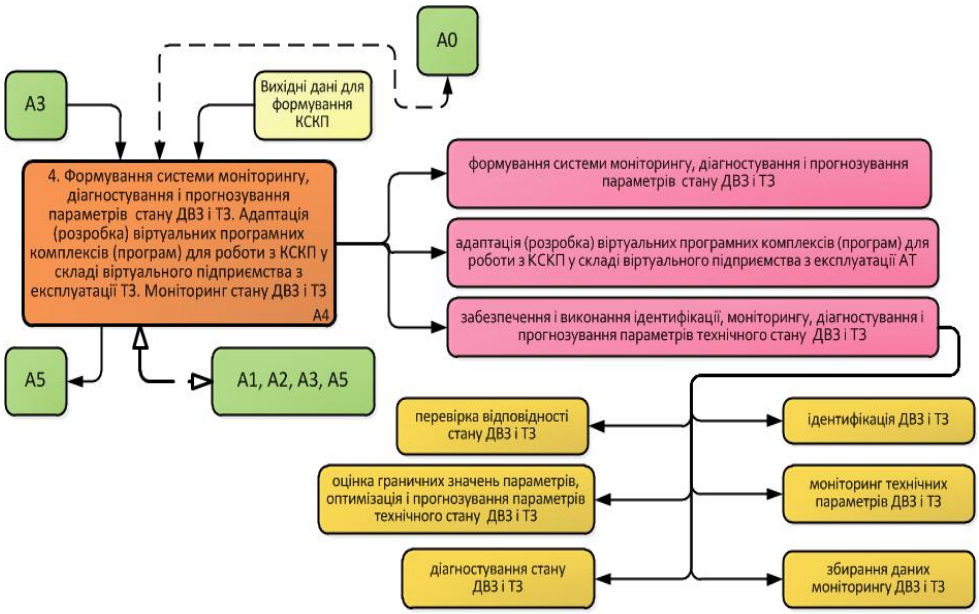



Рис. 4 – Загальна методика формування системи моніторингу, діагностування і прогнозування параметрів стану ДВЗ і ТЗ, адаптація (розробка) інформаційних програмних комплексів (програм) для роботи з КСКП у складі віртуального підприємства з експлуатації ТЗ, моніторинг технічного стану ДВЗ і ТЗ

На 5 етапі (рис. 5) відбувається формування комплексної математичної моделі забезпечення ОТС двигуна і ТЗ в умовах експлуатації, алгоритмів і варіантів програми розрахунку, систематизація схем КСКП, проведення досліджень КСКП на математичних моделях тощо. В якості складових комплексної математичної моделі забезпечення ОТС двигуна і ТЗ в умовах експлуатації можливо використовувати наступні: математична модель «ККП двигуна і ТЗ»; математична модель системи в режимах їздового циклу ТЗ згідно Правил ЄЕК ООН № 83-04; математична модель робочого процесу двигуна (на прикладі *Diesel-RK*); ІПК моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану ТЗ в умовах *ITS* «MonDiaFor «*HADI-15*».

В математичну модель «ККП двигуна і ТЗ» входять складові, що дозволяють розраховувати параметри робочих процесів ДВЗ і ТЗ в процесі передпускової і післяпускової теплової підготовки ДВЗ і ТЗ, а також в процесі виробничої (комерційної) експлуатації ТЗ. До цієї моделі віднесені наступні складові: математична модель роботи ТА фазового переходу; математична модель роботи підсистеми прискореного прогріву двигуна; математична модель роботи підсистеми утилізації теплової енергії ВГ ТА фазового переходу; математична модель роботи контактного ТА фазового переходу; математична модель роботи накопичувача МО або ОР з ТА фазового переходу; математична модель роботи ТА каталізатора системи нейтралізації ВГ.

ІПК моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану ТЗ «MonDiaFor «*HADI-15*» в умовах ITS включає в себе наступні підсистеми: збирання

даних моніторингу ДВЗ і ТЗ; математична модель визначення граничних характеристик ДВЗ і ТЗ; математична модель формування оптимальних характеристик і можливості прогнозування стану ДВЗ та ТЗ.

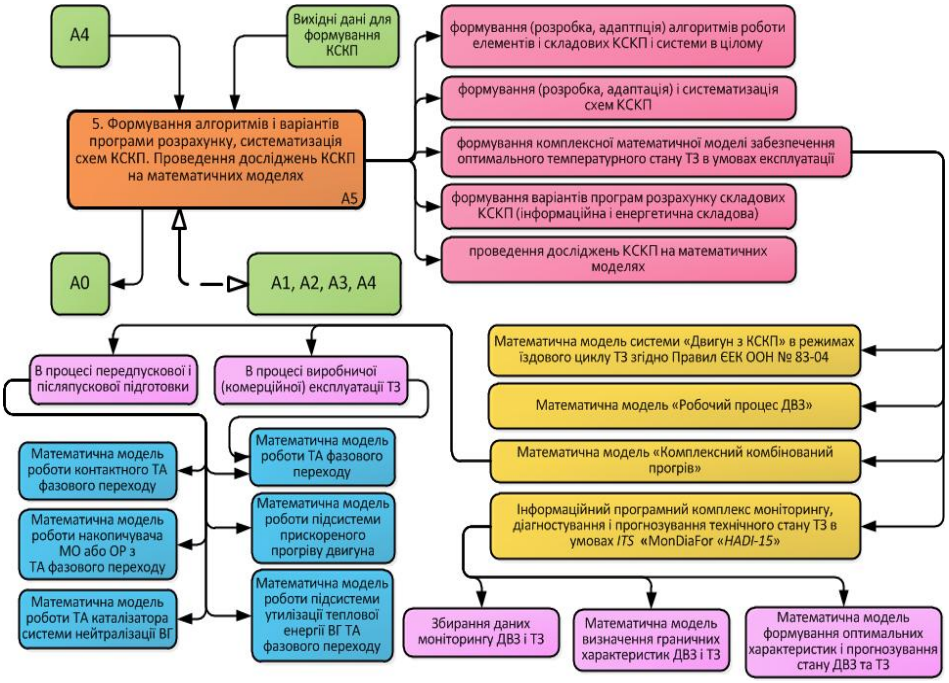



Рис. 5 – Загальна методика формування комплексної математичної моделі забезпечення ОТС двигуна і ТЗ в умовах експлуатації, алгоритмів і варіантів програми розрахунку, систематизація схем КСКП, проведення досліджень КСКП на математичних моделях тощо

Між етапами 1, 2, 3 і 5 на протязі процесів формування ОТС двигуна і ТЗ за допомогою КСКП на основі ТА фазового переходу відбувається перевірка адаптованості створюваної системи до вимог конструкції і технології використання ДВЗ і ТЗ та відповідності умовам їх експлуатації. Перевірка адаптованості виконується методом замкнутої оптимізації [14, 15], який дозволяє приймати для оптимізації практично будь-який параметр системи прогріву - ККД, режим роботи КСКП двигуна і ТЗ з ТА при здійсненні його прогріву, конструкційні параметри ТА фазового переходу тощо. Це в кінцевому підсумку дає можливість оцінювати досконаліть інтелектуальної СКП двигуна і ТЗ з ТА фазового переходу при здійсненні передпускового і післяпускового прогріву і комерційній експлуатації ТЗ.

Як видно з викладеного, процес формування системи теплової підготовки достатньо складний і передбачає високу кваліфікацію інженерного і обслуговуючого персоналу. Для забезпечення процесу експлуатації ТЗ та оцінки досконаліть інтелектуальної СКП двигуна необхідно удосконалення освітнього

процесу фахівців, які будуть здійснювати вищенаведені процес. В ХДМА розроблений і успішно використовується достатньо доступний і ефективний процес підготовки фахівців для виконання формування систем теплової підготовки на транспортних засобах річкового і морського транспорту.

В Україні перехід в цифрове суспільство став поштовхом до руйнування основ традиційної педагогіки і спричинив незворотні зміни в організації освітнього процесу. Як виявилося, створення комп'ютерних класів, накопичення інтерактивних дошок, проведення Інтернету та швидкого доступу Wi-Fi, не може вирішити одну найважливішу проблему - формування цифрової грамотності викладача та майбутнього фахівця

У щорічному звіті Горизонт-2018 визначено, що цифрова грамотність виходить за рамки набуття дискретних технологічних навичок, перетворюючись в більш глибоке усвідомлення цифрового середовища, яке дозволяє адаптуватися до нових умов. І саме на вищі навчальні заклади покладена відповідальність за розвиток цифрової грамотності студентів, сприяння відповідальному і належному використанню он-лайн технологій [[16]6]

Першочерговою визнана проблема оцифровування /дигіталізації (переведення інформації в цифрову форму) на Конференції міністрів освіти Європейського простору вищої освіти (The Fifth Bologna Policy Forum) (25 травня 2018 р.). Проголошений заклик підтримки викладачів у творчому цифровому середовищі, розвитку їх цифрових навичок та компетентностей з метою кращого використання цифрової та змішаної освіти. [17].

Так, в Україні згідно плану впровадження Концепції розвитку педагогічної освіти триває опис цифрової компетентності педагога на рівні Міністерства освіти України, що є важливим кроком сприяння підвищенню якості освітніх послуг, інтеграції СО України до європейського та світового освітнього простору, підвищенню конкурентоспроможності випускників вищих навчальних закладів.

Врахування вже існуючого досвіду формування цифрової компетентності у викладачів ЗВО дозволить зробити цей процес більш дієвим, не відірваним від життя та реальним. За влучним висловлюванням М. Шермара, за останні п'ять років людство повільно, але безповоротно перетворилось із системи, якою керують зверху вниз, в систему, яка розвивається знизу до верху, - за тією простою причиною, , що і інформація, і люди прагнуть бути вільними [18].

Цифрова грамотність визнана найвищим пріоритетом для вищої освіти, але не дивлячись на зростаюче значення ЦК, визначення її складових залишається складною темою.

17 січня 2018 року схвалено оновлену редакцію ключових компетентностей для навчання впродовж життя - рекомендація 2018/0008 (NLE) Європейського Парламенту та Ради (ЄС). Було визнало необхідність зміни термінології : замість "IST" (технології інформаційного суспільства) та "ICT" (інформаційно-комунікаційні технології), які використовувались у визначенні 2006 року, "цифрові технології" вважаються зараз найбільш відповідним терміном для називання повного набору пристроїв, програмного забезпечення чи інфраструктури. Цифрова компетентність визначена як впевнене, критичне і відповідальне використання та взаємодія з цифровими технологіями для навчання, професійної діяльності та участі у житті суспільства [19]. Структура цифрової компетентності представлена на рис.1.

Створення і застосування засобів ІКТ в педагогічній діяльності досліджували такі вчени В. Биков, Л. Петухова, І. Роберт, О. Співаковський, О. Кухаренко, В. Яцишин. В літературі зустрічається багато синонімічних термінів до дефініції «цифрова компетентність» — інформаційна компетентність, цифрова грамотність (digital literacy), компетентність у сфері ІКТ І (CT competence).

Як зазначають дослідники Alma Zh. Murzalinova, Natal'ya S. Kol'eva трактовка поняття інформаційної компетентності відображає оперативне реагування понятійного апарату педагогічної науки на вимоги інформаційного суспільства, що постійно ускладнюються, але, на жаль, самі результати навчання по формуванню компетентності зводяться до вміння працювати з інформацією.

На основі аналізу трактування «цифрова компетентність», який проведений дослідниками Гавриловою Л.Г., Топольник Я.В., цифрова компетентність найчастіше визначається на основі загальноприйнятого розуміння компетентності як інтегрованої здатності особистості, яка складається із знань, умінь, досвіду, цінностей і ставлення, що можуть цілісно реалізовуватися на практиці. Це поняття є узагальнюючим, оскільки сформована цифрова компетентність вміщує і цифрову грамотність, і цифрову культуру.

Цифрова компетентність складається з 1) технічних навичок використання цифрових технологій, 2) здібностей до використання цифрових технологій у розумний спосіб для роботи, навчання та для повсякденного життя в цілому, 3) здатність критично оцінювати цифрові технології, 4) мотивації до участі в цифровій культурі. [22]. Інформаційна компетентність є однією з найважливіших якостей людини, вона включає в себе навички в обробці інформації як в освітніх областях, так і в зовнішньому світі, а також готовність і можливість використання сучасних інформаційно-комунікаційних технологій в різних видах інформаційної діяльності. [23]. До складових елементів цифрової компетентності також входять додаткові знання, уміння, здатності та ставлення, серед яких технічні навички роботи з ІКТ, здатність застосовувати вказані ресурси у навчально-виховному процесі, та здатність планувати, аналізувати та керувати освітнім та виховним процесом за допомогою інформаційно-комунікаційних технологій [24].

Оцифровування відіграє важливу роль в усіх сферах суспільства, а використання цифрової та змішаної освіти стає пріоритетними та стратегічними напрямками розвитку вищих навчальних закладів.

Тенденцією судноводіння останніх років є невпинне удосконалення цифрових технічних засобів, що забезпечують безпеку навігації та вбудовуються в морські технічні засоби. Це складає головний зміст явища, яке називають інформатизацією судноводіння. Наслідком цього є зростання вимог до майбутніх судноводіїв, які повинні бути підготовлені до роботи з технічними засобами цифрового покоління, тому що людський фактор грає найвагомішу та впливову роль в причинах морських інцидентів.

Аналіз нормативних документів, праць вітчизняних та зарубіжних вчених щодо підготовки морських фахівців засвідчив, що в умовах імплементації Манільських поправок 2010 р. першочерговим завданням є досягнення якісного нового рівня підготовки морських спеціалістів, використання освітніх ресурсів нового покоління, адаптованих до цілей і завдань професійної підготовки морських фахівців. Очевидно, що успішне виконання цих вимог вимагає, насамперед,

створення системи змішаного навчання, використання симуляційних технологій на сучасних тренажерах, електронних освітніх ресурсів.

Комбінування використання безпосереднього контакту викладача та студента і електронних курсів, розроблених електронних додатків надало поширенню змішаного навчання (blended learning) або гібридного навчання. Деякі дослідники вважають, що змішане навчання відбувається, коли приблизно 20-50% навчання відбувається аудиторно, а решта — самостійно дистанційно (рис. 1 ) [25].




Рис. 6 – Структура цифрової компетентності

В Звіті NMC Horizon-2017 зазначається, що змішане навчання є короткотерміновою тенденцією до впровадження, що сприяє запровадженню освітніх технологій в вищій освіті в наступні рік або два. Також зазначено, що змішане навчання зібрало в собі все найкраще із очного та он-лайн навчання, а низька вартість змішаного навчання, його гнучкість та доступність, а також можливість використання в навчальному процесі складних технологій зробило дану альтернативу значно привабливішою. [26]

Результативність формування професійних компетентностей фахівців залежить від того, на якому рівні вони підготовлені, і наскільки вони мають в арсеналі сучасні та актуальні знання. Так, однією з найбільших перешкод для впровадження електронного навчання, змішаної освіти в українських вищих навчальних закладах є низька цифрова грамотність саме викладачів.

Електронні системи управління навчанням (LMS), на яких впроваджується змішане навчання, широко використовуються в практиці багатьох вищих закладів України. Так, для підвищення кваліфікації за допомогою LMS Moodle для

викладацького складу створюються відкриті дистанційні курси, які надають викладачам можливість навчатись використанню ІКТ в освітньому процесі автономно в зручний для себе час. Не зважаючи на це, на практиці дистанційні курси не користуються популярністю, саме в силу відсутності навичок у викладачів, які цього потребують, навчанню он-лайн.

Метою нашого дослідження є організація змішаного навчання для фахівців (викладачів; завідувачів лабораторіями, технічних виконавців) Херсонської державної морської академії (ХДМА) та розробка контенту авторських інтегрованих курсів з метою надання теоретичної та практичної допомоги фахівцям (викладачам) у формуванні цифрової компетентності, реалізації компетентнісного підходу, його практичного використання в системі LMS Moodle з урахуванням наступних вимог:

- поєднання можливості онлайн та очного навчання;
- забезпечення постійного доступу до матеріалів курсу з будь-якого місця та у зручний для викладача час;
- налагодження зворотнього зв'язку з фахівцями для коригування проходження курсу;
- оцінювання виконання модулів курсу з метою формування мотивації оволодіння цифровими компетентностями;
- використання статистичного аналізу даних анкетувань та тестувань;
- можливості візуалізації траєкторії особистісного освітнього прогресу.

З метою підтримки фахівців ХДМА та формуванні цифрової компетентності викладачів в 2017 р було створено навчально-методичну лабораторію інноваційних технологій. Цей крок був вкрай необхідним для розвитку напряму сучасного оновлення методичної бази, професійних компетентостей фахівців та побудові системи змішаного навчання (blended learning).

Практичне значення роботи лабораторії полягає в:

1. Наданні практичної допомоги фахівцям в опануванні новітніми ІКТ, створенні електронних курсів, застосуванням технології Web 2.0.

2. Впровадження електронного навчання (e-learning), мобільного навчання (m-learning), які ефективно використовуються для різноманітних форм навчання у ХДМА.

3. Розвитку створенні програмних комплексів e-learning різної спрямованості, в тому числі систем доставки контенту, організації та управління навчанням – LMS (Learning Management Systems), які об'єднують у собі інструменти адміністрування, комунікацій, оцінки знань, розробки навчальних курсів

Лабораторія інноваційних технологій створена з метою навчання фахівців академії новітнім технологіям, роботі в єдиному інформаційно-освітньому просторі, допомоги при формування електронного, освітнього і наукового контенту. Так, працівники лабораторії проводять постійний інформаційний моніторинг світових освітніх тенденцій у вищій освіті, вивчають особливості та розроблюють заходи щодо запровадження в освітній процес ХДМА. Готовність та відкритість фахівців до інновацій, прагнення вдосконалити свою кваліфікацію свідчить про високу конкурентноспроможність Херсонської державної морської академії на міжнародному рівні.

В умовах постійного оновлення знань, технологій та зростання інформації, «навчання протягом життя» забезпечує людині мобільність на ринку праці незалежно від віку. Керівництво академії створює всі умови для того, щоб фахівці академії оновлювали свої знання та компетентності, тому що сучасні студенти навчаються з інтересом тільки у сучасних викладачів.

В лабораторії представлено сучасне комп'ютерне обладнання, інтерактивна панель— Full HD і Ultra HD пристрій на базі Windows10 та Android, який дозволяє використовувати 3d моделі, віртуальне навчання.

Фахівці досліджують методики використання змішаного навчання, адаптивні технології навчання, навчання за допомогою мобільних пристроїв.

Постійно проводиться моніторинг, аналіз, адаптація та впровадження перспективних напрямків інноваційних технологій світових трендів з метою якісного формування компетентностей.

Працівники лабораторії надають якісну консультативну індивідуальну допомогу всім учасникам освітнього процесу щодо розробки та впровадження інноваційних технологій освіти. В лабораторії проходять заняття з фахівцями академії щодо використання в навчальному процесі мультимедійних панелей, розглядається програмне забезпечення, що допомагає фахівцям створювати інтерактивні лекції, семінари лабораторні та практичні заняття, як це впливає на успішність і наскільки самі фахівці готові використовувати технології в роботі.

Сучасним напрямом роботи лабораторії є впровадження електронного навчання на платформі LMS Moodle [19] Спеціалісти лабораторії надають допомогу у виборі структури електронного навчального курсу, процесу його створення за допомогою шаблонів і роботу з формування електронного журналу курсу з заданими властивостями. Є можливість використовувати тестових завдань у системі LMS Moodle, а також організовувати автоматизований контролю і оцінювання навчальних досягнень студентів у системі електронного навчання. Лабораторія має свою сторінку в соціальних мережах Facebook та Telegram, де фахівці мають змогу ознайомитись із сучасними тенденціями електронного навчання, проводити професійні дискусії щодо впровадження новітніх технологій в освітній процес.

Усвідомлення яких знань не вистачає, допомагає визначити зміст курсу і спрямувати його на проблемні місця. Так, проведене анкетування дозволило зробити напрям у створенні курсу, де приділено багато уваги роботі по створенню презентації, роботі з відео, фото та Google документами.

Однією з умов є обов'язкове впровадження отриманих знань в практику роботи. Саме це є найскладнішим моментом при формуванні електронного курсу. З цією метою викладачі виконують завдання в своїх особистих курсах, які вони створюють [27]. Таким чином відбувається мотивування до використання нових знань, підвищується цінність знань, відбувається визнання викладача через рейтинг виконання завдань, який публікується в модулі «Результати діяльності» (рис.7).

Карта курсу «Moodle навчання» (рис.8) наочно представляє план вивчення тем та систему оцінювання. Курс містить гейміфіковані відзнаки, які отримують фахівці за виконання завдань. Система відслідковує динаміку, прогрес навчання, і наочно показує, які елементи курсу вже пройдені, а які тільки належить виконати. Всі критерії автоматично задає автор курсу через настройки елементів. По курсу формується загальна статистика прогресу навчання. Фахівці, які навчаються на курсі, мають можливість відчути себе студентами і краще розуміти, як правильно буде налаштувати свій особистий курс.

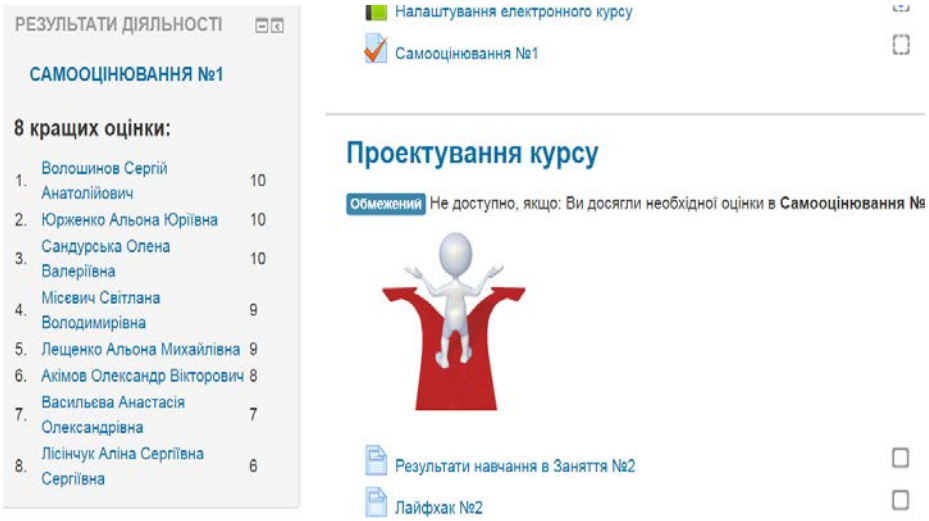



Рис. 7 – Модуль «Результати діяльності»




Рис.8 – Карта курсу «Moodle навчання»

Адміністратор використовує функціонал «Репозиторій компетентностей», який вбудований в LMS Moodle, з метою візуального підтвердження формування цифрової компетентності для фахівців і демонстрації роботи цього функціоналу для вбудовування у свій курс.

Так, репозиторій компетентностей (рис. 9) містить опис складових компетентностей, а фахівець обирає їх для зв'язування з видами робіт на курсі, які виконують фахівці.

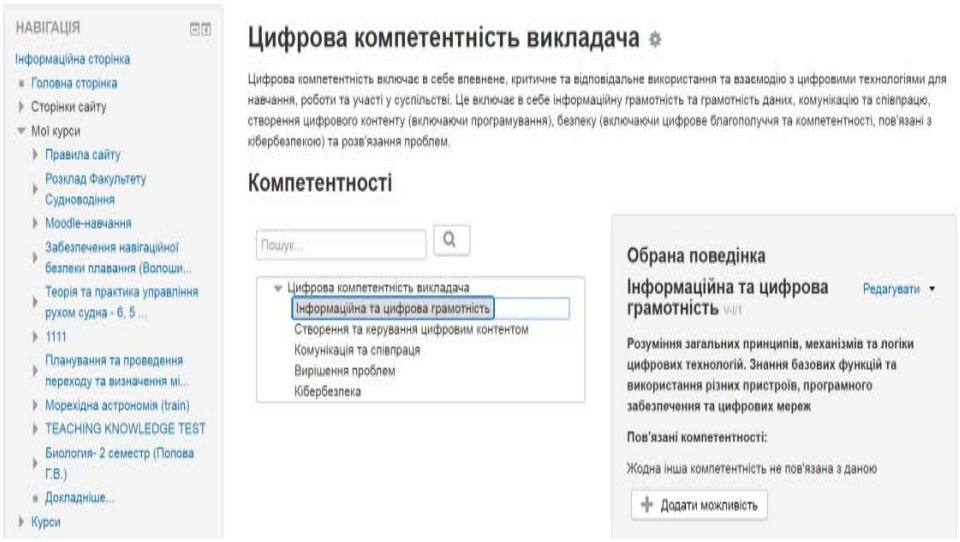



Рис.9 – Репозиторій компетентностей в LMS Moodle

Всі компетентності інтегруються в функціонал «Навчальні плани» (рис. 10), де автоматично відбувається відслідковування набуття компетентностей.

Особливістю електронного курсу «Moodle навчання» є те, що він містить інтерактивний контент (відео, інтерактивні малюнки, скрінкасти, гейміфіковані завдання), інструменти спілкування (форуми, чати), інтерактивні лекції, завдання.

Всі теми побудовані з урахування формування мислення згідно таксономії Блума, завдання підібрані відповідно сервісам Web 2.0, які фахівці зможуть використовувати в своїх курсах.

Всі завдання розроблені з чітко визначеним результатом навчання і балами оцінювання. (табл. 1) Так, в таблиці 1 вказані завдання до 1 теми.

Оцінювання створює атмосферу змагання серед кафедр, оскільки кожний фахівець приносить свої бали до загального рейтингу кафедр, який буде врахований на завершення року. Використання гнучких налаштувань системи робить можливим створення індивідуального шлях проходження курсу.

Форум фахівців дозволяє обговорювати проблеми, з якими зіштовхуються фахівці та знаходити сумісні рішення. Ефективність проходження курсу залежить від обов'язкового поєднання онлайн та офлайн форматів. По завершенню кожного модулю фахівець відповідає на тестові запитання, що містять самооцінювання по завданням, які були виконані.

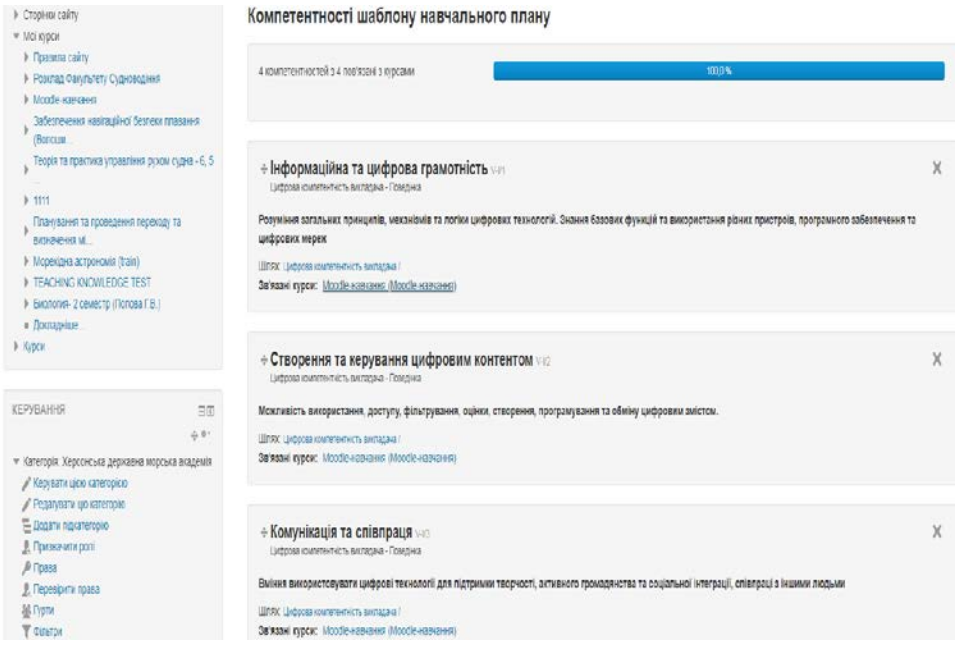



Рис.10 – Компетентності шаблону навчального плану

Табл. 1 – Завдання до теми в курсі

| Навчальні матеріали | Практика - домашнє завдання | Бали |
|---|---|---|
| Повідомлення | Написати повідомлення адміністратору системи | 1 бал |
| Редагування профілю | Оформити профіль:<br>Вставити фото та написати інформацію про себе | 1 бал |
| Редагування курсу | Дати назву, налаштувати роботу з групами | 1 бал |
| | Додати анотацію курсу | 1 бал |
| | Редагувати назви теми в курсі | 1 бал |
| Ресурси | Додати назву | 1 бал |
| | Додати сторінку | 1 бал |
| | Створити форум на своїй сторінці | 1 бал |
| | Додати файл | 1 бал |
| | Додати url-посилання | 1 бал |
| Панелі управління | Додати блок «Результати діяльності» | 1 бал |
| | Відповісти колегам на запитання в форумі (за наявності) | Бонус 1 бал |
| | | 10+1 |

## 4. ВИСНОВКИ

Практика свідчить, що електронний курс для фахівців формує мотивацію до професійного спілкування, навичок використання цифрових ресурсів, зменшення страху перед новітніми технологіями, визнання колегами, ріст самооцінки та прагнення до постійного удосконалення та розвитку.

Навчальне середовище LMS Moodle має велику перспективу в організації комунікативної взаємодії всіх учасників освітнього процесу з метою формування професійних компетентностей. Нові інформаційні та комунікаційні технології потребують змін в підготовці майбутніх морських фахівців, запровадженню нових моделей навчання, які базуються на сучасних цифрових технологіях. Розвиток цифрової компетентності викладачів є першочерговою задачею, яку можливо вирішити за допомогою системи змішаного навчання.

## ЛІТЕРАТУРА


[1]. Волков В.П. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів / В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.В. Волков [та інш.]; – Харків: ФОП Панов, 2018. – 300 с.

[2]. Системи прогріву двигунів внутрішнього згорання: основи функціонування: монографія / [Волков В. П., Грицук І. В., Гутаревич Ю. Ф., Александров В. Д., Поддубняк В. Й., Прилепський Ю. В., Комов П. Б., Адров Д. С., Вербовський В. С., Краснокутська З. І., Волкова Т. В.]. – Донецьк: ЛАНДОН-ХХІ, 2015. – 314 с.

[3]. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів: монографія / [Александров В. Д., Гутаревич Ю. Ф., Грицук І. В., Прилепський Ю. В., Постніков В. А., Гущин А. М., Адров Д. С., Вербовський В. С., Краснокутська З. І.]. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2014. – 230 с.

[4]. Вербовський В. С. Дослідження системи передпускового розігріву газового двигуна на основі використання теплового акумулятора з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід / В. С. Вербовський, І. В. Грицук, Д. С. Адров, З. І. Краснокутська // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал. – Х.: НТУ “ХПИ”. – 2013. – №1. – С. 110–116.

[5]. Грицук І.В. Системний підхід до проектування і дослідження комплексних систем комбінованого прогріву ДВЗ / І. В. Грицук // Збірн. наук. праць ДонІЗТ УкраДАЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ. – 2012. – Вип. №30. – С. 106–117.

[6]. Адров Д.С. Тепловий акумулятор як засіб підвищення ефективності пуску стаціонарного двигуна в умовах низьких температур / Д.С. Адров, І.В. Грицук, Ю.В. Прилепський, В.І. Дорошко // Зб. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ. – 2011. – Вип. №27. – С. 117–126.

[7]. Шульгин В.В. Тепловые аккумуляторы автотранспортных средств / В.В.Шульгин. – С.Пб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. – 268 с.

[8]. Гутаревич Ю.Ф. До вибору теплоакумулюючих матеріалів теплового акумулятора збереження теплового стану ДВЗ / Ю.Ф. Гутаревич, В.Д. Александров, И.В. Грицук, В.А. Постников, А.С. Добровольский, Д.С. Адров // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ. – 2013. – Вип. 26. – С. 127–132.

[9]. Gritsuk, I., Aleksandrov, V., Panchenko, S., Kagramanian, A. et al., "Features of Application Materials While Designing Phase Transition Heat Accumulators of Vehicle Engines," SAE Technical Paper 2017-01-5003, 2017, https://doi.org/10.4271/2017-01-5003.
[10]. Грицук І.В. Особливості дослідження системи прогріву транспортного двигуна з використанням теплового акумулятора з фазовим переходом / І.В.Грицук // Збірн. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. – 2014. – Випуск №38. – С. 117–133.
[11]. Черняк Ю.В. Фізична модель рекуперативної системи маневрового тепловозу: монографія / Ю.В. Черняк, Ю.В. Прилепський, І.В. Грицук. – Донецьк: Ноулідж, 2010. – 196 с.
[12]. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуру и процессы интеллектуальных транспортных систем: монографія / [Волков В. П., Матейчик В. П., Никонов О. Я., Комов П. Б., Грицук И. В., Волков Ю. В., Комов Е. А.]. - Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 400с.
[13].Волков В.П. Формування інформаційної системи моніторингу та прогнозування технічного стану транспортних засобів / В.П. Волков, І.В.Грицук, Ю.В.Грицук // Всеукраїнська науково-теоретична конференція «Проблеми з транспортними потоками та напрями їх розв'язання» (26–28 березня 2015 р.) [Текст]. – Львів.: Видавництво Львівської політехніки, НУ «Львівська політехніка», 2015. – С. 117.
[14]. Грицук І.В. Алгоритм і програма ексергетичного аналізу теплового акумулятора фазового переходу системи прогріву транспортного двигуна / Грицук І.В., Грицук Ю.В., Черняк Ю.В., Адров Д.С., Вербовський В.С., Грицук А.І. // Збірник наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ, 2014 – Випуск №39. – С. 111–126.
[15]. Горожанкин С.А. Определение параметров действительных циклов двигателей Стирлинга на основе их адиабатной модели / С.А. Горожанкин // Сучасне промислове та цивільне будівництво, Макіївка: ДонНАБА Том 2, №4, 2006. – С. 187–194
[16]. Отчет NMC Horizon: высшее образование — 2018 [Електронний ресурс]
[17]. Паризьке комюніке [Електронний ресурс] // МОН України. – 2018.
[18]. This will make you smarter. New Scientific Concepts to Improve Your Thinking. /J. Brockman. Edge Foundation, 2012. Retrieved from https://www.rulit.me/books/eta-kniga-sdelaet-vas-umnee-novye-nauchnye-koncepcii-effektivnosti-myshleniya-read-424702-1.html
[19]. https://ec.europa.eu/jrc/en/digcomp/digital-competence-framework
[20]. Alma Zh. Murzalinova, Natal'ya S. Kol'eva
[21]. Гаврілова Л. Г., Топольник Я.В. Цифрова культура, цифрова грамотність, цифрова компетентність як сучасні освітні феномени. / Л. Г. Гаврілова, Я.В. Топольник // Інформаційні технології і засоби навчання. 2017.Том 61. №5. С. Retrieved from http://nbuv.gov.ua/UJRN/ITZN_2017_61_5_3
[22]. Ilomäki, L., Kantosalo, A., & Lakkala, M. (2011). What is digital competence? In Linked portal. Brussels: European Schoolnet. http://linked.eun.org/web/guest/in-depth3
[23]. Development of Information Competency in Students during Training in Al-Farabi's Geometric Heritage within the Framework of Supplementary School

Education Yesen Bidaybekov a , * , Guldina Kamalova a , Bektas Bostanov a , Indira Salgozha
[24]. Прохорова С. М. Поняття цифрової компетентності вчителя іноземної мови у світовому освітньому просторі / С. М. Прохорова // Вісник Житомирського державного університету імені Івана Франка . Педагогічні науки. 2015. Вип. 4. С. 113-116. Retrieved from http://nbuv.gov.ua/UJRN/VZhDUP_2015_4_24
[25]. В. М. Кухаренко та ін., Теорія та практика змішаного навчання, Харків, Україна: «Міськдрук», НТУ «ХПІ», 2016.
[26]. Отчет NMC Horizon: высшее образование — 2017 [Електронний ресурс] / Adams Becker, S, Cummins, M., Davis, A. та ін.] // The New Media Consortium (NMC). – 2017. – Режим доступу до ресурсу: https://www.nmc.org/publication/nmc-horizon-report-2017-higher-education-edition-russian/
[27]. М.І.Шерман, С.А. Волошинов, та Г.В. Попова, «Організація змішаного навчання в електронному середовищі LMS Moodle з використанням функціоналу управління компетентностями», MoodleMootUkraine 2018. [Електронний ресурс]. Доступно: http://2018.moodlemoot.in.ua/course/view.php?id=39. Дата звернення: 1 Лют, 2019.
[28]. A. Yurzhenko, M. Sherman, and H. Popova. «Interactive course «Maritime English» in the professional training of future» in Development trends in pedagogical and psychological sciences: the experience of countries of Eastern Europe and prospects of Ukraine, A. Jankovska, Riga, LV-1058, Riga, Latvia: Baltija Publishing, 2018, 2nd ed.,pp.603-620.

**FEATURES OF INTELLECTUAL FORMATION ENGINE THERMAL PREPARATION SYSTEMS AND VEHICLES IN OPERATING CONDITIONS**

The paper describes the process of formation of intelligent systems of thermal preparation of engines and vehicles in the operating conditions. The peculiarities of the processes that systematically form a complex of measures for research, development of components and components of thermal preparation of engines and vehicles under conditions of operation on the basis of thermal accumulators of phase transition are described. The peculiarities of formation of complex systems of thermal preparation of engines and vehicles are revealed, the peculiarities of the selection and research of heat-accumulating materials and heat accumulators on their basis are considered. The formation of information and intellectual components of the thermal training system is presented. The main technological features of each stage of work on the formation of the combined heating system are considered. In addition to the technical and technological aspects of the formation of intelligent systems for the thermal preparation of engines and vehicles, the article describes the possibilities of training specialists for the implementation of the main stages of work on the formation of the described systems. On the basis of modern information and communication technologies, opportunities have been realized both to improve the training of specialists for the implementation of works on the formation of thermal training systems on the basis of thermal accumulators of the phase transition, as well as for the educational process of higher education in the field of transport and logistics and for the education system as a whole. It is shown that the development of digital competence of teachers in the field of transport and logistics is a top priority that can be solved with the help of a blended learning system, in the processes of training specialists in the part of thermal training systems, through the LMS Moodle learning environment.

**УДК 621.43.068**

# ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ПРОБИ В СИСТЕМАХ ЕКОЛОГІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ДИЗЕЛІВ – МІНІ- ТА МІКРОТУНЕЛЯХ

**ПОЛИВ'ЯНЧУК Андрій, КАСЛІН Олександр,** СЕМЕНЕНКО **Роман, СКУРІДІНА Олена**

Роботу присвячено вирішенню проблеми забезпечення потрібної точності частковопотокових міні- та мікротунелів – компактних систем контролю масових викидів твердих частинок від дизелів, яка виникає внаслідок різних температурних режимів пробопідготовки в цих тунелях та еталонній системі вимірювань – повнопотоковому тунелі. Проаналізовано вимоги нормативних документів щодо технічних характеристик та умов експлуатації тунелів, світовий та вітчизняний досвід їх використання. Розроблено математичні моделі для визначення температури проби в тунелі та результуючої похибки вимірювань середньоексплуатаційного масового викиду твердих частинок. За результатами випробувань дизелів 1Ч12/14 і 4ЧН12/14 за циклом ESC досліджено точність частковопотокових тунелів та доведено доцільність регулювання температури проби в найбільш компактній вимірювальній системі – мікротунелі з діаметром 3 см.

*Ключові слова:* дизель, екологічність, відпрацьовані гази, тверді частинки, мікротунель, температура проби, методична похибка.

## 1. ВСТУП

Одним з найбільш значимих нормованих екологічних показників дизеля є середньоексплуатаційний масовий викид твердих частинок (ТЧ) з відпрацьованими газами (ВГ), який має позначення PM (від англ. «particulate matter») та розмірність г/(кВт·год). Цей показник визначається в ході встановленого з врахуванням типу дизеля випробувального циклу з використанням спеціальної системи екологічного діагностування – розбавляючого тунелю – трубопроводу, в якому ВГ дизеля розбавляються чистим повітрям з метою імітації природного процесу потрапляння ТЧ в атмосферу [1,2]. При цьому за ТЧ приймають весь матеріал, що збирається на спеціальних фільтрах на скловолоконній основі з фторопластовим покриттям в результаті пропускання через них ВГ дизеля, розбавлених чистим повітрям до температури, що не перевищує 52 °С та є більшою, ніж 42 °С.

Еталонним обладнанням для визначення показника PM є повнопотокові тунелі, в яких розбавленню підлягають всі ВГ дизеля. Ці вимірювальні системи є громіздкими та вартісними тому в якості альтернативи їм сьогодні широко застосовуються більш компактні, мобільні та дешеві частковопотокові тунелі – міні- та мікротунелі, в яких відбувається розбавлення повітрям малої частки від загального потоку ВГ [3,4]. При використанні міні- та мікротунелів слід виконувати вимогу щодо їх точності – відносні відхилення результатів вимірювань показника PM частковопотоковою та еталонною системами не повинні перевищувати ±5%.

При використанні компактних тунелів при вимірюванні показника PM виникає методична похибка вимірювань цієї величини – $\delta PM_t$, обумовлена зміною температури розбавлених ВГ у тунелі, від якої залежить маса розчинної органічної

фракції (РОФ) у складі ТЧ. Величина вказаної похибки залежить від розмірів частковопотокової системи і є тим більшою чим більш компактною є система [5].

Похибка $\delta PM_t$ може бути усунена за рахунок використання регуляторів температури проби в тунелі, що забезпечують відповідні еталонній системі умови розбавлення ВГ. Оскільки такі регулятори є вартісними, високотехнологічними пристроями, встановлення яких ускладнює та здорожує вимірювальні системи, доцільність їх використання повинна бути досліджена.

## 2. ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи полягала у аналізі доцільності регулювання температури проби в міні- та мікротунелях на основі результатів досліджень точності цих систем з врахуванням методичної похибки вимірювань показника РМ. Для досягнення цієї мети були вирішені наступні завдання:

1) аналіз літературних джерел за тематикою дослідження та встановлення: технічних характеристик та умов використання розбавляючих тунелів, методики визначення нормованого показника РМ, ступені впливу температури проби в тунелі на контрольований масовий викид ТЧ;

2) розробка математичних моделей для визначення температури проби розбавлених ВГ в тунелі та результуючої похибки вимірювань показника РМ.

3) дослідження доцільності регулювання температури проби в міні- та мікротунелях.

## 3. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

*Технічні характеристики та умови використання розбавляючих тунелів, методика визначення нормованого показника РМ.*

У відповідності до вимог нормативних документів – Правил ЄЕК ООН R-49, R-96, міжнародного стандарту ISO 8178 та ін. вимірювання масових викидів ТЧ від дизелів здійснюються з використанням вимірювальних систем:

1) еталонних повнопотокових тунелів з 1 та 2-кратним розбавленням ВГ (рис. 1); 1-кратне розбавлення використовують при випробуваннях дизелів, масова витрата ВГ яких не перевищує 750…900 кг/год (при цьому діаметр тунелю – D складає не менш ніж 46 см, довжина – L – не менш ніж 10·D); в іншому випадку виконують 2-кратне розбавлення ВГ (при цьому первинний і вторинний тунелі характеризуються такими діаметрами і довжинами: $D_1 = 20…46$ см, $L_1 = 10 \cdot D_1$; $D_2 = 2{,}5…10$ см, $L_2 = 2{,}5…10 \cdot D_2$);

2) частковопотокових тунелів, які поділяються на мінітунелі (мають діаметр і довжину: $D_{MT} = 7{,}5…12$ см, $L_{MT} = 10 \cdot D_{MT}$) та мікротунелі (мають діаметр і довжину: $D_{MKT} = 2{,}5…4$ см, $L_{MKT} = 10 \cdot D_{MKT}$)) (рис. 2); до найбільш відомих частковопотокових тунелів відносяться: мінітунелі з ізокінетичним пробовідбірником MT 474 (AVL), мінітунель багатотрубного типу (Mitsubishi), мікротунелі з диференційним способом визначення масової витрати ВГ – SPC 472 (AVL), PTP 2000 (Pirburg) та ін. [6-8].

В тунелях можуть застосовуватись наступні режими розбавлення ВГ повітрям («dilution mode»):

- $D_1$ – режим з постійною масовою витратою розбавлених ВГ або CVS-режим (від «Constant Volume Sampling»);

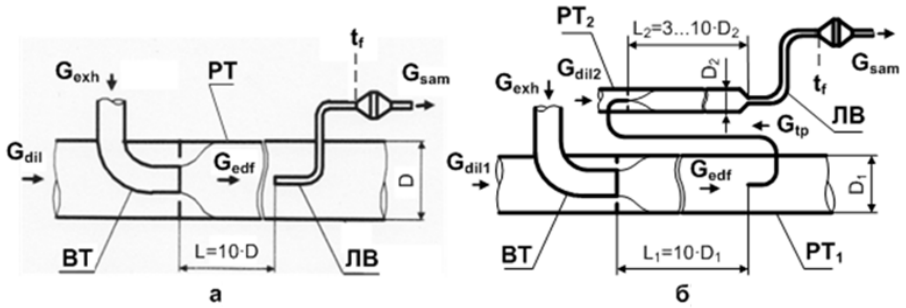



Рис. 1 – Принципові схеми повнопотокових тунелів: а) з 1-кратним розбавленням ВГ; б) з 2-кратним розбавленням ВГ.

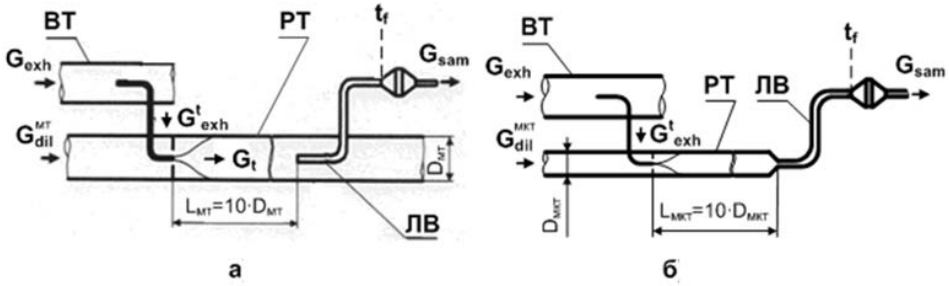



Рис. 2 – Принципові схеми частковопотокових тунелів: а – мінітунелю; б – мікротунелю.

- $D_2$ – CVS-режим з зовнішнім повітряним охолодженням тунелю (охолодження дозволяє зменшити мінімальний коефіцієнт розбавлення ВГ в тунелі і, за рахунок цього, збільшити контрольований масовий викид ТЧ та підвищити точність тунелю);
- $D_3$ – режим з постійним коефіцієнтом розбавлення ВГ;
- $D_4$ – режим з постійним коефіцієнтом розбавлення ВГ та зовнішнім повітряним охолодженням тунелю.

Для визначення середньоексплуатаційного масового викиду ТЧ – PM проводяться випробування дизеля за спеціальними випробувальними циклами, які складаються з нормованих режимів роботи двигуна з заданими значеннями числа обертів колінчастого валу – n, навантаження – L, вагового фактору – WF (враховує відносний час роботи дизеля на режимі в процесі експлуатації) та тривалості випробувань – τ (табл. 1).

За результатами випробувань дизеля за циклом визначають показник PM шляхом проведення наступних обчислень:

$$PM = \frac{PM_{mass}}{P}, \text{ г/(кВт·год)}, \quad (1)$$

Таблиця 1 – Режими циклу ESC (R-49) для випробувань дизеліввантажних автомобілів і автобусів

| **№реж** | ***n*** | ***L*, %** | ***WF*** | **τ, хв** |
|---|---|---|---|---|
| 1 | хол. хід | - | 0,15 | 4 |
| 2 | *A* | 100 | 0,08 | 2 |
| 3 | *B* | 50 | 0,10 | 2 |
| 4 | *B* | 75 | 0,10 | 2 |
| 5 | *A* | 50 | 0,05 | 2 |
| 6 | *A* | 75 | 0,05 | 2 |
| 7 | *A* | 25 | 0,05 | 2 |
| 8 | *B* | 100 | 0,09 | 2 |
| 9 | *B* | 25 | 0,10 | 2 |
| 10 | *C* | 100 | 0,08 | 2 |
| 11 | *C* | 25 | 0,05 | 2 |
| 12 | *C* | 75 | 0,05 | 2 |
| 13 | *C* | 50 | 0,05 | 2 |

*Примітка.* Значення чисел обертів *A*, *B* та *C* визначаються за формулами: $A = n_{lo} + 0{,}25 \cdot (n_{hi} - n_{lo})$; $B = n_{lo} + 0{,}50 \cdot (n_{hi} - n_{lo})$; $C = n_{lo} + 0{,}75 \cdot (n_{hi} - n_{lo})$; де $n_{lo}$ – найменше число обертів, при якому досягається 50% заявленої ефективної потужності дизеля – *P*; $n_{hi}$ – найбільше число обертів, при якому досягається 75% від *P*; *P* – середня за цикл ефективна потужність дизеля , кВт;

$$\mathrm{PT_{mass}} = \frac{\mathrm{m_f}}{\mathrm{m_{sam}}} \cdot \frac{\mathrm{G_{edf}}}{1000}, \text{ г/год,} \qquad (2)$$

де $\mathrm{PT_{mass}}$ – середній за цикл масовий викид ТЧ, г/год;

$\mathrm{m_f}$ – маса ТЧ, зібрана на фільтрі за цикл, мг;

$\mathrm{m_{sam}}$– маса проби розбавлених ВГ, яка пройшла через фільтр за цикл, г;

$\mathrm{G_{edf}}$ – середня за цикл еквівалентна масова витрата розбавлених ВГ у еталонному тунелі, кг/год;

$$\mathrm{m_{sam}} = \sum_{i=1}^{N} \mathrm{m_{sami}}, \text{ г} \qquad (3)$$

де N – кількість нормованих режимів випробувань у циклі;

$$G_{edf} = \sum_{i=1}^{N} WF_i \cdot G_{edfi}, \text{ кг/год}, \quad (4)$$

де $G_{edfi}$ – еквівалентна масова витрата розбавлених ВГ у еталонному тунелі на і-му режимі, кг/год (для частковопотокових тунелів визначається як добуток коефіцієнту розбавлення ВГ – $q_i$ на масову витрату ВГ дизеля – $G_{exhi}$, кг/год);

$$P = \sum_{i=1}^{N} \left( P_i \cdot WF_i \right), \text{ кВт}, \quad (5)$$

де $P_i$ – ефективна потужність дизеля на і-му режимs, кВт:

$$P_i = \frac{n_i \cdot M_{ki}}{9550} - P_{auxi}, \text{ кВт}, \quad (6)$$

де $n_i$ – число обертів колінчастого вала двигуна на і-му режимі, $хв^{-1}$;

$M_{ki}$– крутний момент на і-му режимі, Н·м;

$P_{auxi}$ – потужність допоміжного обладнання на і-му режимі, кВт.

Таким чином показник РМ визначається непрямим шляхом за результатами прямих вимірювань величин $m_f$, $m_{sam}$, $q_i$, $G_{exhi}$, $n_i$ та $M_{ki}$.

*Ступінь впливу температури проби в тунелі на контрольований масовий викид ТЧ* може бути оцінено за результатами експериментальних досліджень зарубіжних та вітчизняних авторів [6, 9,10] (рис. 3), які свідчать про наступне:




Рис. 3 – Експериментальні дані щодо впливу температури проби $t_f$ на контрольований масовий викид ТЧ $m_f$: 1 – результати зарубіжних авторів [6]; 2 – результати вітчизняних авторів [10].

1) збільшення температури розбавлених ВГ перед фільтрами – $t_f$ призводить до зменшення контрольованого (за масою навішування ТЧ) масового викиду ТЧ –$m_f$ і навпаки;

2) вплив температури $t_f$ на величину $m_f$ може бути врахований за допомогою лінійної залежності

$$\delta m_f^{tf} = \frac{m_f^{tf} - m_f^{tf\,0}}{m_f^{tf\,0}} \cdot 100\% = k_{tf} \cdot \left(t_f - t_{f\,0}\right),$$

де $\delta m^{tf}_f$ – відносне відхилення контрольованого масового викиду ТЧ при температурі проби $t_f$ – $m^{tf}_f$ від базового значення $m^{tf0}_f$, яке відповідає температурі проби $t_{f0}$, прийнятій за базову (у даних, представлених на рис. 3 – $t_{f0}$ = 45 °С);

$k_{tf}$ – коефіцієнт пропорційності;

3) значення коефіцієнту $k_{tf}$ залежить від режиму роботи двигуна: при збільшенні потужності дизеля його величина зменшується (за рахунок зменшення частки РОФ у складі ТЧ).

## 4. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

*Математична модель для визначення температури проби розбавлених ВГ в тунелі (перед фільтром) – $t_f$.*

В моделі використовуються наступні вихідні данні.

Геометричні характеристики системи розбавлення ВГ:

$d_t$ – діаметр тунелю (або $d_{t1}$ і $d_{t2}$ – діаметри первинного та вторинного тунелів при 2-кратному розбавленні ВГ), м;

$l_t$ – довжина тунелю (або $l_{t1}$ і $l_{t2}$ – довжини первинного та вторинного тунелів), м;

$d_{tp}$ – діаметр трубопроводу транспортування проби від первинного до вторинного тунелю при 2-кратному розбавленні ВГ (ТП), м;

$d_{sam}$ – діаметр трубопроводу лінії відбору проб ТЧ (ЛВ), м;

$l_{sam}$ – довжина трубопроводу ЛВ від пробовідбірника до фільтру, м.

Газодинамічні характеристики системи розбавлення ВГ:

$G_t$ – масова витрата потоку в тунелі (або $G_{t1}$ і $G_{t2}$ – масові витрати потоків у первинному та вторинному тунелях), кг/с;

$G_{exh}$ – масова витрата повного потоку ВГ, що потрапляють у еталонний тунель (або $G^t_{exh}$ – масова витрата частки ВГ, що потрапляють у частковопоточний тунель), кг/с;

$G_{sam}$ – масова витрата потоку у ЛВ, кг/с;

$t_{exh}$ – температура ВГ на вході в тунель, °С;

$t_{dil}$ – температура розбавляючого повітря, °С.

Залежності від температури фізичних властивостей робочого тіла, в якості якого розглядається повітря [11]:

а) щільності, кг/м$^3$:

$$\rho = \frac{\rho_0 \cdot T_0}{T} = \frac{353{,}2}{T},$$

де $\rho_0$ = 1,293 кг/м$^3$, $T_0$ = 273,15 К – щільність та абсолютна температура робочого тіла при н.у.; Т – фактична температура робочого тіла, К;

б) теплопровідності, Вт/(м·К):

$$\lambda = 24{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^{0{,}82},$$

в) кінематичної в’язкості, м$^2$/с:

$$\nu = 1{,}33 \cdot 10^{-5} \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1{,}683},$$

г) температурного коефіцієнту об’ємного розширення:

$$\beta = \frac{1}{T}.$$

В основі математичної моделі лежить рівняння теплового балансу процесу теплообміну нагрітого газу в циліндричному трубопроводі з навколишнім повітрям (рис. 4) [11]:

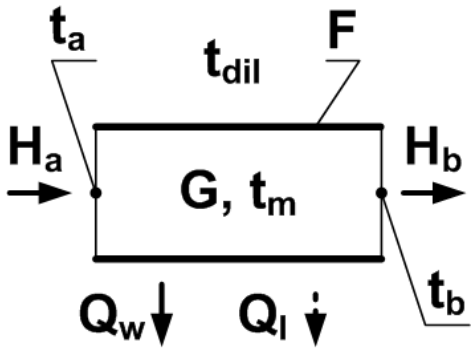



Рис. 4 – Розрахункова схема процесу теплообміну
між нагрітими газами в трубопроводі та навколишнім середовищем

$$H_a = H_b + Q_w + Q_l, \qquad (7)$$

де $H_a$, $H_b$ – ентальпії газового потоку на вході та виході трубопроводу;

$Q_w$ – тепловий потік, що передається через стінку трубопроводу внаслідок теплопередачі;

$Q_l = r \cdot H_a$ – теплові втрати на елементах конструкції лінії відбору проб в місцях установки фланцевих з’єднань та шарових кранів (коефіцієнт пропорційності r визначається експериментально за формулою $r = 1 - (H_b - Q_w)/H_a$);

$$H_a = c_p \cdot G \cdot (T_a - T_{dil});\ H_b = c_p \cdot G \cdot (T_b - T_{dil}),$$

де $c_p$ = 1005 Дж/(кг·К) – середня ізобарна теплоємність у робочому діапазоні варіювання температур робочого тіла у тунелі;

G – масова витрата потоку в трубопроводі протікання робочого тіла, кг/с;

$T_a$, $T_b$ та $T_{dil}$ – відповідно: абсолютні початкова і кінцева середньомасові температури потоку та температура повітря навколо трубопроводу, К;

$$Q_w = (T_m - T_{dil}) \cdot F \cdot k,$$

де $T_m$ – середня абсолютна температура газового потоку в тунелі (визначається, як середньоарифметичне з $T_a$ і $T_b$), К;

F – площа поверхні трубопроводу, через яку передається теплота, м$^2$;

k – коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{(\alpha_t)^{-1} + (\alpha_{wc} + \alpha_{wr})^{-1}} = \frac{\alpha_t \cdot (\alpha_{wc} + \alpha_{wr})}{\alpha_t + \alpha_{wc} + \alpha_{wr}}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

де $\alpha_t$ – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої стінки трубопроводу, Вт/(м$^2$·К);

$\alpha_{wc}$, $\alpha_{wr}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої стінки трубопроводу при конвективному та променистому теплообміні, Вт/(м$^2$·К).

Для розбавляючих тунелів коефіцієнт $\alpha_t$ визначається за емпіричною залежністю [10]

$$\alpha_t = 0{,}037 \cdot \frac{\lambda}{d_t^{0,22}} \cdot \left(\frac{\bar{v}_0}{\nu}\right)^{0,78} \cdot \left(\frac{q}{q_0}\right)^{-0,28} \cdot \left(\frac{k_t}{k_{t0}}\right)^{0,48} \cdot \frac{f(k_l)}{f(k_{l0})},$$

де q – коефіцієнт розбавлення ВГ;

$k_t = T_h/T_c$ – температурний коефіцієнт ($T_h$, $T_c$ – абсолютні температури нагрітого та холодного потоків, К);

$k_l = l_t/(10 \cdot d_t)$ – відносна довжина тунелю;

$q_0 = 5$, $k_{t0} = 1{,}27$, $k_{l0} = 1{,}0$, $f(k_l)$ – функція:

$$f(k_l) = -33{,}0 + 341 \cdot k_l - 421 \cdot k_l^2 + 163 \cdot k_l^3.$$

В результаті перетворення рівняння теплового балансу (7) отримано основну розрахункову формулу, для визначення температури газового потоку в кінці трубопроводу протікання розбавлених ВГ – $t_b$:

$$t_b = (1 - r) \cdot (t_a - t_{dil}) - \frac{(t_m - t_{dil}) \cdot F \cdot k}{c_p \cdot G} + t_{dil}, \text{ °C}, \qquad (8)$$

де $t_a$ – початкова середньомасова температура потоку, °С.

Оскільки величина $t_m$ на початку обчислень невідома, то визначення температури $t_b$ здійснюється методом послідовних наближень. При цьому визначається приблизне значення величини $t_b$ за умови $t_m = t_a$, яке уточнюється в результаті використання формули (8) до тих пір, поки різниця між уточненим та попереднім значеннями $t_b$ не буде меншою за ± 0,05 °С (для цього достатньо 3-4 уточнюючих обчислень).

Послідовне обчислення кінцевих температур газових потоків у всіх трубопроводах системи розбавлення ВТ за встановленим алгоритмом (рис. 5) дозволяє визначити температуру проби перед фільтром – $t_f$ (на рис. 5 нижні індекси у величин G, $t_a$, $t_b$ і F, взяті у дужки, позначають трубопровід, через який протікають розбавлені ВГ: t1 – первинний тунель, tp – ТП, t2 – вторинний тунель, sam – ЛВ).

*Математична модель для визначення результуючої похибки вимірювань показника РМ* – δРТ передбачає визначення цієї величини, як суми її інструментальної – $\delta PM_{in}$ та методичної – $\delta PM_t$ складових:

$$\delta PM = \delta PM_{in} + \delta PM_{t}$$

Величина $\delta PT_{in}$ визначається за допомогою залежності для обчислення похибки результату непрямих вимірювань:

$$\delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^{m}\left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\cdot\frac{x_i}{y}\cdot\delta x_i\right)^2},$$

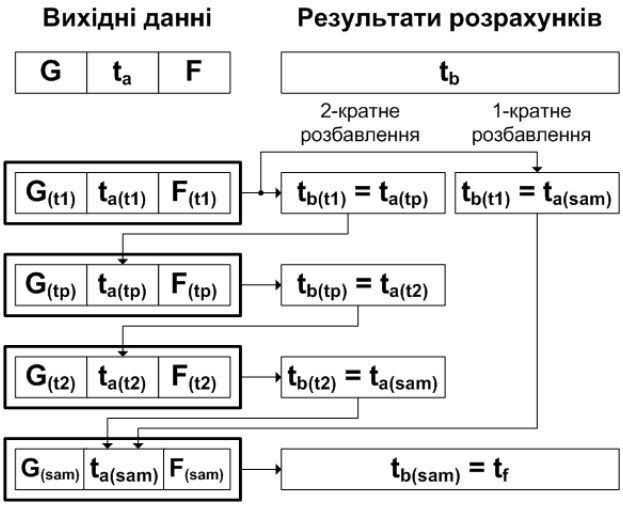



Рис. 5 – Алгоритм визначення температури $t_f$

де y – величина, яка вимірюється непрямим шляхом за відомою залежністю – y = f ($x_1$, $x_2$, ..., $x_m$) (див. формули (1) – (6));

$x_i$ – величини, за допомогою яких визначається y, m – їх кількість.

Похибка $\delta PM_t$ чисельно дорівнює величині $\delta m^{tf}_f$ – відносному відхиленню контрольованого масового викиду ТЧ – $m^{tf}_f$, визначеного при фактичних значеннях температур $t_{fi}$, від масового викиду ТЧ – $m^{tf0}_f$, визначеного при значеннях температур $t_{f0i}$, прийнятих за базові і відповідних розбавленню ВГ у еталонній системі при $t_{dil}$ = 20 ° C , $t_{f(max)}$ = 52 °C:

$$\delta PM_t = \delta m^{tf}_f = \frac{m^{tf}_f - m^{tf\,0}_f}{m^{tf\,0}_f}\cdot 100\% = \sum_{i=1}^{13}\frac{m^{tf}_{fi} - m^{tf\,0}_{fi}}{m^{tf\,0}_{fi}}\cdot r_{mfi} = \sum_{i=1}^{13}\delta m^{tf}_{fi}\cdot r_{mfi},$$

де $\delta m^{tf}_{fi}$ – відносні відхилення контрольованого масового викиду ТЧ на і-му режимі – $m^{tf}_{fi}$ від базових значень – $m^{tf0}_{fi}$;

$r_{mfi} = (m^{tf0}_{fi}/m^{tf0}_{f})\cdot 100\%$ – відносні долі $m^{tf}_{fi}$ у загальному масовому викиді $m^{tf0}_{f}$.

Для визначення величин $\delta m^{tf}_{fi}$ використовується емпірична залежність, тип якої обрано з врахуванням результатів попередніх досліджень (див. рис. 3):

$$\delta m^{tf}_{fi} = k_{tfi}\left(\overline{n}_i, \overline{L}_i\right)\cdot\left(t_{fi} - t_{f\,0i}\right),$$

де $k_{tfi}\left(\bar{n}_i, \bar{L}_i\right)$ – коефіцієнт пропорційності, який є функцією відносних числа обертів – $\bar{n}_i$ та навантаження – $\bar{L}_i$:

$$k_{tf} = -1{,}20 - 0{,}148 \cdot \bar{n} + 0{,}552 \cdot \bar{L}.$$

Величини $\bar{n}_i$ та $\bar{L}_i$ характеризують режим роботи двигуна і визначаються наступним чином:

$$\bar{n}_i = \frac{n_i - n_{idle}}{n_{nom} - n_{idle}},$$

де $n_{idle}$ і $n_{nom}$ – число обертів колінчастого вала двигуна на холостому ходу і режимі номінальної потужності, відповідно;

$$\bar{L}_i = \frac{M_{ki}}{M_{k(max)i}},$$

де $M_{k(max)i}$ – максимальний крутний момент на валу двигуна при $n_i$.

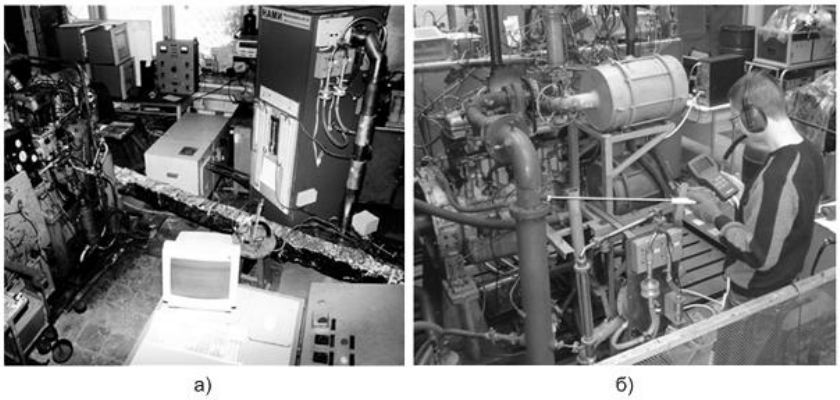
*Дослідження доцільності регулювання температури проби в міні- та мікротунелях* проведені за критерієм відносного відхилення результатів вимірювань показника РМ часковопотоковою та еталонною системами – $\delta PM_*$. Визначення цієї величини здійснювалось за формулою

$$\delta PM_* \approx \sqrt{\delta PM_0^2 + \delta PM_1^2} \qquad (9)$$

де $\delta PM_0$ – результуюча (інструментальна) похибка повнопотокового тунелю, %;

$\delta PM_1$ – результуюча похибка частковопотокового тунелю (визначається за допомого вищенаведеної математичної моделі), %.

На основі результатів екологічних випробувань дизелів 1Ч12/14 (оснащеного мінітунелем МТ-1) та 4ЧН12/14 (оснащеного мікротунелем МКТ-2 [12]) (рис. 6) за циклом ESC за допомогою вищенаведених математичних моделей та формули (9) проведено розрахункові дослідження:



а) б)

Рис. 6 – Моторні випробувальні стенди:
а) дизеля 1Ч12/14 з мінітунелем МТ-1; б) дизеля 4ЧН12/14 з мікротунелем.

- абсолютних відхилень температур проб в повнопотоковій системі (з діаметром $D_{пт}$ = 46 см) від аналогічних температур в міні- ($D_{мт}$ = 10 см) та мікротунелі ($D_{мкт}$ = 3 см): $\Delta t_{fi}^{мт} = t_{fi}^{пт} - t_{fi}^{мт}$, $\Delta t_{fi}^{мкт} = t_{fi}^{пт} - t_{fi}^{мкт}$ (верхній індекс вказує на тип тунелю);

- методичних похибок вимірювань масових викидів ТЧ – $\delta m_{tfi}^{мт}$ та $\delta m_{tfi}^{мкт}$ (які виникають внаслідок наявності відхилень $\Delta t_{fi}^{мт}$ та $\Delta t_{fi}^{мкт}$) та показника РМ – $\delta PM_{tf}^{мт}$ та $\delta PM_{tf}^{мкт}$.

- результуючих похибок тунелів – δPM та відносних відхилень $\delta PM_*$.

Результати проведених досліджень свідчать про наступне (рис. 7, 8, табл. 2).

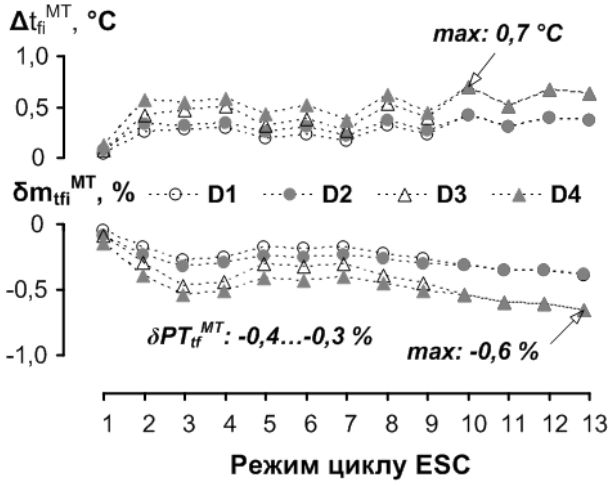



Рис. 7 – Результати оцінювання величин $\Delta t_{fi}^{мт}$, $\delta m_{tfi}^{мт}$ та $\delta PM_t^{мт}$

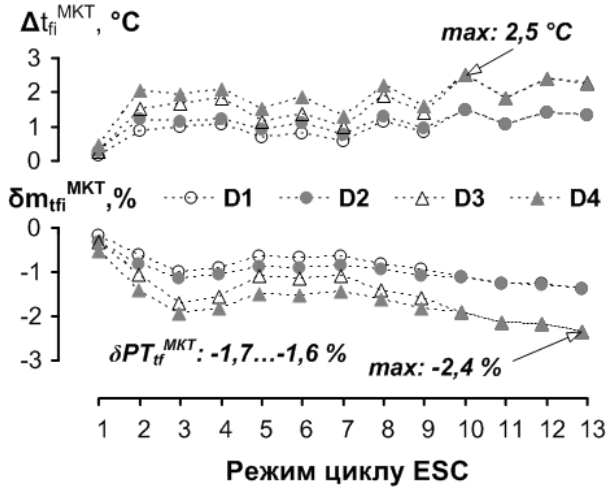



Рис. 8 – Результати оцінювання величин $\Delta t_{fi}^{мкт}$, $\delta m_{tfi}^{мкт}$ та $\delta PM_t^{мкт}$

Таблиця 2 – Результати досліджень точності розбавляючих тунелів

| Величина | Вимірювальні системи та режими розбавлення ВГ | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Еталонний тунель | | | | Мінітунель | | | | Мікротунель | | | |
| | $D_1$ | $D_2$ | $D_3$ | $D_4$ | $D_1$ | $D_2$ | $D_3$ | $D_4$ | $D_1$ | $D_2$ | $D_3$ | $D_4$ |
| $\delta PM_{in}$, % | 2,0 | 1,6 | 1,9 | 1,5 | 4,3 | 3,3 | 3,9 | 3,0 | 4,3 | 3,3 | 3,9 | 3,1 |
| $\delta PM_t$, % | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,3 | 0,3 | 0,4 | 0,4 | 1,6 | 1,6 | 1,7 | 1,7 |
| $\delta PM$, % | 2,0 | 1,6 | 1,9 | 1,5 | 4,6 | 3,6 | 4,3 | 3,4 | 5,9 | 4,9 | 5,6 | 4,8 |
| $\delta PM_*$, % | 0 | 0 | 0 | 0 | 5,0 | 3,9 | 4,7 | 3,7 | 6,3 | 5,2 | 6,0 | 5,1 |

Теплові умови розбавлення ВГ в мінітунелі і еталонній системі є приблизно рівними: відхилення температур проби в цих системах є меншими 0,7 ºС, виникаючі при цьому методичні похибки вимірювань показника РМ не перевищують 0,4 % і не впливають суттєво на результуючу похибку тунелю, при цьому величина $\delta PM_*$ не перевищує свого допустимого значення і дорівнює ± 3,7 – 5,0 %.

Теплові умови розбавлення ВГ в мікротунелі і еталонній системі мають суттєві відмінності: відхилення температур проби в цих системах досягають 2,5 ºС, виникаючі при цьому методичні похибки вимірювань показника РМ складають 1,6 – 1,7 %, що призводить до збільшення результуючої похибки тунелю до ± 5,9%, при цьому величина $\delta PM_*$ перевищує своє допустиме значення і досягає ± 6,3 %.

Таким чином регулювання температури проби в мінітунелі – не потрібно, а в мікротунелі – є доцільним для забезпечення потрібної точності вимірювань РМ.

## 5. ВИСНОВКИ

1. За результатами аналізу нормативних документів – Правил ЄЕК ООН R-49, R-96, міжнародного стандарту ISO 8178 та ін., світового та вітчизняного досвіду використання розбавляючих тунелів встановлено: технічні характеристики та умови експлуатації еталонних повнопотокових та частковопотокових тунелів, емпіричні залежності, що характеризують ступінь впливу температури проби в тунелі на точність вимірювань масових викидів ТЧ на різних режимах роботи дизеля.

2. Розроблено математичні моделі для визначення: температур проби розбавлених повітрям ВГ в тунелях різних типів, результуючої похибки визначення середньоексплуатаційного викиду ТЧ - показника РМ з врахуванням впливу температури проби в тунелі на точність вимірювань РМ.

3. На основі результатів випробувань дизелів 1Ч12/14 та 4ЧН12/14 за циклом ESC та розроблених математичних моделей проведено розрахункові дослідження з оцінювання впливу на точність мінітунелю та мікротунелю з діаметрами 10 см і 3 см, відповідно, температурних режимів пробопідготовки, які порівнювались з еталонною системою з діаметром 46 см. Результати досліджень довели доцільність регулювання температури проби в мікротунелі для усунення суттєвих методичних похибок вимірювань показника РМ, які складають -1,6 … -1,7 %. В мінітунелі відповідні похибки є не суттєвими і дорівнюють -0,3 … -0,4 %, тому потреби в регулюванні температури проби в цій системі немає.

**ЛІТЕРАТУРА**

[1]. Lianga Z. Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using GC×GC-ToF-MS / Z. Lianga, J. Tiana, S. Zeraati Rezaeia, Y. Zhanga et al. // School of Mechanical Engineering, University of Birmingham, UK, 2015. – 31 p.

[2]. Редзюк А.М. Щодо визначення масових викидів забруднюючих речовин двигунами колісних транспортних засобів / А.М. Редзюк, О.А. Клименко, О.В. Кудренко // Автошляховик України, 2012. – № 4 (228) – С. 2–7.

[3]. Foote E. Evaluation of Partial Flow Dilution Methodology for Light Duty Particulate Mass Measurement / E. Foote, M. Maricq, M. Sherman, D. Carpenter et al. // SAE Technical Paper № 2013-01-1567, 2013. – 10 p.

[4]. Клименко О.А. Дослідження та створення перспективної системи для визначення масових викидів забруднюючих речовин у відпрацьованих газах двигунів / О.А. Клименко, А.М. Редзюк, О.В. Кудренко, С.О. Ричок // Автошляховик України, 2012. – № 5 (229) – С. 2–8.

[5]. Alozie, N. Influence of Dilution Conditions on Diesel Exhaust Particle Measurement Using a Mixing Tube Diluter / N. Alozie, D. Peirce, A. Lindner, W. Winklmayr et al. // SAE Technical Paper № 2014-01-1568, 2014. – 14 p.

[6]. N. Hirakouchi, I. Fukano, T. Shoji. Measurement of Diesel Exhaust Emissions with Mini-Dilution Tunnel. SAE Techn. Pap. Ser. №890181, 1989. – 11p.

[7]. H. Nagano. Measurement of Unregulated Exhaust Emissions from Heavy Duty Diesel Engines with Mini-Dilution Tunnel. SAE Techn. Pap. Ser. №900643, 1990. – 10p.

[8]. Smart Sampler PC SPC 472. PC program for SPC 472 control. – AVL, List GmbH Graz, Austria, 1993. – 76 p.

[9]. Russel R. Development of a Miniaturized, Dilutien-Based Diesel Engine Particulate Sampling System for Gravimetric Measurement of Particulates / R. Russel // SAE Techn. Pap. Ser. №931190, 1993. – 12 p.

[10]. Полив'янчук А.П. Підвищення ефективності систем контролю викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів: монографія / А.П. Полив'янчук. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 224 с.

[11]. Болгарский А.В. Термодинамика и теплопередача / А.В. Болгарский, Г.А. Мухачев. – М.: Высшая школа, 1964. – 458 с.

[12]. Polivyanchuk A. Effectiveness evaluation of the measuring system with a microtunnel MKT-2 for ecological diagnosis of diesel locomotives / A. Polivyanchuk, O. Kaslin, E. Skuridina // Двигуни внутрішнього згоряння, 2018. – № 2. – С. 72–76.

**EXPEDIENCY STUDY OF SAMPLE TEMPERATURE CONTROL IN THE ECOLOGICAL DIAGNOSIS SYSTEMS OF DIESEL ENGINES – MINI- AND MICROTUNNELS**

The work is devoted to solving the problem of ensuring the required accuracy of frequent-flow mini- and microtunnels - compact systems for controlling mass emissions of particulate matter from diesel engines, which arises due to the difference in temperature conditions of sample preparation in these tunnels and the reference measurement system - full-flow tunnel. According to the results of the analysis of regulatory documents - UNECE Rules R-49, R-96, international standard ISO 8178 and others, international and domestic experience in the use of dilution tunnels, it was established: technical characteristics and operating conditions of reference full-flow and part-flow tunnels, empirical dependencies characterizing the degree the influence of the sample temperature of diluted exhaust gases in the tunnel on the accuracy of measurements of mass emissions of particulate matter at various diesel operating modes. Mathematical models have been

developed to determine: sample temperatures in tunnels of various types, the resulting measurement error of the average operational emission of particulate matter - PM index, taking into account the influence of sample temperature in the tunnel on the accuracy of PM measurements. Based on the results of tests of 1Ч12/14 and 4ЧН12/14 diesel engines according to the ESC cycle and developed mathematical models, computational studies were carried out to assess the impact on the accuracy of the minitunnel and microtunnel with diameters of 10 cm and 3 cm, respectively, of the temperature conditions of sample preparation, which were compared with a reference system with diameter, 46 cm. The research results proved the feasibility of controlling the temperature of the sample in the microtunnel to eliminate significant methodological errors in the measurement of PM, which are -1.6 ... -1.7%. In a minitunnel, the corresponding errors are not significant and equal to -0.3 ... -0.4%. Since the thermal conditions for diluting the exhaust gases in the minitunnel and the reference system are approximately equal, there is no need to control the sample temperature in this system.

**УДК 629.5.06:629.543**

# УРАХУВАННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТАНКЕРІВ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ ІНДЕКСУ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

**ГОРБОВ Віктор, МІТЄНКОВА Віра**

У статті запропоновано методику урахування особливостей енергетичних установок танкерів, а саме наявності потужних допоміжних котлів, що працюють на ходовому режимі, при визначенні енергетичної ефективності для суден такого типу. Метою дослідження було визначення для ходового режиму реального рівня викидів $CO_2$ наливними суднами, що перевозять в'язкі рідини, різними методами і формулювання підходів до визначення додаткових складових формули для індексу енергетичної ефективності нових суден (EEDI), які враховують впливи від роботи допоміжних котлів. З огляду на широку номенклатуру рідких вантажів, що транспортуються сучасними наливними суднам, які, в свою чергу, можуть суттєво впливати на тип і теплову потужність котельних установок, обумовлювати вибір теплоносія і режиму підігріву, в даному дослідженні увагу було зосереджено на обладнаних паровими котлами танкерах для перевезення сирої нафти і темних нафтопродуктів. Запропоновано визначати додаткову емісію $CO_2$ в залежності від питомої витрати палива на допоміжні котли, типу палива, на якому працює це обладнання протягом рейсу, і коефіцієнту, на який впливає режим підігріву в'язкого вантажу. В свою чергу, питому витрату палива, якщо це значення не вказано у документації на нове судно, пропонується визначати в залежності від паропродуктивності котлів. Наведено результати розрахунків за номінальною паропродуктивністю і паропродуктивністю як функцією від дедвейту для нафтових танкерів для режиму підтримки температури вантажу протягом рейсу. Для цих двох підходів визначено змінення емісії $CO_2$ при урахуванні роботи допоміжних котлів, отримані значення порівняні між собою і з нормативними вимогами щодо енергетичної ефективності танкерів, які діють на сьогоднішній день. Аналіз отриманих результатів дав можливість оцінити доцільність введення додаткового компоненту для наливних суден у діючу формулу для визначення енергетичної ефективності.

## 1. ВСТУП

Екологічній ефективності суден приділяють значну увагу в рамках глобальної стратегії зниження антропогенного впливу на оточуюче середовище. Міжнародна морська організація (ІМО) впроваджує законодавчі ініціативи для зменшення негативного екологічного впливу водного транспорту. Основним регулюючим документом ІМО у цій галузі є Конвенція MARPOL 73/78, спрямована на зниження забруднення гідросфери і атмосфери під час експлуатації суден. На початок 2019 р. Додатком VI Конвенції MARPOL 73/78 регулюються викиди оксидів азоту, сірки і діоксиду вуглецю. Остання хімічна сполука відноситься до парникових газів, що призводять до руйнування озонового шару.

Згідно з даними, наведеними в дослідженнях ІМО, внесок морського транспорту в загальний рівень викидів $CO_2$ в 2012 р. становив 796 млн. т, або 2,2% від загальносвітового рівня, в 2007 р. це значення становило 885 млн. т і 2,8%, відповідно. Прогнозується, що в 2050 р. в порівнянні з 2012, емісія $CO_2$ збільшиться на 50...250%. Такий розкид даних обумовлений, з одного боку стійким зростанням обсягу морських перевезень, а з іншого – інтенсивним розвитком

енергозберігаючих технологій [1].

Якщо розглядати структуру світового флоту, то найбільший внесок у загальний обсяг викидів $CO_2$ здійснюють три типи суден – на контейнеровози, балкери і нафтові танкери припадає більше половини – 55%, або близько 1 млрд. т (рис. 1) [2]. Загальний обсяг викидів $CO_2$ у період з 2013 по 2015 рр. збільшився з 910 млн. т до 932 млн. т (+ 2,4%). У 2015 р. приблизно 2,6% загального обсягу світової емісії $CO_2$ припадало на світове судноплавство, причому більшість (87%) пов'язана з міжнародними перевезеннями. Внутрішні морські перевезення становили близько 9% від загального обсягу викидів $CO_2$, а на рибопромисловий флот припадало лише 4% [2].

Основними критеріями кількісної оцінки питомих викидів $CO_2$ суднами, запровадженими IMO, є індекси енергетичної ефективності для нових суден та суден, що знаходяться в експлуатації (EEDI і EEOI, відповідно). Для кожного типу суден, на які поширюється дія індексу енергетичної ефективності, введені обмежувальні криві на викиди діоксиду вуглецю. Планується, що нормативні вимоги до емісії $CO_2$ будуть запроваджуватися поетапно в період з 2013 по 2025 р., посилюючись на кожному етапі [3].

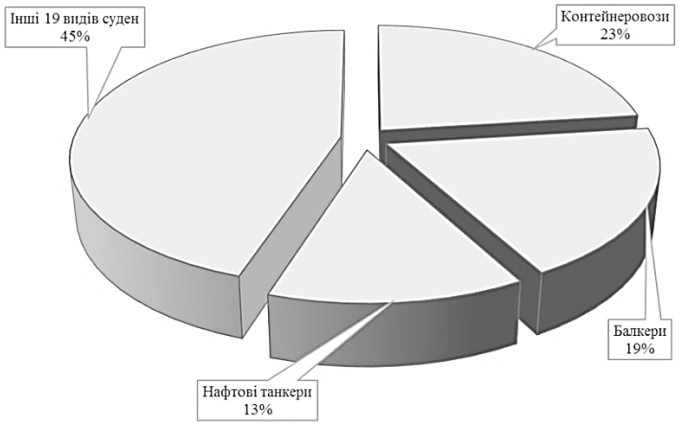



Рис. 1. Кількість викидів $CO_2$ за типами суден у 2013-2015 рр.

Структура EEDI регулярно уточняється. Так, в 2009 р. дія цього індексу поширювалося виключно на судна з дизель-механічними енергетичними установками, а у вимогах 2014 р. з'явилися доповнення щодо розширення дії індексу на газовози і круїзні судна з іншими типами пропульсивних установок (ПУ). Введено додаткові коефіцієнти, розширена номенклатура рекомендованих до використання палив [4, 5]. У формулі стали враховувати особливості енергоспоживання деяких типів суден. Наприклад, для газовозів, що транспортують зріджений природний газ (ЗПГ), враховуються додаткові витрати електричної енергії на систему повторної регазифікації вантажу, що випарився, або в разі відсутності такої системи, витрати на систему подачі випареного природного газу в двопаливні двигуни [5].

Ряд наукових публікацій присвячено особливостям розрахунку індексу

енергетичної ефективності для окремих типів суден, оцінці впливу різноманітних енергозберігаючих технологій на кінцеве значення емісії $CO_2$, в т.ч. числі є праці, автори яких пропонують і обґрунтовують необхідність уточнення і доповнення діючої структури EEDI.

Так, у публікації [6] пропонується уточнити порядок визначення індексу енергетичної ефективності для танкерів, обґрунтовуючи це наявністю у складі енергетичних установок таких суден потужних допоміжних котлів (ДК), що працюють і споживають паливо на ходовому режимі. При цьому автори не наводять конкретних методик урахування внеску ДК у базовій формулі для визначення EEDI, але рекомендують переглянути існуючі обмеження по викидам $CO_2$ танкери, наводячи нову відповідну залежність для визначення цих обмежень [6].

Уточнити структуру EEDI для газовозів, що транспортують зріджений природний газ, шляхом введення додаткових коефіцієнтів, що враховували б метановий скид, пропонує автор у роботі [7]. Дана пропозиція мотивується тим, що двигуни ЗПГ-газовозів нерідко працюють на природному газі, що випарився. З одного боку, робота на цьому паливі призводить до зниження емісії $CO_2$, а з другого – збільшується викид іншого парникового газу – метану [7]. З подальшим посиленням екологічних вимог може бути введено нормування й на інші парникові гази, а не лише на діоксид вуглецю.

Особливостям визначення індексу енергетичної ефективності контейнеровозів з урахуванням змінення пропульсивних характеристик реальних суден при встановленні різних головних двигунів присвячена робота [8]. Автори показують, що на стадії ескізного проектування фінальне значення EEDI слід враховувати при виборі моделі головного двигуна для ПУ. Аналіз структури і особливостей визначення енергоефективності з використанням реальних результатів ходових випробувань на прикладі контейнеровозу представлено у [9].

Оцінка EEDI для балкера *M/V Jules Garnier* на різних режимах навантаження двигуна на базі результатів ходових випробувань проведена у роботі [10].

Впливу від впровадження на судні різних технологій зниження витрат енергії на індекс енергетичної ефективності також присвячена низка публікацій. Наприклад, використання у складі систем охолодження забортною водою U-подібних охолоджувачів дає можливість знизити витрати палива на головні та допоміжні двигуни, як наводиться у роботі [11]. Оцінка ефективності використання на танкерах таких альтернативних палив як природний газ і метанол, а також внесок від використання утилізаційних турбогенераторів у загальне зниження викидів $CO_2$ представлено у [12, 13].

## 2.ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Таким чином, структура індексу енергетичної ефективності є динамічною, регулярно вводяться нові елементи, уточнюється визначення існуючих складових, дія формули розширюється на нові типи суден і пропульсивних установок. На думку авторів, є логічним і актуальним уточнення визначення EEDI для наливних суден з урахуванням їх особливостей, а саме – роботи потужних допоміжних котлів на ходовому режимі.

В якості об’єкту дослідження обрано наливні судна, оскільки:

– ці судна входять до групи «лідерів» щодо забруднення атмосфери, як показують дані, наведені вище;

– їх кількість щороку зростає, оскільки попит на сиру нафту і нафтопродукти, а також інші рідкі вантажі у світі є сталим;

– особливістю цього класу суден, принаймні тих видів, що транспортують в'язкі рідкі вантажі, є необхідність постійного підтримання їх у підігрітому стані для вивантаження, що вимагає наявності в складі суднової енергетичної установки (СЕУ) потужних джерел теплової енергії.

Метою дослідження є визначення реального рівня викидів $CO_2$ наливними суднами на ходовому режимі (для нових суден) різними методами і формулювання підходів до визначення додаткових складових формули для EEDI, які враховують вплив від роботи допоміжних котлів.

## 3.ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Показники, що впливають на EEDI, можна розділити на декілька груп: характеристики енергетичної установки (потужність головних і допоміжних двигунів, тип і витрата палива); мореплавні характеристики судна (дедвейт або брутто-тоннаж, швидкість); ряд безрозмірних коефіцієнтів, що враховують конструктивні особливості судна, район плавання, наявність інноваційних технологій щодо зниження втрат енергії [3].

EEDI визначається для наступного типу суден валовою місткістю більше 400 з головними дизельними пропульсивними установками (з прямою чи механічною передачею потужності на гвинт) [14]:

– балкери;

– газовози (для перевезення ЗПГ і зріджених нафтових газів);

– наливні (танкери та хімовози);

– контейнеровози;

– універсальні для перевезення генеральних вантажів;

– рефрижератори;

– комбіновані судна;

– круїзні пасажирські (більше 12 пасажирів на борту);

– типу Ro-Ro (пасажирські та вантажні).

Розглянемо детальніше структуру індексу енергетичної ефективності для нових суден [5].

$$EEDI = \frac{\left(\prod_{j=1}^{M} f_j\right)\left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)}\right) + \left(P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}\,*\right)}{f_i \cdot f_c \cdot f_l \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w} + \frac{\left(\left(\prod_{j=1}^{M} f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEeff(i)}\right) C_{FAE} \cdot SFC_{AE}\right) - \left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME}\right)}{f_i \cdot f_c \cdot f_l \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w} \quad (1)$$

* Якщо значна частина потреб в електроенергії на судні забезпечується за рахунок валогенераторів, то у розрахунках $SFC_{AE}$ замінюють відповідним значенням $SFC_{ME}$.

Частина складових, що входить до формули для EEDI, визначається за окремими залежностями, які в даній роботі не наводяться.

Складові базової формули для визначення EEDI:

*SFC* – питома ефективна витрата палива головних (індекс *ME*) і допоміжних двигунів (індекс *AE*), г/(кВт·год), *Capacity* в залежності від типу судна приймається рівною дедвейту або валовому регістровому тоннажу; $C_F$ – безрозмірний коефіцієнт кореляції між витратою палива і кількістю $CO_2$, що утворюється при його спалюванні, величина якого прямо залежить від вмісту вуглецю; $V_{ref}$ – швидкість судна на глибокій воді при максимально допустимій потужності двигунів, вузлів; $P_{ME(i)}$, кВт, приймається рівною 75% від номінальної встановленої потужності кожного головного двигуна (*i*-ого) після вирахування потужності, що підводиться до валогенераторів; $P_{PTO(i)}$, кВт, приймається рівною 75 % від потужності кожного валогенератора; $P_{PTI(i)}$, кВт, визначається лише у разі наявності пристроїв підведення додаткової потужності до валопроводів у складі пропульсивного комплексу; $P_{eff(i)}$, кВт, складає 75 % потужності, що виробляється з використанням інноваційних технологій вироблення енергії та передається на пропульсивний комплекс; $P_{AEeff(i)}$, кВт, складає 75 % від зниження потужності допоміжних двигунів в результаті використання інноваційних технологій для зменшення електричних втрат; $P_{AE}$, кВт – сумарна потужність допоміжних двигунів, необхідна для забезпечення всіх споживачів електричною енергією на ходовому режимі; $f_w$ – безрозмірний коефіцієнт, що враховує зниження швидкості судна при зміні метеорологічних умов; $f_{eff(i)}$ – коефіцієнт, що враховує використання на судні інноваційних технологій; $f_j$, $f_i$, $f_c$, $f_l$ – різні поправочні коефіцієнти, що враховують специфічні конструктивні елементи, льодовий клас суден, тощо.

Для кожного типу суден, на які поширюється дія індексу енергетичної ефективності, введені обмежувальні залежності на викиди діоксиду вуглецю, що розраховуються для наливних суден як [14]:

$$Required_EEDI = 1218{,}8 \cdot b^{-0{,}488} \qquad (2)$$

де *b* – це дедвейт, т.

Планується, що нормативні вимоги до емісії $CO_2$ будуть запроваджуватися поетапно в період з 2013 по 2025 рр., посилюючись на кожному новому етапі (табл. 1) [14].

Табл. 1 – Знижувальні фактори для обмежувальних кривих EEDI для танкерів

| Тип судна | Дедвейт, т | Етап 0 1/01/2013 - 31/12/2014 | Етап 1 1/01/2015 - 31/12/2019 | Етап 2 1/01/2020 - 31/12/2024 | Етап 3 з 1/01/2025 |
|---|---|---|---|---|---|
| Наливні судна | > 20000 | 0 % | 10 % | 20 % | 30 % |
| | 4000-20000 | – | 0-10% | 0-20% | 0-30% |

Зазначимо, що в нормативних документах IMO детально вказано, на які групи з перелічених вище суден поширюється дія EEDI, а на які не поширюється.

Що стосується наливних суден, індекс розраховується для суден, якими транспортуються наступні групи рідких вантажів [15]:

– хімічні (включаючи розплавлену сірку, вина, рослинні та харчові олії і жири, пиво, рідкий латекс, концентровані фруктові соки, інші рідкі хімічні речовини – луги, кислоти, рідкі добрива, тощо);

– нафтові (до них відносять сиру нафту, світлі і темні продукти переробки нафти, асфальти і бітуми, вугленафтові суміші або вуглемазутні суспензії);

– інші рідини (до цієї категорії включають воду, патоку, клеї, спиртовмісні речовини, капролактам).

У нормативному документі 2013 р. було зазначено, що на танкери для обслуговування нафтодобувних платформ (shuttle tankers) не поширюється дія індексу енергетичної ефективності, але у відкоригованому документі 2014 р. з уточненою методикою розрахунку EEDI було введено поправочні коефіцієнти для цієї групи наливних суден [5, 15]. Це ще раз свідчить про те, що структура індексу є динамічною і піддається регулярному коригуванню.

Більшу частину флоту наливних суден складають судна для перевезення сирої нафти, нафтопродуктів, асфальтів і бітумів, як вузькоспеціалізовані, призначені для транспортування лише однієї категорії вантажу, так і комбіновані для перевезення сирої нафти і нафтопродуктів або нафтопродуктів і деяких хімічних речовин. Зростає кількість спеціалізованих суден для перевезення олій і жирів. Взагалі, наливом сьогодні перевозиться більше 5000 різних вантажів [16].

В'язкі рідкі вантажі потребують підігріву (протягом всього рейсу або частини), насамперед це сира нафта, темні нафтопродукти, бітуми/асфальти, олії і жири. Для здійснення нормального вивантаження температура рідкого вантажу повинна бути щонайменше на 10°С вище температури застигання. При цьому режими підігріву можуть суттєво відрізнятися для різних типів вантажу, що особливо слід враховувати для танкерів, призначених для перевезення широкої номенклатури рідин. Взагалі рекомендується не перегрівати рідкі вантажі, а підігрівати їх поступово, щоб уникнути можливого вибуху (насамперед нафтопродукти) або псування товарних властивостей (насамперед для харчових олій, мастил і жирів рослинного чи тваринного походження). На вибір характеристик підігріву впливають також параметри оточуючого середовища – температури забортної води і повітря [17].

Згідно з Правилами класифікації та побудови морських суден як гріюче середовище для підігріву вантажу в танках допускається використання пари, гарячої води та органічних теплоносіїв. Використання інших теплоносіїв у кожному випадку повинно бути предметом спеціального розгляду Регістру [18]. Ці вимоги класифікаційних товариств обумовлюють наявність у складі СЕУ сучасних танкерів потужних парових або термомасляних котлів. Причому парові котли зазвичай встановлюються на танкерах для перевезення сирої нафти і продуктовозах, а термомасляні – на хімовозах і суднах для транспортування бітуму і асфальту [19-23].

В даному дослідженні автори розглядають лише СЕУ з паровими котлами, оскільки використання органічних теплоносіїв вимагає іншого обладнання і конструктивних схем систем підігріву, що, безумовно, вплине на підходи для визначення витрат палива на підігрів вантажу на танкерах.

Є декілька режимів підігріву в'язких вантажів на танкерах (насамперед для сирої нафті і нафтопродуктів): протягом всього рейсу (режим підтримки), режим

розігріву (за декілька днів до вивантаження), рівномірний підігрів у всіх танках (при перевезенні одного типу вантажу), різний підігрів у танках (для продуктовозів, що транспортують декілька сортів вантажу одночасно). Системи підігріву також розрізняються за конструкцією, типом теплоносія, окрім дозволених у Регістрі речовин використовуються також і вихідні гази – для систем з виносними підігрівачами. Тобто на кінцеві витрати палива для підігріву в'язкого вантажу на танкерах впливають не лише тип вантажу і параметри оточуючого середовища, але й обраний режим підігріву і конструктивне рішення системи підігріву, що враховується відповідними методиками розрахунку [24-26].

Дуже часто ці методики достатньо складні і вимагають значної кількості вихідних даних, що робить їх не дуже зручними для використання у формулі для визначення EEDI, складові якої задаються у вигляді відносно простих залежностей або як безрозмірні чисельні значення [24-26]. Це обумовлює потреби в розробці досить простої методики оцінки внеску від допоміжних парових котлів на танкерах з мінімально необхідною кількістю вхідних даних і достатнім ступенем достовірності кінцевих результатів.

При визначення індексу енергетичної ефективності у відповідних нормативних документах IMO пропонується спиратися на структурну схему, представлену на рис. 2 [5]. Схема відображає склад енергетичної установки типового судна з головним дизельним двигуном з прямою або редукторною передачею на гвинт, яка є найбільш розповсюдженою на сучасному морському транспортному флоті, включаючи танкери [27].

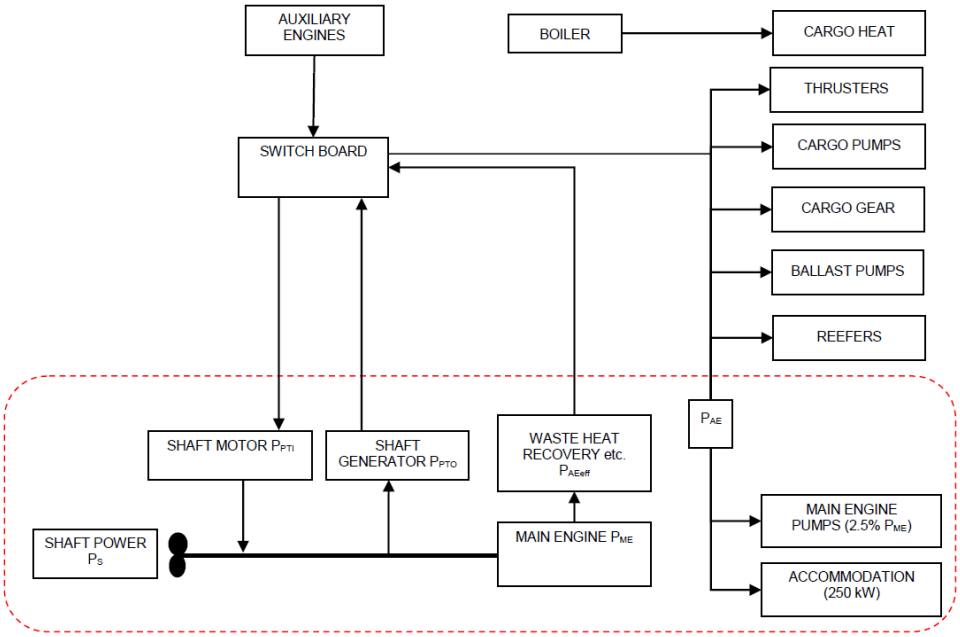



Рис. 2 – Спрощена структурна схема енергетичної установки суден, що підпадають під дію EEDI

Зазначимо, що з розширенням сфери дії EEDI на дизель-електричні, паротурбінні та комбіновані суднові енергетичні установки, запропоновані також інші відповідні базові структурні схеми, на які слід спиратися при розрахунках [28]. Пунктирною лінією на рис. 2 виділено ті елементи СЕУ внесок від яких враховується при визначенні енергетичної ефективності (припускається, що загальносуднові споживачі забезпечуються тепловою енергією без додаткової витрати палива – за рахунок утилізаційних котлів, що працюють на відхідних газах головних двигунів). В цій схемі в якості єдиного споживача теплової енергії, що виробляють суднові допоміжні котли, розглядяться системи підігріву вантажу (цей споживач присутній лише на наливних суднах, або комбінованих суднах, наприклад нафторудовозах), але даний елемент поки що винесено «за дужки» у формулі для EEDI. Вельми ймовірно, що розробники з часом планують враховувати його вплив, як вже, наприклад, враховують додаткові витрати електричної енергії на системи регазифікації або стиснення випареної частини вантажу на газовозах [5, 28].

Аналіз складу енергетичних установок сучасних танкерів, де використовується паровий підігрів в'язких вантажів, показав, що на таких суднах встановлені досить потужні котельні установки загальною паропродуктивністю 18-90 т/год (без урахування ДК для загальносуднових споживачів) [19-23]. Працюючи на ходовому режимі навіть протягом лише декількох днів, ці ДК вносять свій вагомий внесок в загальну емісію $CO_2$ судна. Хоча порядок обліку цього внеску в кінцеве значення EEDI для танкерів ще не розроблено, слід визначити наскільки він впливає на енергетичну ефективність і як це корелюється з нормативними вимогами для наливних суден.

Результати попередньої оцінки індексу енергетичної ефективності танкерів з урахуванням витрат палива на допоміжні котли, що виробляють пару на підігрів рідкого вантажу, представлено авторами у роботі [12]. Розрахунки показали, що питомі викиди $CO_2$ танкерами в цьому випадку збільшуються у 1,6-3 рази (рис. 3), порівняно зі значенням EEDI, визначеним за стандартною формулою, наведеною в MEPC.245(66) [5]. Додаткову емісію $CO_2$ допоміжними котлами пропонується розраховувати за аналогією як і для головних і допоміжних двигунів, додаючи у числівник наступну складову:

$$CO_2^{AB} = f_{ABeff} \cdot C_{FAB} \cdot G_{AB} \quad (3)$$

де $f_{ABeff}$ – коефіцієнт, що враховує завантаження котлів протягом рейсу;
$C_{FAB}$ – безрозмірний коефіцієнт кореляції між витратою палива і кількістю $CO_2$, що утворюється при його спалюванні в допоміжних котлах;
$G_{AB}$ – питома витрата палива на котли, г/год.
Для попередніх розрахунків питома витрата палива визначалася як [29, 30]:

$$G_{AB} = D^{AB} \cdot \frac{i^{II} - i^{I}}{\eta_{AB} \cdot Q_i^r} \quad (4)$$

де $D^{AB}$ – паропродуктивність котла, кг/год;

$i^{II}$, $i^{I}$ – ентальпія пари та живильної води, кДж/кг, відповідно;

$\eta_{AB}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) допоміжних котлів;

$Q^{r}_{i}$ – нижча теплота згоряння палива, на якому працює котел, кДж/кг.

Для попередньої оцінки приймалася номінальна паропродуктивність котлів, значення якої було наведено у характеристиках суден [19-23]. Ентальпія пари приймалася на лінії насичення при тиску 0,7 МПа (мінімальний робочий тиск котлів, вказаний виробниками), ентальпія живильної води визначалася при температурі 55°С [29, 31]. ККД допоміжних котлів приймався мінімальним для парових котлів танкерів – 82% [32].

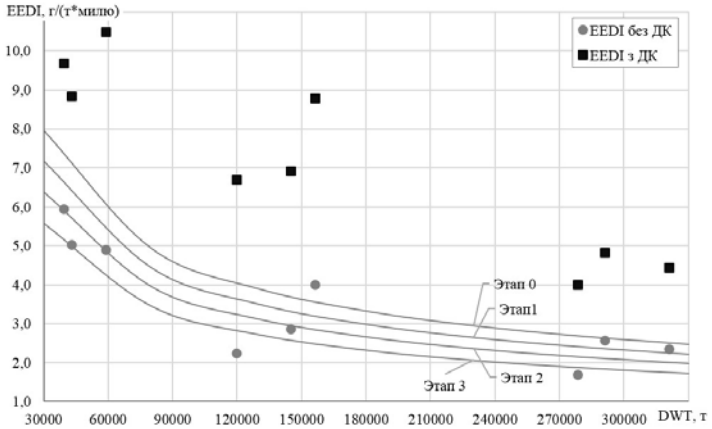



Рис. 3. Попередня оцінка EEDI для танкерів з урахуванням витрат палива на допоміжні котли і без урахування

Оскільки підігрів відбувається лише на ходовому режимі танкерів з вантажем, а на баластному переході котли не працюють, пропонується приймати $f_{ABeff}$ не більше 0,5, (приймаємо, що кількість рейсів з вантажем і у баласті однакова). Значення $f_{ABeff}$ = 0,5 відповідає експлуатації системи підігріву вантажу у режимі підтримки, коефіцієнт може бути зменшений для режиму розігріву.

При попередній оцінці приймалися наступні допущення:

– ДК протягом рейсу працюють лише на важкому паливі;

– інші потреби у тепловій енергії для загальносуднових споживачів компенсуються за рахунок утилізаційних котлів або комбінованих, що на ходовому режимі працюють на відхідних газах двигунів;

– ДК працюють протягом всього рейсу з постійною паропродуктивністю (система підігріву вантажу спроектована на режим підтримки).

Подальший аналіз отриманих результатів показав, що методика розрахунку витрат палива котлами і коефіцієнту завантаження даного обладнання потребує уточнення з урахуванням реальних умов експлуатації судна, типу танкера і вантажу, що транспортується, довжини рейсу, технічних характеристик сучасних котлоагрегатів у морському виконанні.

На рис. 4 представлені уточнені результати розрахунку EEDI для 9 танкерів, призначених для перевезення сирої нафти і нафтопродуктів [19-23]. В цих

розрахунках ККД парових котлів приймався 92% (середній ККД сучасних допоміжних парових котлів в широкому діапазоні навантажень), ентальпія живильної води приймалася при 60°С, а ентальпія пари – при тиску 1 МПа на лінії насичення (середній в робочому діапазоні тиск суднових допоміжних котлів з паропродуктивністю від 10 т/год) [27, 30].

Значення EEDI з урахуванням роботи ДК розраховувалися для двох значень паропродуктивності. Один варіант розрахунків проводився для номінального значення цього параметру, вказаного у документації на судна, на рис. 4 – EEDI з ДК (ном) [19-23]. Для другого варіанту витрата пари приймалася 0,3-0,5 кг пари на 1 т дедвейту, ці значення отримані за допомогою статистичної обробки даних для реальних нафтових танкерів, на рис. 4 – EEDI з ДК (dwt) [26]. При цьому більші значення з діапазону 0,3-0,5 кг/т відноситься до суден з дедвейтом менше 20000 т, а менші – до більш великих суден [26].

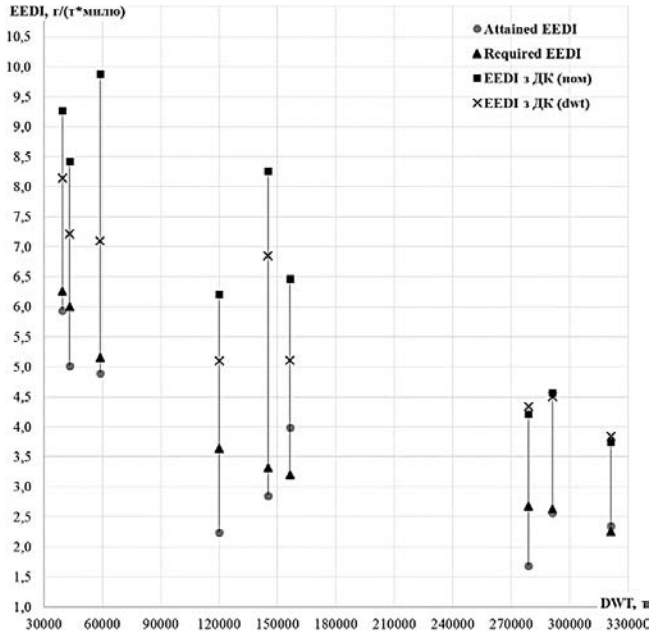
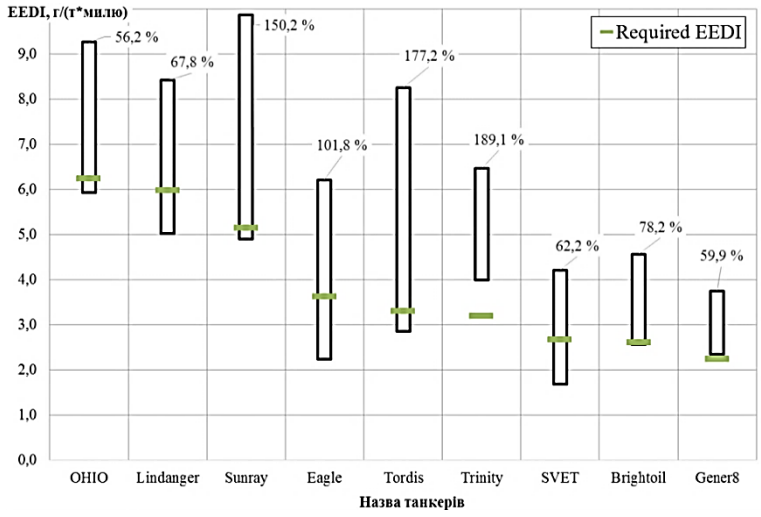



Рис. 4 – Уточнена оцінка EEDI для танкерів з урахуванням витрат палива на допоміжні котли і без урахування: *Attained EEDI* – значення, розраховане за формулою (1); *Required EEDI* – значення, розраховане за формулою (2) з урахуванням коефіцієнтів з табл. 1; *EEDI з ДК (ном)* – значення, розраховане з урахуванням формул (3) і (4) для номінальної паропродуктивності; *EEDI з ДК (dwt)* – значення, розраховане з урахуванням формул (3) і (4) для паропродуктивності в залежності від дедвейту

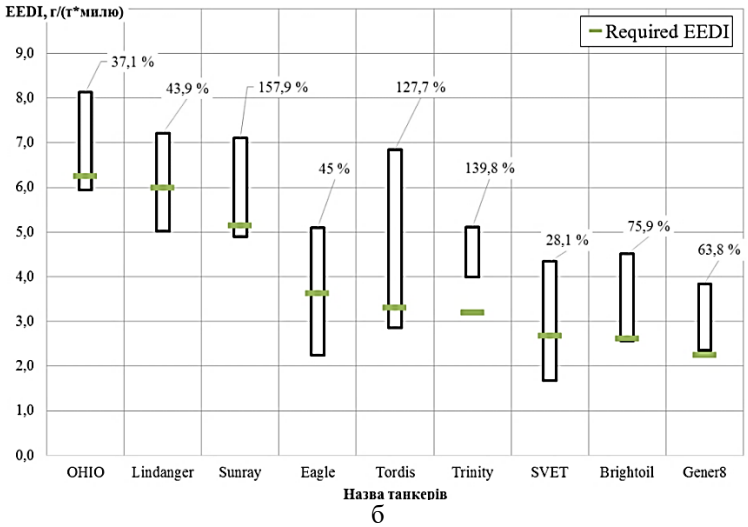
Нормативне значення EEDI (Required EEDI) на рис. 4 також представлено у вигляді точок, а не обмежувальних кривих, як на рис. 3 (традиційне представлення цієї групи даних). З дев'яти розглянутих танкерів 2 підпадають під дію Етапу 0, а

інші 7 – Етапу 1 (табл. 1).

Як видно з рис. 4 розраховані значення індексу енергетичної ефективності за номінальною паропродуктивністю допоміжних котлів дають трохи більші значення, ніж ті, де паропродуктивність визначається в залежності від дедвейту танкерів. Виключенням є два великотоннажні судна дедвейтом 278731 т і 321075 т, але різниця у розрахованих обома способами значеннях для них складає лише 3 % і 2,4 %, відповідно.




а




б

Рис. 5 – Розкид між розрахунковими значеннями EEDI для танкерів з урахуванням витрат палива на допоміжні котли і без урахування: а – верхні значення розраховані за номінальною паропродуктивністю; б – верхні значення розраховані за паропродуктивністю в залежності від дедвейту

Для більш наочної демонстрації розкиду даних для чотирьох груп значень для кожного судна вони з'єднані прямими вертикальними лініями. Як видно з рис. 4 значення *Attained EEDI* менше *Required EEDI* для всіх танкерів окрім суден дедвейтом 156300 т і 321075 т (танкери *Trinity* і *Gener8 Hector*, відповідно). Рис. 4 демонструє насамперед якісний розкид для чотирьох груп значень, а кількісний представлено на рис. 5.

Дані на рис. 5 також дають можливість порівняти не тільки різницю у викидах $CO_2$ для танкерів з урахуванням роботі допоміжних парових котлів, але і другу групу значень, розраховану за різними значеннями паропродуктивності (номінальними і в залежності від дедвейту – рис. 5а і 5б, відповідно). З рис. 5 видно, що при урахуванні роботи допоміжних парових котлів для підігріву вантажу протягом рейсу питомі викиди $CO_2$ можуть збільшуватися на 56%-190%, якщо задаватися на вході номінальною паропродуктивністю (рис. 5а), і на 28%-158% для паропродуктивності в залежності від дедвейту (рис. 5б). Середня різниця між двома групами верхніх значень на рис. 5а і 5б складає 12%, що є прийнятною розбіжністю, оскільки при проектуванні систем підігріву вантажу допустимим відхиленнями по потрібній кількості теплоти вважаються 15-20% [24-26].

Слід відмітити, що для всіх суден, які розглядалися, розрахункові значення EEDI з урахуванням роботи допоміжних котлів перевищують встановлені нормативні в діапазоні 40%-148% (в середньому на 78%) і 20-106 % (в середньому на 55%) на рис. 5а і 5б, відповідно.

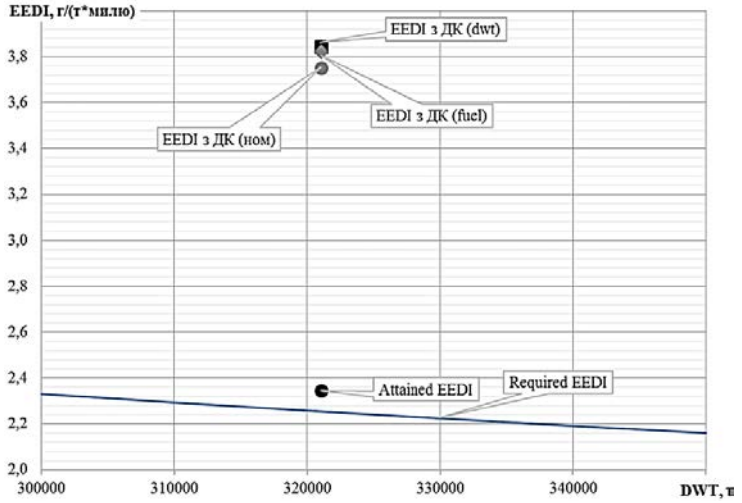



Рис. 6 – Порівняння розрахункових і нормативних значень EEDI для танкера Gener8 Hector з урахуванням витрат палива на допоміжні котли і без такого урахування: *EEDI з ДК (fuel)* – значення, розраховане з урахуванням формул (3) і (4) для реальної проектної витрати палива ДК; інші позначення як на рис. 4

Для оцінки коректності методів розрахунку, що використовувалися для отримання значень на рис. 4-5, слід порівняти їх з реальними даними щодо витрат палива для допоміжних котлів. Нажаль така інформація не завжди наводиться в характеристиках судна, але для танкера для перевезення сирої нафти *Gener8 Hector*

2016 р. побудови представлені дані щодо добової витрати палива на допоміжні котли [23]. На рис. 6 представлено порівняння розрахункових значень EEDI для судна *Gener8 Hector* з урахуванням реальних даних щодо добового споживання палива ДК. Різниця між EEDI з ДК для трьох різних варіантів складає лише 0,5-1,8%, тобто методи для отримання *EEDI з ДК (ном) і EEDI з ДК (dwt)* (рис. 4) добре корелюються і дають змогу враховувати реальний внесок у емісію $CO_2$ судновими ДК.

**4.ВИСНОВКИ**.

На сьогоднішній день танкерним флотом перевозиться більше 5000 різних рідких вантажів, причому в'язкі рідини потребують обов'язкового підігріву протягом всього рейсу або його частини для можливості подальшого вивантаження.

Це обумовлює особливість сучасних наливних суден – наявність у складі СЕУ і робота на ходовому режимі потужних допоміжних котлів для вироблення теплової енергії для підігріву в'язких рідких вантажів. Оскільки при експлуатації ДК спалюється паливо, на думку авторів, це обов'язково слід враховувати при визначенні індексу енергетичної ефективності для цієї групи суден.

У структурі танкерного флоту переважають судна для перевезення сирої нафти і нафтопродуктів, для підігріву яких передбачаються ДК сумарною паропродуктивністю до 90 т/год. На витрати палива для ДК впливають: тип вантажу, параметри оточуючого середовища, режим роботи і конструкція системи підігріву. Додаткову емісію $CO_2$ для режиму підтримки пропонується розраховувати як добуток питомої витрати палива (г/год), коефіцієнту кореляції між витратою палива і кількістю $CO_2$ і коефіцієнту, що враховує завантаження ДК протягом рейсу. Останній коефіцієнт пропонується приймати 0,5 для експлуатації системи підігріву вантажу у режимі підтримки.

Витрати палива на котли для режиму підтримки можна розраховувати за номінальною паропродуктивністю або задаватися паропродуктивністю як функцією від дедвейту для нафтових танкерів.

В цьому випадку протягом рейсу питомі викиди $CO_2$ можуть збільшуватися на 56%-190%, якщо задаватися на вході номінальною паропродуктивністю, і на 28%-158% для паропродуктивності в залежності від дедвейту.

Для всіх суден, які розглядалися в дослідженні, розрахункові значення EEDI з урахуванням роботи допоміжних котлів перевищують встановлені нормативні в діапазоні 40%-148% (в середньому на 78%) і 20-106% (в середньому на 55%), відповідно, за значеннями паропродуктивності, наведеними вище. Ці дані корелюються з розрахунковими для реальних добових витрат палива на ДК. Це підтверджує необхідність урахування внеску від роботи ДК при визначенні енергетичної ефективності наливних суден.

***Перспективи подальших досліджень*** у даному напрямку будуть пов'язані з розробкою коригуючих коефіцієнтів для розрахунку викидів $CO_2$ ДК, якщо система підігріву вантажу спроектована на режим розігріву. Також слід розробити окрему методику визначення втрат палива для термомасляних котлів, що поширені на танкерах для перевезення асфальту/бітуму, а також хімовозах і комбінованих наливних суднах для транспортування технічних і харчових олій і жирів різного походження.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1] Third IMO GHG Study 2014. Executive Summary and Report. IMO, 2015. 295 p.

[2] Olmer N. et al. Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015. Washington: ICCT, 2017. 38 p.

[3] Resolution MEPC.281(70). Amendments to the 2014 guidelines on the method of calculation of the attained energy efficiency design index (EEDI) for new ships (Resolution MEPC.245(66), as amended by Resolution MEPC.263(68)).

[4] Горбов, В. М., Митенкова В. С. Оценка выбросов диоксида углерода судовыми дизельными установками. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2012. № 2. С. 92–95.

[5] Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships. IMO, MEPC.245(66), Annex 5, 2014.

[6] Ančić I., Maja Perčić M., Gerasimos Theotokatos G., Vladimir N. A novel approach towards more realistic energy efficiency regulations for tankers. *Proceedings of MOSES 2019*: Conference 2nd International Conference on Modelling and Optimisation of Ship Energy Systems. Glasgow, 2019. P. 183-188.

[7] Roy B. Energy efficiency regulations for LNG carriers. *International Council on Clean Transportation*. 2016.

[8] Constantin G., Amoraritei M. Analysis of the energy efficiency design index for two container ships and EEDI influence on propulsion performances. *The annals of «Dunarea de Jos» university of Galati. Fascicle XI – Shipbuilding.* 2018. P. 127–132.

[9] Borkowski T., Kasyk L., Kowalak P. Energy efficiency design index of container vessel – operational approach. *Journal of KONES. Powertrain and Transport*. 2012. Vol. 19, No. 4. P. 93–100.

[10] Tran T. A. Calculation and Assessing the EEDI Index in the Field of Ship Energy Efficiency for M/V Jules Garnier. *Journal of Marine Science: Research & Development*. 2016. Vol. 6. Issue 6. (9)

[11] Aijjou A., Bahatti L., Raihani A. Enhanced Ship Energy Efficiency by Using Marine Box Coolers. *Advances in Science, Technology and Engineering Systems Journal*. 2018. Vol. 3, No. 6. P. 83–88.

[12] Горбов В. М., Митенкова В. С. Анализ способов повышения энергетической эффективности нефтяных наливных судов. *AZƏRBAYCAN DÖVLƏT DƏNĠZ AKADEMĠYASININ ELMĠ ƏSƏRLƏRĠ (Научные труды Азербайджанской государственной морской академии)*. 2019. № 1. С. 97-103.

[13] Трушляков Є. І., Горбов В. М., Мітєнкова В. С., Зубарєв А. А. Оцінка ефективності використання альтернативних палив на танкерах. *Міжнародна науково-практичні конференція, присвячена пам'яті професорів Фоміна Ю. Я. і Семенова В. С.* (FS-2019, 24-28 квітня, Одеса-Стамбул-Одеса). Одеса : Одеський національний морський університет, 2019. С. 38–46.

[14] Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. IMO, 2016.

[15] MEPC.231 (65) – 2013 Guidelines for Calculation of Reference Lines for Use with the Energy Efficiency Design Index (EEDI)

[16] Jager P. Carriage of sensitive chemical cargoes. *Standard Safety: Tankers*. 2018. May. P. 11–13.

[17] Sapra R. Cargo oil heating practices. *Standard Safety: Tankers*. 2018. May. P. 16–18.

[18] Правила класифікації та побудови морських суден. Київ: Регістр судноплавства України, 2011. Т. 3. 620 с.

[19] *Significant Ships of 2012*. London: RINA, 2013.
[20] *Significant Ships of 2013*. London: RINA, 2014.
[21] *Significant Ships of 2014*. London: RINA, 2015.
[22] *Significant Ships of 2015*. London: RINA, 2016.
[23] *Significant Ships of 2016*. London: RINA, 2017.
[24] Кутыркин В. А., Постников В. И. Специальные системы нефтеналивных судов: справочник. М.: Транспорт, 1983. 192 с.
[25] РД5Р.5524-82 Системы подогрева жидких грузов морских нефтеналивных судов Правила и нормы проектирования. Л.: ЦНИИ им. А. Н. Крылова, 1982. 105 с.
[26] Ситченко Л. С., Макаров В. Г. Основы проектирования грузовых и обеспечивающих систем танкеров: учебное пособи. Л.: ЛКИ, 1984. 104 с.
[27] Горбов, В. М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник. Миколаїв: НУК, 2010. 624 с.
[28] Class NK (2016). IACS Procedural Requirement No.38 (Rev.1) in relation to Energy Efficiency Design Index (EEDI). Tokyo, Japan Technical Information No. TEC-1073.
[29] Горбов В. М., Єсін І. П., Мітєнкова В.С. Основи суднової енергетики: збірник практичних завдань. Миколаїв : НУК, 2018. 244 с.
[30] Заблоцкий Ю. В., Карьянский С. А., Сагин С. В. Судовые паровые котлы. Тепловой баланс и расчет теплообмена в поверхностях нагрева: учебное пособие. Одесса: НУ «ОМА», 2017. 208 с.
[31] Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1984, 80 с.
[32] Енин В. И., Денисенко Н. И., Костылев И. И. Судовые котельные установки: учеб. для вузов. М.: Транспорт, 1993. 216 с.

## CONSIDERING THE FEATURES OF POWER PLANTS OF TANKERS IN CALCULATING THE ENERGY EFFICIENCY INDEX

The study contains the proposed approach to calculating the energy efficiency index for tankers considering the features of their power plants, namely the existence of large-capacity auxiliary boilers. The objective of the study is to determine in various ways the actual level of carbon dioxide emission by dirty tankers during voyages. The approaches to calculating the additional elements of the equation for energy efficiency design index (EEDI) have also been formulated; the impact of auxiliary boilers operation is taking into account. Modern tankers can carry a wide range of liquid cargos that may have a significant impact on the type and capacity of boilers as well as heat transfer medias and heating modes. This study has been focused on the dirty tankers equipped with steam boilers. It is suggested to determine the additional emission of carbon dioxide depending upon the specific fuel consumption for auxiliary boilers, the type of fuel, which boilers operate on, and the factor that is dependent on the heating mode of carried viscous cargo. Specific fuel consumption in turn is proposed to determine according to the boiler steam rate, if this value is not specified in newly-built ship specification. The study contains the results of the calculations relating to both rated steam rate and steam rate as function of the deadweight of oil tankers for fixed temperature heating mode of liquid cargo during voyage. It has been quantified carbon dioxide emission changes taking into account auxiliary boilers operation. The values obtained have been compared with each other and with current required ones of the energy efficiency for tankers. An analysis of the results has allowed to estimate the feasibility of introducing the new additional element to the equation for energy efficiency in the case of tankers.

**УДК 62-5.**

# ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПСИХОФІЗІОЛОГІЧНОГО СТАНУ ВОДІЯ В ІНФОРМАЦІЙНИХ СИСТЕМАХ МОНІТОРИНГУ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

**МАЛАЙЧУК Валентин, КЛИМЕНКО Світлана, СТАЦЕНКО Володимир**

В статті представлено перспективні системи моніторингу параметрів психофізичного стану водія для забезпечення інформаційної безпеки при експлуатації транспортних засобів за допомогою програмно-апаратного комплексу. Наведені особливості проведення багатофакторної дистанційної ідентифікації психофізіологічного стану водія в інформаційній системі моніторингу безпечної експлуатації транспортного засобу. Представлено алгоритм отримання ідентифікаційних даних для програмно-апаратного комплексу ідентифікації та моніторингу психофізичного стану водія транспортного засобів.

## 1. ВСТУП

Транспортні засоби з самого початку свого існування були «об'єктами підвищеної небезпеки». Спочатку це характеризувалось загрозами для здоров'я та життя людей внаслідок ДТП. З підвищенням потужності, маси, пасажиромісткості транспортних засобів питання їх безпечної експлуатації ставали все більш актуальними. Серед ризиків, притаманних експлуатації транспортних засобів виділяють декілька груп: ризики зв'язані з погіршенням технічного стану транспортного засобу, ризики зв'язані з психофізіологічним станом водія, ризики зв'язані з неправомірним використанням транспортного засобу. Для протидії реалізації загроз, що зв'язані с цими ризиками традиційно використовують низку нормативно-правових, технічних та організаційних заходів [1], комплексне використання яких дозволяло забезпечити ймовірність ризиків на достатньому рівні. Але сучасний стан розвитку транспортної галузі, невпинне зростання вимог що до безпеки та впливу на навколишнє середовище вимагають підвищення вимог що до об'єктивності моніторингу безпеки експлуатації. З розвитком інформаційних технологій, штучного інтелекту та «хмарних рішень» стає можливим побудова комплексної системи моніторингу з новими рішеннями для підвищення інформаційної безпеки при експлуатації транспортних засобів

## 2.ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

В роботі розглядаються психофізіологичні характеристики водія, особливості ідентифікації його стану шляхом комп'ютерного психометричного тестування. Зроблено огляд перспективних систем тестування з використанням компьютера та штучного інтелекту, з можливостю оперативної передачі результатів моніторингу в «хмарні сховища» з метою накопичення статистики та вдосконалення контролю над безпечним рухом транспортних засобів у режимі «реального часу». Метою дослідження є аналіз використання комп'ютерного психометричного тестування для оцінки рівня тривожності та уваги, які є основними для оцінки стану водія, від якого залежить безпечність експлуатації транспортних засобів. Ці питання розглянуто в наукових виданнях [2,3].

## 3.ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Водій, як оператор складної технічної системи повинен бути не тільки фізично здоровим, але й психічно нормальним, адже його «надійність», тобто можливість певний проміжок часу працювати без ДТП, залежить від низки властивостей [4]. Людина – особистість. Ми усі так схожі та несхожі друг на друга. Кожен з нас це особистість, єдина та неповторна у світі. Психічне становище людини – дуже складне та мало відоме не лише тим, хто поруч - нашому оточенню, але і кожному із нас. Ми не залюбки говоримо про це, щось розказуємо. Психологи о нас знають більш, ніж ми. Вони спостерігають, вони розпитують, вивчають. Створили науку – психологію. Людина складається з із двох складових – матеріальна складова (тіло) та ідеальна (невидима) складова (душа), рис.1.

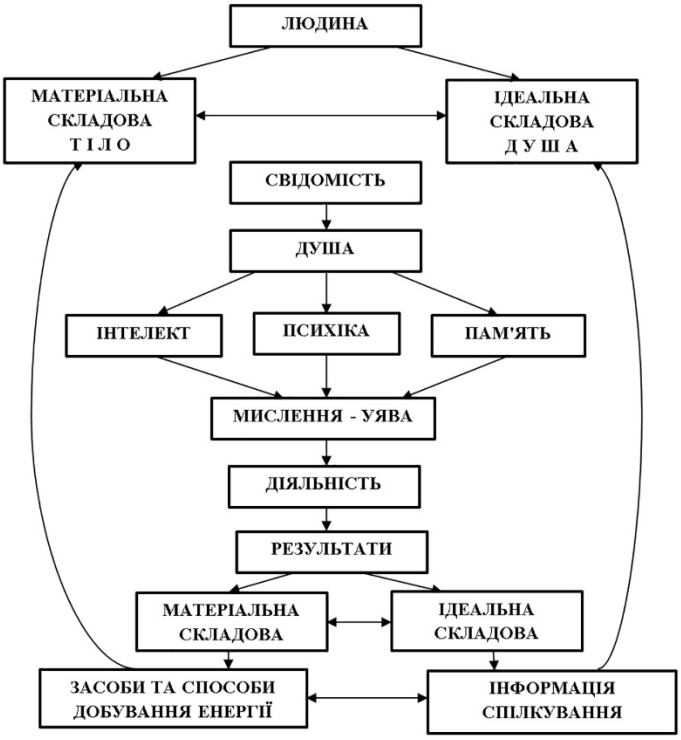



Рис.1. Душа та психіка в житті людини

Від стану душі залежить працездатність бідь якої людини, а від стану водія – безпека транспорта, безпека його життя та інших. Поганий психічний стан – це вже погано. Психолог це може оцінити шляхом співбесіди, а водія під час виконання рейсу можна оцінити шляхом комп’ютерного психометричного тестування.

Комп'ютерне психометричне тестування - це інформаційна взаємодія людини і комп'ютера: інформаційні стимули (питання, завдання) формуються на екрані комп'ютера, а відповіді (рішення) реалізуються за допомогою його клавіатури. Функціональна схема такої взаємодії представлена на рис. 2.

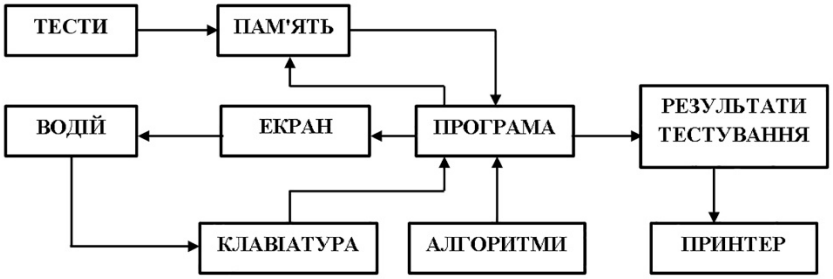



Рис.2. Функціональна схема психометричного тестування водія

У пам'яті комп'ютера міститися інформаційні стимули: тестові питання або завдання і варіанти відповідей на них. Їх інформативність характеризується числом знаків тесту на екрані комп'ютера S (k), де k - номер стимулу. Одночасно вимірюється і запам'ятовується час T (k) - реакції тестуємого водія на кожен стимул з моменту його появи на екрані і до початку відповіді на цей стимул. Очевидно, що чим більше знаків в стимулі (питанні, арифметичному виразі, таблиці), там більше інформації, яка повинна обробляти в розумі тестуємого (читання, осмислення змісту питання або завдання, підготовка і прийняття рішення). Так як відповіді і рішення мають порівняно простий вид («так», «ні», «не знаю», «більше», «менше», «дорівнює», «часто», «рідко», «іноді», «ніколи»), то вони кодуються цифрами (+1, 0, -1, 2, 3, 4) та запам'ятовуються R (k).

Таким чином, процес комп'ютерного тестування математично описується трьома дискретними функціями:

1) S (k) - інформаційний числовий показник k-го стимулу;

2) T (k) - час реакції на цей стимул;

3) R (k) - рішення, яке приймає пацієнт.

Цілком очевидно, що значення цих функцій хоча і є випадковими величинами зі своїми статистичними закономірностями при кожному тестуванні, але містять інформацію про стан психіки особистості, що тестується, або зміні стану при повторних тестуваннях. Шляхом запам'ятовування, накопичення та обробки результатів тестування надаються можливість формування за експериментальними даними математичних моделей психічного стану особистості, оцінювати зміни цього стану в часі, при стресах, фрустрації, конфліктах, кризи.

Для водія головне - відсутність тривожності та добра увага. Розглянемо ці два тести.

**Комп'ютерне психометричне дослідження уваги.**

При бланковим методі тестування для оцінки уваги використовується методика Шульте, відповідно до якої водію видається бланк з таблицею 5х5. У таблиці міститься 25 чисел, розміщених у випадковому порядку. Тестуємий водій повинен записати ці цифри в порядку зростання. У простому випадку це цифри от1 до 25, в складному - від 11 до 35. Оцінюється число помилок і час виконання завдання. Чим вони більші, тим гірше увага та менше працездатність.

Розглянемо комп'ютерні варіанти реалізації цього дослідження. Тестом є послідовність таблиць-стимулів різних розмірів, що містять двозначні випадкові числа, наприклад:

| | | |
|---|---|---|
| 11 | 17 | 25 |
| 28 | 13 | 15 |
| 18 | 29 | 31 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| 61 | 28 | 32 | 11 |
| 18 | 55 | 40 | 38 |
| 25 | 12 | 10 | 42 |
| 64 | 31 | 21 | 48 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| 13 | 26 | 41 | 70 | 21 |
| 42 | 30 | 71 | 62 | 83 |
| 48 | 56 | 90 | 70 | 17 |
| 31 | 44 | 81 | 68 | 60 |
| 20 | 32 | 28 | 12 | 71 |

Таблиці-стимули відрізняються своїми розмірами 3x3, 4x4, 5x5, 6x6, 7x7 з кількістю знаків 18, 32,50, 72, 98. Кожна така таблиця - це інформаційний стимул і-того типорозміру з (i = 1, 2, 3, 4 , 5) з різною кількістю інформації. Тест може складатися з 50 символів по 10 кожного типорозміру і з різними випадковими числами, які ніколи не повторюються, так як формуються програмою комп'ютера для кожного тестування. Стимули-таблиці послідовно з'являються на екрані комп'ютера. Завдання пацієнта - знайти максимальне число і набрати його на клавіатурі. Вимірюється час з моменту появи стимулу до моменту закінчення набору цифр. Результати тестування запам'ятовуються у вигляді таблиці з наступними даними (табл.1.).

Таблиця 1 – Результати тестування

| $k$ | 1 | 2 | 3 | … | 49 | 50 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $S(k)$ | 18 | 50 | 32 | … | 98 | 72 |
| $M(k)$ | 29 | 41 | 78 | … | 76 | 81 |
| $R(k)$ | 29 | 41 | 70 | … | 66 | 80 |
| $T(k)$ | 2,8 | 5,3 | 3 | … | 10 | 9 |
| $П(k)$ | 1 | 1 | 0 | … | 1 | 0 |

Тут $k$ – номер стимулу-таблиці ( $k = 1,2,...,50$ ), $S(k)$ – інформативність $k$ -того стимулу, $M(k)$ – максимум $k$ -того стимулу, $R(k)$ – рішення водія по $k$ -тому стимулу, $T(k)$ – час підготовки $k$ -того рішення, $П(k)$ – код рішення (правильність рішення)

$$П(k) = \text{sgn}(0{,}5 - |R(k) - M(k)|.$$

Код рішення $П(k)$ приймає значення 1, якщо рішення $R(k)$ співпадає з максимумом стимулу $M(k)$ , та 0 – якщо не співпадає.

Шляхом обробки первинних даних тестування (табл. 3.1.) отримаємо діагностичні показники уваги: 1) числа правильних відповідей $n(i)$; 2) середні значення часу на один стимул $i$-го типорозміру; 3) середнє значення швидкості обробки стимулу $i$-го типорозміру.

Для виділення стимулів різних типорозмірів вводяться 5 стімульних функцій $F_i(k),\ i=1,2,3,4,5$, які дорівнюють 1, якщо стимули відносяться до $i$-ого типорозміру, і 0, якщо не відносяться. Тоді показники тестування як число правильних відповідей, середні значення часу $\overline{T}(i)$ і швидкості $\overline{V}(i)$ підготовки рішень обчислюються по формулам

$$n(i)=\sum_{k=1}^{50} П(k)F_i(k),\qquad \overline{T}(i)=\frac{1}{10}\sum_{k=1}^{50}T(k)F_i(k),$$

$$\overline{V}(i)=\frac{1}{10}\sum_{k=1}^{50}\frac{S(k)}{T(k)}F_i(k)$$

Ці показники зводяться в таблицю 2 і характеризують залежність уваги від інформативності стимулів

Таблиця 2 – Показники залежності уваги від інформативності стимулів

| $i$ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|
| $n(i)$ | 9 | 10 | 8 | 7 | 7 |
| $\overline{T}(i)$ | 4 | 6 | 8 | 11 | 13 |
| $\overline{V}(i)$ | 2,25 | 5,33 | 6,28 | 6,54 | 7,5 |
| $V_m(i)$ | 3,2 | 6,8 | 8,1 | 7,2 | 8,7 |
| $в_i\%$ | 63,3 | 78,2 | 61,1 | 62,2 | 63,5 |

Тут $V_m(i)$ – максимальне значення швидкості обробки стимулів $i$-го типорозміру

$$\underset{k}{MAX}\left[V(k)F_i(k)\right]=V_m(i).$$

Як показник, що чисельно характеризує залежність уваги водіїв від інформативності стимулів у відсотках, вибрано добуток числа правильних відповідей відносно значення швидкості.

$$в_i\%=10\frac{n_i\overline{V}(i)}{V_m(i)}.$$

Узагальнений показник уваги за результатами тестування отримаємо шляхом їх усереднення

$$B\% = \frac{10\sum_{k=1}^{5} n_i \overline{V}(i)}{\sum_{k=1}^{5} V_m(i)}.$$

Щоб оцінити стійкість уваги, тобто здатність людини добре працювати без помилок, протягом тривалого часу, необхідно порівняти результати тестування першої половини тесту з результатами другої половини, при цьому тест повинен відповідати наступній вимозі: інформативність першої і другої половини повинна бути однаковою.

Третій показник уваги - це переключення. Для його оцінки можна стимули тесту розділити на два види: для одного з них визначаються максимальні числа стимулів-таблиць, а для другого виду шукаються і визначаються мінімальні числа. Стимули кодуються: в найпростішому випадку - це їх назви max і min, хаотичними (наприклад, по 5 max і min кожного типу).

Результати тестування порівнюються як виборки випадковихх величин по критеріям математичної статистики таких як критерій Стьюдента, Хі-квадрат, Вілкоксона, Фішера. Для оцінки можливості переключення порівнюються результати двох тестувань: по однорідній та не однорідній последовності стимулів. Для отримання надійних результатів оцінки стійкості уваги необхідно збільшувати число стимулів принаймні в 2 рази (з 50 до 100).

Розглянемо ще один більш простий тест на увагу шляхом дослідження розумової діяльності водіїв за результатами порівняння двох однозначних стимульних цифр (варіант 1), двох двозначних цифр (варіант 2) та двох трьохзначних цифр (варіант 3). Стимули-цифри відрізняються один від одного кількістю інформації (2, 4, 6). Спостерігаючи послідовність цифр-стимулів, водії шляхом їх порівняння повинні визначити які з них більші, меньші або вони рівні. Рішення приймаються наступним чином: 1) якщо ліва цифра більше правої, то натиснути знак більше (>) на клавіатурі комп'ютера; 2) якщо цифра зліва менше цифри праворуч, то натиснути клавішу знака менше (<); 3) якщо цифри дорівнюють, то натиснути знак рівності (=). Ці рішення *R(k)* фіксуються програмою як послідовність 1, -1, 0 і одночасно вимірюється час *T(k),* що був затрачений на вирішення кожної задачі.

За вибором психолога можна застосовувати два варіанти тестування: 1) тестування починається спочатку із порівняння 30 однозначних цифр-стимулів після них 30 двозначних і потім 30 трьохзначних стимулів;
2) 90 цифр-стимулів (по 30 кожного типу розміру) з'являється на екрані комп'ютера хаотично.

По кожному приймається рішення >, <, =, фіксується функція рішення *R(k),* запам'ятовується та обробляється. У кожній групі стимулів одного типорозміру 10 задач на «більше», 10 – задач на «менше» і 10 на «дорівнює».

Ключ тесту *Ф(k)* готується на етапі формування тесту у відповідності до стану *k-того* стимула: $F_i(k) = 1$, якщо знак стимула >, -1, якщо знак стимула <, 0, якщо знак стимула =. На цьому етапі формується 4 стимульні функції тесту $F_i(k)$

для виділення однознакових $F_1(k)$, двознакових $F_2(k)$ і трьохзнакових $F_3(k)$. Маючи данні тестування $S(k), \Phi(k)$, $F_i(k)$, $R(k)$ і $T(k)$ шляхом їх обробки визначається для кожного типорозміру число рішень $n_1(i)$, що співпадають з ключем тесту > або <, та число рішень $n_0(i)$, що свіпадають з ключем:

$$n_1(i) = \sum_{k=1}^{90} \operatorname{sgn}\left(\Phi(k)R(k) - 0{,}5\right)F_i(k),$$

$$n_0(i) = \sum_{k=1}^{90} \operatorname{sgn}\left(0{,}5 - \left|\Phi(k) - R(k)\right|\right)F_i(k),$$

Де функція одиничного стрибка $\operatorname{sgn}(x) = 1$, якщо $x \geq 0$ і $\operatorname{sgn}(x) = 0$, якщо $x < 0$.

Можна виділити тепер вимірювання часу, який витрачається водіями на прийняття рішень «більше-менше» (> або <) та на рішення «дорівнює» (=)

$$T_{1i}(k) = T(k)F_i(k)\operatorname{sgn}\left(\Phi(k)R(k) - 0{,}5\right),$$

$$T_{0i}(k) = T(k)F_i(k)\operatorname{sgn}\left(0{,}5 - \left|\Phi(k) - R(k)\right|\right)$$

та оцінити їх середні значення $\overline{T}_{1i}, \overline{T}_{0i}$ і середні значення швидкостей обробки стимулів $\overline{V}_{1i}, \overline{V}_{0i}$

$$\overline{T}_{1i} = \frac{1}{20}\sum_{k=1}^{90} T_{1i}(k),\ \overline{T}_{0i} = \frac{1}{10}\sum_{k=1}^{90} T_{0i}(k),$$

$$\overline{V}_1(i) = \frac{1}{20}\sum_{k=1}^{90}\left(\frac{S(k)}{T(k)}\right)F_i(k)\operatorname{sgn}\left(\Phi(k)R(k) - 0{,}5\right),$$

$$\overline{V}_0(i) = \frac{1}{10}\sum_{k=1}^{90}\left(\frac{S(k)}{T(k)}\right)F_i(k)\operatorname{sgn}\left(0{,}5 - \left|\Phi(k) - R(k)\right|\right).$$

Данні обробки результатів тестування зводяться в таблицю 3.

Таблиця 3 – Данні обробки результатів тестування

| $S(k)$ | $n_1(i)$ | $n_0(i)$ | $\overline{T}_{1i}$ | $\overline{T}_{0i}$ | $\overline{V}_{1i}$ | $\overline{V}_{0i}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 2 | | | | | | |
| 4 | | | | | | |
| 6 | | | | | | |

Можна очікувати, що при порівнянні двох рівних чисел наврядчи будуть мати місце невірні рішення і $n_0(i) = 10$, $i = 1, 2, 3$, так що $T_{0i}(k)$ є

характеристикою рухливої реакції водія при натисканні клавіши =, а різницю $\Delta T_i(k) = T_{1i}(k) - T_{0i}(k)$ можна використовувати в якості оцінки розумової діяльності у задачах порівняння інформаційних цифрових стимулів різних типорозмірів. Представляється, що вимірювання $T_{0i}(k)$ мають діагностичну цінність, так як залежать від психічного стану людини.

**Компютерна психометрична оцінка тривожності**

Для оцінки стану тривожності людини методом психометричного комп'ютерного тестування можна використовувати адаптований опитувальник Дж. Тейлора. Опитувальник складається з 50 питань-тверджень, спрямованих на оцінку тривожності (Т) та 10 питань на визначення ставлення водія до процесу тестування (оцінку правдивості - П). Водій, прочитавши питання, своє рішення про згоду або незгоду з його змістом реалізує шляхом натискання на клавіатурному блоці клавіші 1, якщо «ТАК» і 0, якщо «НІ». Кожне питання-твердження відноситься або до оцінки тривожності (Т), або оцінки правдивості (П):

1. Я можу працювати довго не втомлюючись (Т).
2. Я завжди виконую свої обіцянки, не зважаючи на те, зручно мені це чи ні (П).
3. Зазвичай руки і ноги у мене теплі (Т).
4. У мене рідко болить голова (Т).
5. Я впевнений в своїх силах (Т).
6. Очікування мене нервує (Т).
7. Часом мені здається, що я ні на що не придатний (Т).
8. Зазвичай я відчуваю себе цілком щасливим (Т).
9. Я не можу зосередиться на чомусь одному (Т).
10. У дитинстві я завжди негайно і безповоротно виконував все те, що мені доручали (П).
11. Раз на місяць або частіше у мене буває розлад шлунка (Т).
12. Я часто ловлю себе на тому, що мене щось тривожить (Т).
13. Я думаю, що я не більше нервовий, ніж більшість інших людей (Т).
14. Я не дуже сором'язливий (Т).
15. Життя для мене майже завжди пов'язане з великим напруженням (Т).
16. Іноді буває, що я говорю про речі, в яких не розбираюся (П).
17. Я червонію не частіше, ніж інші (Т).
18. Я часто засмучуюсь через дрібниці (Т).
19. Я рідко помічаю у себе серцебиття і задишку (Т).
20. Не завжди, люди, яких я знаю, не подобаються (П).
21. Я не можу заснути, якщо мене щось тривожить (Т).
22. Зазвичай, я спокійний і мене не легко розладнати (Т).
23. У мене часто бувають нічні кошмари (Т).
24. Я схильний приймати все занадто серйозно (Т).
25. Коли я нервую, у мене посилюється пітливість (Т).
26. У мене неспокійний і переривчастий сон (Т).

27. Я більш чутливий, ніж більшість інших людей (Т).
28. У іграх, я вважаю за краще, швидше виграти, ніж програти (П).
29. Буває, що нескромні жарти та гостроти викликають у мене сміх (П).
30. Я хотів би бути також задоволений своїм життям, як мабуть, задоволені інші (Т).
31. Мій шлунок сильно турбує мене (Т).
32. Я постійно стурбований своїми матеріальними або службовими справами (Т).
33. Я насторожено ставлюся до деяких людей, хоча знаю, що вони не можуть заподіяти мені шкоди (Т).
34. Мені часом здається, що переді мною нагромаджені такі труднощі, яких не подолати (Т).
35. Я легко приходжу в замішання (Т).
36. Часом я стаю настільки збудженим, що це заважає мені заснути (Т).
37. Я віддаю перевагу ухилятися від конфліктів і скрутних положень (Т).
38. У мене бувають приступи нудоти і блювоти (Т).
39. Я ніколи не запізнююсь на побачення або на роботу (Т).
40. Часом я виразно відчуваю себе марним (Т).
41. Іноді мені хочеться вилаятися (П).
42. У більшості випадків я відчуваю тривогу в зв'язку з чим-небудь або з ким-небудь (Т).
43. Мене мало турбують можливі невдачі (Т).
44. Я часто боюся, що ось-ось почервонію (Т).
45. Мене нерідко охоплює відчай (Т).
46. Я людина нервова і легко збудлива (Т).
47. Я часто помічаю, що мої руки тремтять, коли я намагаюся щось зробити (Т).
48. Я майже завжди відчуваю почуття голоду (Т).
49. Мені не вистачає впевненості в собі (Т).
50. Я легко потею, навіть в прохолодні дні (Т).
51. Я часто мрію про такі речі, про які краще нікому не розповідати (Т).
52. У мене дуже рідко болить голова (Т).
53. Я вважаю, що мені дуже важко зосередиться на будь-якої задачі або роботі (Т).
54. У мене бувають періоди такого сильного занепокоєння, що я не можу всидіти на одному місці (Т).
55. Я завжди відповідаю на листи відразу після їх прочитання (П).
56. Я легко впадаю в розпач (Т).
57. Практично я ніколи не червонію (Т).
58. У мене набагато менше побоювань і страхів, ніж у моїх друзів і знайомих (Т).
59. Буває, що я відкладаю на завтра те, що можна зробити сьогодні (П).
60. Зазвичай я працюю з великою напругою (Т).

Кожному питанню-твердженню, що містить інформацію про тривожность або правдивость, встановлюється відповідно знак або 1, або 0. Це ключ тесту. Для

питань правдивості 2, 10, 39, 58 - це 0, а для питань 16, 20, 28, 29, 41, 59 - це 1. Знак нуль відноситься до наступних питань тривожності 1, 3, 4, 5, 8, 13, 14, 17, 19, 22, 43, 52, 57, 58. До решти питань відноситься знак одиниця.

Інформативність питань тесту тривожності представлена в таблиці 4.

Таблиця 4 – Інформативність питань тесту тривожності

| $k$ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $S(k)$ | 34 | 66 | 32 | 28 | 25 | 28 | 40 | 47 | 43 | 75 |
| $k$ | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| $S(k)$ | 52 | 47 | 54 | 26 | 56 | 55 | 30 | 38 | 43 | 39 |
| $k$ | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| $S(k)$ | 39 | 43 | 36 | 41 | 51 | 41 | 47 | 53 | 54 | 67 |
| $k$ | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 |
| $S(k)$ | 36 | 63 | 82 | 79 | 35 | 70 | 61 | 44 | 47 | 49 |
| $k$ | 41 | 42 | 43 | 44 | 45 | 46 | 47 | 48 | 49 | 50 |
| $S(k)$ | 43 | 63 | 40 | 36 | 36 | 38 | 64 | 41 | 35 | 36 |
| $k$ | 51 | 52 | 53 | 54 | 55 | 56 | 57 | 58 | 59 | 60 |
| $S(k)$ | 61 | 33 | 70 | 88 | 49 | 26 | 35 | 83 | 61 | 40 |

Для опису тесту введемо функції: 1) функції правдивості $П(k)$, 2) функцію тривожності $F(k)$, 3) функцію ключа тесту $Ф(k)$.

Функція $П(k)=1$, а функція $F(k)=0$, якщо $k=2, 10, 16, 20, 28, 29, 39, 41, 55\ и\ 59$. Для всіх інших значень $k \le 60$ навпаки, $П(k)=0$, а $F(k)=1$.

Функція ключа тесту $Ф(k)$ приймає значення 0, якщо $k=1,2,3,4,5,8,10,13,14,17,19,22,39,43,52,55,57,58$ і 1 для всіх інших значень $k \le 60$.

При контролі формується функція рішень $R(k)=1$, якщо водій згоден з $k$-*тим* питанням-твердженням і натиснув клавішу 1 і $R(k)=0$, якщо не згоден і натиснув клавішу 0. Показники правдивості і тривожності рівні числу збігів функції рішення $R(k)$ з ключем тесту

$$n_П = \sum_{k=1}^{60}(1-|R(k)-Ф(k)|)П(k)\ ,\ n_T = \sum_{k=1}^{60}(1-|R(k)-Ф(k)|)F(k)\ .$$

Максимальні значення правдивості очікуються рівними 10, тривожності - 50. Отже, оцінки в процентах рівні:

1) правдивості $n_{П}\% = 10n_{П}$;
2) тривожності $n_{T}\% = 2n_{T}$.

Критична оцінка правдивості $n_{П}\% > 60$.

Показники тривожності ранжуються наступним чином:

1) дуже високий рівень тривожності $n_{T}\% > 40$,
2) високий рівень тривожності $25 < n_{T}\% \le 40$,
3) середній рівень тривожності з тенденцією зміни до високої тривожності $15 < n_{T}\% \le 25$,
4) середній рівень тривожності з тенденцією зміни до низької тривожності $5 < n_{T}\% \le 15$,
5) низький рівень тривожності $0 < n_{T}\% \le 5$.

Крім показників правдивості і тривожності оцінюються середні значення оцінки часу $\overline{T}_{П}$ і $\overline{T}_{T}$, та середні швидкості обробки інформації $\overline{V}_{П}$ і $\overline{V}_{T}$, а також визначається питання, на які витрачається мало або багато часу при прийнятті рішень.

Результати тестів уваги та тривожності фіксуються бортовою інформаційною системою та передаються по телекомунікаційним каналам зв'язку разом з відмітками часу тестування у розподілені хмарні бази даних для подальшого накопичення статистичних данніх про стан водія з метою мониторінгу його психофізіологічного стану та режиму роботи та відпочинку.

## 4.ВИСНОВКИ

Запропоновані алгоритми оцінки уваги та тривожності водія для дистанційної ідентифікації психофізіологічного стану водія дозволять підвищіти безпеку експлуатації транспортних засобів та можуть бути застосовані в інформаційній системі моніторингу безпечної експлуатації з інтеграцією існуючих бортових та хмарних інформаційних комплексів.

## ЛІТЕРАТУРА


[1]. Европейское соглашение, касающееся работы экипажей транспортных средств, производящих международные автомобильные перевозки (ЕСТР).

[2] Огоренко В.В., Малайчук В.П. Введение в психологию принятия решений. Системные технологии. – Днепропетровск, – 2009, – 150с.

[3] Огоренко В.В. Компьютерная психометрия психических расстройств / В.В. Огоренко, С.В. Клименко; Днепропетр. нац. металлург. акад. – Днепропетровск : Системные технологии, 2011. –163 с.

[4] Мигаль В.Д.. Інтелектуальні системи в технічній експлуатації автомобілів: монографія / В.Д. Мігаль. Х.: Майдан, 2018. –262 с.

[5] Огоренко В.В. Психология для непсихологов. Основы знаний для всех / В.В. Огоренко; Днепропетр. нац. металлург. акад. – Днепропетровск : Системные технологии, 2014. –89 с.

[6] Юрьева Л.М. Психические и поведенческие расстройства. – К.: Сфера, – 2002, – 314с.
[7].Кобзарь А.И. Прикладная математическая статистика. – М.: ФИЗМАТЛИТ, – 2006, – 816с

**DENTIFICATION OF THE PSYCHOPHYSIOLOGICAL CONDITION OF DRIVER IN INFORMATION SYSTEMS OF SAFETY OPERATION OF VEHICLES**

The article presents perspective systems for monitoring the parameters of the psychophysical state of the driver to ensure information security during the operation of vehicles with the help of software and hardware complex. The features of conducting multifactor remote identification of the psychophysiological state of the driver in the information system for monitoring the safe operation of the vehicle are given. The algorithm of obtaining the identification data for the software and hardware complex of identification and monitoring of the psychophysical state of the driver of the vehicle is presented.

**УДК 629.1.01**

# ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СИЛОВИХ ПЕРЕДАЧ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ

**САВЧУК Володимир, ТУЛУЧЕНКО Галина, Бойко Максим**

В статті розглянуто проблему підвищення енергоефективності та зокрема працездатності елементів пропульсивних комплексів сучасних суден, що використовують енергозберігаючі масла. Проведено аналіз впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на умови експлуатації зубчастих коліс силових передач, що встановлюються на опорні підшипники ковзання. Запропоновано математичну модель визначення товщини змащувальної плівки підшипників ковзання.

## 1. ВСТУП

Підвищення ефективності експлуатації сучасних суднових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ) пов'язано із зниженням експлуатаційних витрат на технічне обслуговування і ремонт (ТО і Р) а також на паливо-мастильні матеріали (ПММ). Не можна враховувати аспекти, що пов'язані із урахуванням екологічних показників СДВЗ, а саме скорочення викидів $CO_2$. Морський вантажний транспорт є важливим чинником світової торгівлі, оскільки близько 80 % вантажів за обсягом здійснюються морськими перевезеннями і здійснюються портами по всьому світу. Зростання емісії парникових газів, забруднення повітря шкідливими речовинами та поширення інвазивних водних видів через судна зумовлені зростанням морської торгівлі. Багато з цих впливів можна зменшити за рахунок вдосконалення конструкції суден та безпосередньо складових енергетичної установки. Очікується, що суднобудівна галузь та виробники морського обладнання будуть зосереджувати свою науково-дослідну та виробничу діяльність на поліпшенні екологічних показників суден та дотримуючись національних та міжнародних норм.

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Морський транспорт буде продовжувати розширюватись із посиленням глобалізації, і хоча судноплавство вже вважається найбільш ефективною формою масових перевезень, галузь визнає, що можна зробити більше для покращення екологічних показників суден, що будуть побудовані в перспективі. Оптимізація конструкції та режимів експлуатації СДВЗ, вдосконалення систем енергетичних установок сучасних суден закладають основи для позитивних змін. Працюючи з ключовими зацікавленими сторонами, міжнародна морська організація (ІМО) окреслила нові стандарти для підвищення ефективності на всіх етапах життєвого циклу судна. Один з таких заходів – індекс енергоефективності (EEDI) – прекрасний приклад цієї амбітної мети [1]. Досягнутий індекс енергоефективності (EEDI) – це показник енергоефективності судна, який визначається наступним чином:

$$EEDI = \frac{\text{емісія } CO_2}{\text{транспортна робота}}. \qquad (1)$$

Викиди $CO_2$ обчислюються з витрат палива з урахуванням вмісту вуглецю в паливі. Витрата палива ґрунтується на потужності, що генерується головною та допоміжною енергетичними установками, виміряній у визначених проектних умовах.

ІМО розпочала свою роботу над регулюванням викидів $CO_2$ морським транспортом в 1997 році з метою реалізації своїх зобов'язань щодо скорочення, визначених у Кіотському протоколі. У 2011 році, з прийняттям EEDI та SEEMP (план управління енергоефективністю суден), ІМО став першим міжнародним органом, який запровадив обов'язкові заходи з енергоефективності для всієї галузі [10], технічні та експлуатаційні вимоги набули чинності в 2013 році. EEDI застосовується до нових кораблів, побудованих після 1 січня 2013 року та існуючих, побудованих до 2013 року, які зазнають істотної модернізації після тієї ж дати. Метою EEDI є створення справедливої основи для порівняння, стимулювання розвитку більш ефективних суден в цілому та встановлення мінімальної ефективності нових суден залежно від типу та розміру судна. У квітні 2018 року на 72-й сесії Комітету захисту морського навколишнього середовища (МЕПК) ІМО була прийнята стратегія парникових газів (ПГ), що включає «шлях, відповідний температурним цілям Паризької угоди» [2]. Стратегію можна узагальнити за трьома пунктами:

1. Зниження інтенсивності викидів $CO_2$ суднами шляхом впровадження подальших етапів, що коригують нормативні значення індексу енергоефективності для нових суден.

2. Скорочення викидів $CO_2$ на транспортну роботу щонайменше на 40 % до 2030 року, докладаючи зусиль для їх зниження на 70 % до 2050 року (порівняно з 2008 роком).

3. Якнайшвидше досягти максимальних викидів парникових газів від міжнародних перевезень та зменшити щорічні викиди ПГ принаймні на 50 % до 2050 року (порівняно з 2008 роком).

Одним із напрямків підвищення енергоефективності судна є зниження питомої витрати палива енергетичними установками. Зниження експлуатаційних витрат судна можливо шляхом підвищення коефіцієнту корисної дії елементів силових передач пропульсивних комплексів суден, до склад яких входять СОД і ВОД. Застосування технологій енергозбереження для тертьових поверхонь СДВЗ та силових передач спонукає застосовувати моторні та трансмісійні масла із зниженим індексом в’язкості. Особливо це важливо для контейнерних суден ємністю до 5000 TEU, питома витрата потужності енергетичної установки яких складає 9 кВт/TEU, в той час судна класу ULCV ємністю до 20 000 TEU мають показники питомої потужності до 5 кВт/TEU [3]. Це дає можливості знизити експлуатаційні витрати судна на 50 % в порівнянні із малими контейнерними суднами.

Підвищення енергоефективності судна таким шляхом потребує від виробників суднової техніки забезпечувати виробництво деталей із підвищеними вимогами до точності обробки та застосовувати додатковий контроль якості на етапах складання вузлів та механізмів. Для можливості обґрунтувати відповідність конструкції підшипникового вузла умовам експлуатації необхідно проводити як натурні дослідження так і математичне моделювання впливу режимів навантаження вузлів на ресурсовизначні показники. Одним із важливих показників, що визначає

довговічність трибосистем, що працюють в умовах гідродинамічного режиму мащення є товщина змащувального шару.

### 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Практика експлуатації зубчастих передач, що застосовуються в різних машинах, показала, що всі передачі працюють в умовах нерівномірного розподілу навантаження за довжиною зубів [4,5,6]. В одних випадках ця нерівномірність служить першопричиною серйозних пошкоджень передач і виходу їх з ладу, а в інших – причиною зниженої довговічності передач. Відомі приклади ненормальної експлуатації та зменшення надійності передач, коли головною причиною цього була надмірна концентрація навантаження і невірний облік її при розрахунку передачі.

Нерівномірний розподіл навантаження по контактних лініях часто служить причиною поломки зубів, якщо твердість поверхні зубів вище НВ350, а також підвищеного шуму передач; поліпшення розподілу навантаження сприяє зниженню шуму [4]. Використання високоміцних термічно оброблених сталей дозволяє застосовувати в передачах шестерні малих діаметрів. При підвищених навантаженнях, які можуть передати такі шестерні, деформації їх ростуть, нерівномірність розподілу навантаження також збільшується і небезпека руйнування зубів внаслідок цього стає більш ймовірною (рис. 1).



Рис. 1 – Утворення піттингу на пічній поверхні зубів шестерні

Деформації деталей передачі в певній мірі пов'язані з необхідною точністю зачеплення. Якщо конструктивними заходами не можна домогтися належного прилягання зубів, то збільшувати точність виготовлення має сенс лише до певної межі. Всі заходи щодо підвищення здатності навантаження слід узгоджувати з досяжною мінімальним ступенем нерівномірності розподілу навантаження уздовж контактних ліній. Багато рекомендацій щодо підвищення здатності навантаження

зубчастих коліс (позитивна корекція, збільшення кута зачеплення, несиметричний профіль зубів і ін.) можуть бути ефективними, якщо вали, підшипники і корпус будуть досить жорсткими і буде гарантовано точне виготовлення та встановлення коліс.

Істотний вплив на концентрацію навантаження надає конструкція підшипникових вузлів. Невдала конструкція опор може призвести до підвищеної нерівномірності розподілу тисків по довжині зубів. Для попередження виходу передачі з ладу через нерівномірність розподілу навантаження і забезпечення потрібної її довговічності, необхідно враховувати найбільші питомі тиски, що діють на контактних лініях. Так як ці тиски більше середніх, одержуваних в припущенні рівномірного розподілу зовнішнього навантаження по контактних лініях, то розміри передачі виявляються збільшеними. Це збільшення розмірів компенсує вплив нерівномірності розподілу навантаження.

Неправильні уявлення про першопричини нерівномірності, невірне визначення ступеня нерівномірності, неясне уявлення про вплив нерівномірності на міцність, а також про зміну нерівномірності в процесі роботи можуть привести до зайвого завищення розмірів передачі або до передчасного виходу її з ладу.

Причини нерівномірності розподілу навантаження можна розділити на дві великі групи [4]:

– похибки виготовлення, монтажу та недоліки експлуатації;

– пружні деформації деталей передачі.

Розрізняють вихідну нерівномірність розподілу навантаження і діючу. Вихідна нерівномірність виникає на початку експлуатації передачі. Ця нерівномірність не є величиною постійною, так як в залежності від кожної конкретної пари зубів, що знаходяться в зачепленні, внаслідок непостійній жорсткості елементів коліс по їх окружності, а також точності, що варіюється в межах виробничого допуску, навантаження буде розподілятися за різними законами.

Діюча нерівномірність розподілу навантаження визначається вихідною нерівномірністю, матеріалом, конструкцією передачі, законом зміни навантаження і часом експлуатації. Вона залежить від здатності матеріалу коліс припрацьовуватись при даному режимі роботи передачі і змінному навантаженні і є величиною змінною. При роботі передачі з постійним навантаженням нерівномірність розподілу її по довжині зубів також змінюється. У передачах з твердими зубами можливе тривале збереження вихідної нерівномірності розподілу навантаження або, практично, незначна зміна її, що обумовлено досконалим мащенням і високою якістю робочих поверхонь зубів.

**Вплив деформації кручення зубчастого колеса.** З аналізу схеми навантаження шестерні видно (рис. 2), що при передачі крутного моменту $M_{кр}$ за рахунок деформації зубів і тіла колеса лінія $a$-$a_1$ основного циліндра $d_{b1}$ переміщається в положення $a'$-$a_1'$.

$$\varphi_x = 2\delta_x / d_b, \qquad (2)$$

де $d_b$ – діаметр основного кола шестерні.

Кут повороту перетину *x*:

Оскільки $F_n$ $(x)$ – нормальне зусилля, що передається частиною *x* зубчастого вінця, то момент в перерізі *x* становить: $M_{кр}(x) = 0,5F_n(x) \cdot d_b$.

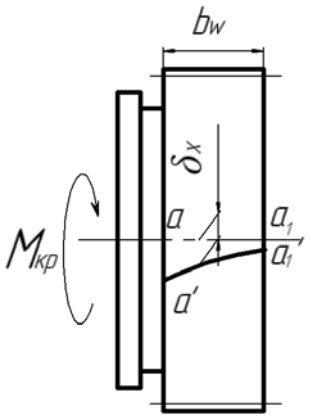



Рис. 2 – Схема деформації шестерні за шириною зуба під дією крутного моменту

Відповідно до [7], рівняння для визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження в зубчастому зачепленні, що враховує податливість зубів можна записати як:

$$K_{H\beta}^0 = q_{\max} / q_m = \mu \cdot b_\omega \cdot \text{cth}(\mu \cdot b_\omega), \tag{3}$$

де μ – коефіцієнт, що визначається за виразом $\mu = \frac{d_{b1}}{2}\sqrt{\frac{C_q}{G \cdot J_p}}$,

$C_q$ – питома жорсткість зубчастих передач;

$G$ – модуль пружності другого роду;

$J_p$ – полярний момент інерції шестерні;

$b_w$ – робоча ширина зубчастого вінця.

Для зубчастих коліс, що мають плаваючу конструкцію (не мають жорсткого кріплення на валу) $K_{H\beta}^0$ не повинно перевищувати значення 1,05 [6].

**Вплив зазору в підшипнику ковзання.** Визначення коефіцієнта концентрації навантаження у провідній шестірні, в результаті впливу монтажного зазору і прогресуючого в результаті зношування можливо за залежністю [7]:

$$k_k = 1 + \frac{0,3 \cdot B \cdot \text{tg}\gamma}{2 \cdot \Delta} + 0,1\left(\frac{B}{d_ш}\right)^2, \tag{4}$$

де γ – кут перекосу шестерні;

$L$ – довжина підшипника;

$B$ – ширина зубчастого вінця;

$d_{ш}$ – ділильний діаметр шестерні.

Проведений на підставі приведених критеріїв оцінки умов зачеплення зубчастих передач показав їх достатню жорсткість в заданих режимах навантаження. Найбільший вплив на геометрію контакту в зубчастому зачепленні здійснюють перекоси, що виникають внаслідок наявності технологічних зазорів між валом і підшипником шестерні.

Аналіз приведених факторів вказує на доцільність визначення впливу умов експлуатації, фізико-геометричних параметрів підшипників ковзання та параметрів змащувального середовища на складальні та бракувальні розміри трибосполучення.

**Розподіл товщини мастильного шару в навантаженої зоні підшипників ковзання, що працюють в умовах кочення.** З огляду на специфіку досліджуваних підшипників, що працюють в умовах кочення з проковзуванням, для забезпечення роботи в умовах рідинного тертя основне значення мають величина в'язкості мастила, точність виготовлення контактних поверхонь, відношення величини швидкості кочення до величини навантаження, достатня кількість мастила, що подається в область тертя, величина пружних деформацій і температура підшипника.

Для здійснення математичного опису режиму мащення підшипникових вузлів скористаємося основними припущеннями, які застосовуються для опису гідродинамічної теорії мащення [8]:

– масло рухається ламінарно в області тертя. Градієнти швидкостей мають істотну величину тільки по осі перпендикулярної до поверхонь, що труться;

– масло прилипає до тертьових поверхонь і поверхневі явища не порушують прилипання;

– кривизна масляного шару внаслідок його малої товщини не береться до уваги;

– вплив капілярних сил, а також сили ваги й інерції не враховуються;

– стисливість мастильного шару не враховується;

– припускаємо, що рух усталений і навантаження, яке діє на тертьові поверхні постійне за величиною і напрямком (по відношенню до цих поверхонь).

Використовуючи узагальнене рівняння Рейнольдса для підшипників, що працюють в умовах кочення із проковзуванням:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial y}\right]+12\cdot v_{к}\frac{dh}{dx}+12\cdot V=0. \qquad (5)$$

Рішення цього рівняння при обраних граничних умовах визначає розподіл гідродинамічних тисків по колу і довжині підшипника, що працює в режимі чистого кочення (рис. 3).

Припустимо, що верхня поверхня перекочується без ковзання по нижній поверхні під постійним малим кутом α. З огляду на дані [9], що доводять відсутність торцевих витоків в навантаженій зоні підшипників ковзання, запишемо, що $q_{y} = 0$.

Отже, об’єм масла $q$, що протікає в довільному перерізі зазору дорівнює об’єму $q_{x}$, що випливає під впливом перепаду тиску:

$$q = q_x = -\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x} + v_к h. \qquad (6)$$

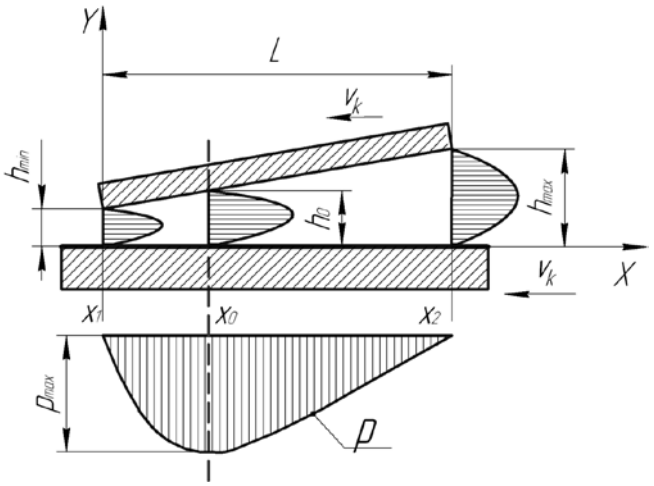



Рис. 3. – Схема руху масла та розподілу гідродинамічного тиску в підшипниковому вузлі, що працює в умовах кочення із проковзуванням

Це рівняння справедливо для будь-якої точки масляного шару, товщина якого змінюється за довільним законом (плоска гідродинамічна задача). Позначимо товщину масляного шару $h_0$, при якій нормальний тиск $p$ має максимальне значення і $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ . Тоді компонент витікання:

$$q_x = -\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x} = 0. \qquad (7)$$

Об’єм рідини, що протікає в цьому перерізі дорівнює:

$$q = v_к \cdot h_0. \qquad (8)$$

Прирівнюючи за умовою нерозривності (7) і (8), отримуємо після перетворень:

– для декартової системи координат:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 12 \cdot \mu \cdot v_к \frac{h - h_0}{h^3}; \qquad (9а)$$

– для циліндричної системи координат:

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 12 \cdot \mu \cdot R \cdot v_к \frac{h - h_0}{h^3}. \qquad (9б)$$

При вирішенні даного завдання будемо вважати, що в режимі гідродинамічного мащення шип розташовується в підшипнику ексцентрично, а весь простір між ними заповнений маслом (рис. 4).

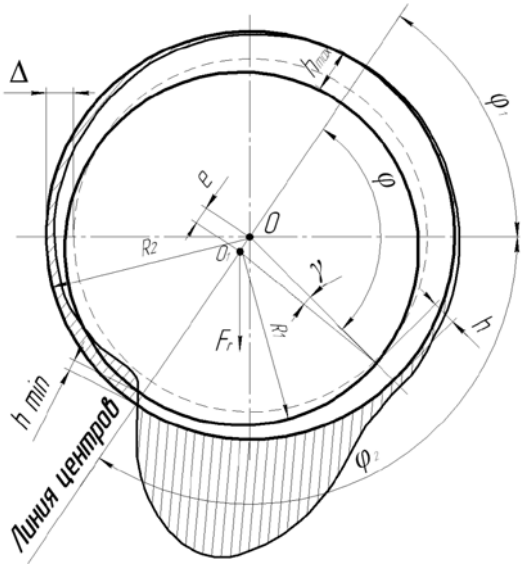



Рис. 4. – Параметри гідродинамічного підшипника ковзання

Припустимо, що вузол обертається з постійною кутовою швидкістю в напрямку годинникової стрілки із середньою лінійною швидкістю $v_к = R \cdot \omega$. З огляду на те, що товщина масляного шару мала в порівнянні з радіусом шипа, можна знехтувати кривизною координатної осі $x$, приймаючи що $x = R \cdot \varphi$. Позначимо відстань $O_2O_1$ між центрами шипа і підшипника через $e$ (ексцентриситет), а радіальний зазор $\Delta$, $\Delta = R_2\text{-}R_1$. Оскільки радіальні зазори в досліджуваних підшипниках мають мале значення і, відповідно, значення ексцентриситету так само є малою величиною, то значенням кута $\gamma$ в розрахунках нехтуємо. Цей вираз є періодичною функцією, яка може приймати як максимальне, так і мінімальне значення.

Нами проаналізовані різні способи вирішення умови рівноваги в змащувальному шарі [10,11,12]. Основна маса рішень заснована на припущенні про квазітвердість контактуючих тіл підшипників. Використовуючи співвідношення $\chi = e / \Delta$ (відносний ексцентриситет), рівняння для визначення товщини мастильного шару в довільній точці недеформованого підшипника записується як

$$h = \Delta\left(1 + \chi \cos\varphi\right), \tag{10}$$

а диференціальні рівняння рівноваги в змащувальному шарі можна представити у вигляді ряду:

$$p_{кл}(\varphi) = a_1 \sin\varphi + a_2 \sin 2\varphi + a_3\varphi + a_4, \quad (11)$$

Вирішуючи ізотермічну задачу з урахуванням впливу тиску масла на його в'язкість і з огляду на вплив деформації на розподіл тисків в навантаженої зоні підшипника, представимо рішення з урахуванням поправки:

$$p(\varphi) = p_{кл}(\varphi) + \tilde{Q}(\varphi^3, \varphi^2, \varphi, \varphi^0), \quad (12)$$

де $\tilde{Q}$ – додаткова функція, виражена кубічним поліномом, що враховує деформацію підшипника і зміну в'язкості масла від тиску.

Для опису процесів, що відбуваються в гідродинамічному підшипнику, необхідно встановити граничні умови роботи. У нашому випадку такими умовами є тривалість кутів $\varphi_1$ – початок змащувального шару і $\varphi_2$ – місце обриву змащувального шару. У роботі [10] вказується, що для підшипників з повним кутом охоплення цапфи кут $\varphi_1 = 0$.

Місце обриву змащувального шару в підшипнику різними дослідниками приймається виходячи з трьох основних гіпотез:

1. В місці найменшого зазору між шипом і підшипником (Гуммель, Яновський, Стодола), тобто при $\varphi_2 = 180$ °;

2. В місці, де згідно епюрі розподілу тисків, тиск дорівнює нулю (Гюмбелем, Фогельполь);

3. В місці, де згідно епюрі розподілу тисків (Нюккер, Коднір, Коровчинський), $p = 0$, $\frac{dp}{d\varphi} = 0$. При цьому точки обриву змащувального шару і максимуму тиску розташовуються симетрично щодо лінії центрів. Тиск в місці мінімального зазору дорівнює половині значення $p_{max}$.

Перша гіпотеза на думку дослідників призводить до збільшення запасу несучої здатності підшипника, оскільки не приймається в розрахунок несуча здатність за місцем найменшого зазору [10]. Друга гіпотеза формально враховує несучу здатність масляного шару, розташованого за мінімальним зазором. Третя гіпотеза є найпоширенішою. У цій гіпотезі прийнятним є твердження про існування позитивних тисків по всій області, зайнятої несучої частиною масляного шару, що не відповідає дійсності, оскільки, рішення гідродинамічної задачі з використанням третьої гіпотези повинно враховувати утворення зон негативних тисків, що відкидається при розрахунках. Основна маса дослідників, що використовують третю гіпотезу в розрахунках гідродинамічних підшипників, за місце обриву мастильного шару приймають місце максимальних негативних тисків, таким чином, розширюючи зону дії гідродинамічних тисків.

Застосовними для розрахунку підшипникових вузлів, на наш погляд, частково є все гіпотези. Поєднує в собі припущення першої і другої гіпотез в розрахунок використовується зона гідродинамічного тиску, яка закінчується в місці $p = 0$, що відповідає місцю найменшого зазору $h = h_{min}$. Попередні дослідження з використанням третьої гіпотези в якості граничних умов, при яких мінімальна величина зазору відповідає місцю, де гідродинамічний тиск має значення $p_{max} / 2$, не дали позитивного результату, оскільки описувалися кривими, що мали точки

розриву. Приведена в роботі [13] методика обробки експериментальних даних розподілу гідродинамічних тисків за периметром підшипника (рис. 5) дозволяє отримати математичну залежність товщини змащувальної плівки в залежності від тиску в шарові масла.

Для вирішення поставленої задачі було застосовано граничні умови, при яких $\varphi=\varphi_2$ і $p(\varphi_2)=0$. Тоді

$$\tilde{Q}\left(\varphi^3,\varphi^2,\varphi,\varphi^0\right)=0, \tag{13}$$

де кут $\varphi_2$ – корінь кубічного полінома.

Запишемо, що $\tilde{Q}=Q\left(\varphi\text{-}\varphi_2\right)$, де $Q$ – поліном 2-го ступеня.

У цьому випадку рівняння (12) набуде вигляду:

$$p\left(\varphi\right)=p_{\text{кл}}\left(\varphi\right)+Q\left(\varphi\text{-}\varphi_2\right). \tag{14}$$

Використовуючи другу граничну умову, при якому $p(\varphi_1)=0$, з правої частини рівняння (14) виносимо множник $(\varphi\text{-}\varphi_1)$ і рівняння набуде вигляду:

$$p(\varphi)=(p_{\text{кл}}(\varphi)+Q(\varphi\text{-}\varphi_2))\cdot(\varphi\text{-}\varphi_1)^2. \tag{15}$$

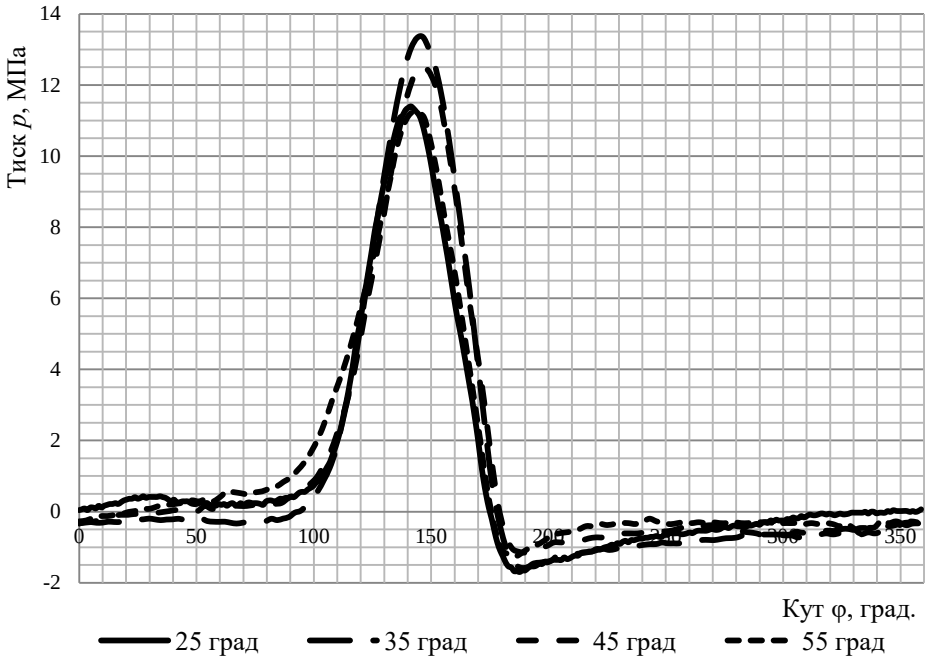



Рис. 5 – Вплив температури масла на розподіл тиску по периметру підшипника: $\psi$ = 0,0014, $F_г$ = 12,5 кН, $n$ = 1000 хв$^{-1}$, масло SAE 20

Замість першого ступеня множника використовуємо другу, що забезпечить точку перегину в точці переходу ненавантаженої зони підшипника в навантажену. Для відновлення невідомих коефіцієнтів $a_i$ можна використовувати три методи. Перший метод виконується в наступній послідовності:

– знаходять коефіцієнти за методом найменших квадратів;

– знаходять різницю в експериментальних точках між експериментальними значеннями тиску і обчисленими за формулою (15) і відомими після першого кроку коефіцієнтами;

– отриману різницю описують за допомогою полінома достатньої степені для задовільної точності. Остаточне рішення отримують як:

$$p(\varphi) = a_1 \sin 2\varphi + a_2 \sin \varphi + a_3\varphi + a_4 + Q(\varphi)\,. \qquad (16)$$

Другий метод відрізняється тільки першим кроком. На коефіцієнти рівняння (16) накладають додаткові умови: $p\,(\varphi_1) = 0$ і $p\,(\varphi_2) = 0$. Тоді можна записати:

$$\begin{cases} a_1 \sin 2\varphi_1 + a_2 \sin \varphi_1 + a_3\varphi_1 + a_4 = 0, \\ a_1 \sin 2\pi + a_2 \sin \pi + a_3\pi + a_4 = 0. \end{cases} \qquad (17)$$

Після невеликих перетворень залежність (17) набуде вигляду:

$$\begin{cases} a_2 = -\left( 2a_1 \cos \varphi_1 + \dfrac{a_3 \left(\varphi_1 - \pi\right)}{\sin \varphi_1} \right); \\ a_4 = -a_3\pi. \end{cases} \qquad (18)$$

Тоді рівняння (16) можна записати як:

$$p(\varphi) = a_1 \sin 2\varphi - \left( 2a_1 \cos \varphi_1 + \frac{a_3(\varphi_1 - \pi)}{\sin \varphi_1} \right) \sin \varphi + a_3 \left(\varphi - \pi\right). \qquad (19)$$

До умов, прийнятим в методі 2 третій метод використовує умови: $p(\varphi_{max}) = p_{max}$ і $\frac{dp(\varphi_{max})}{d\varphi} = 0$. У цьому випадку потреба у використанні методу найменших квадратів відпадає, так як чотири невідомих коефіцієнта однозначно визначаються з чотирьох умов. Практика використання цих методів до опису досліджуваних експериментальних залежностей показала ефективність другого і третього методів. У всіх джерелах $\varphi_1$, $\varphi_2$, $\varphi_{max}$ і $p_{max}$ вважаються відомими. Вони визначаються після опису експериментальної кривої сплайном. На останньому кроці функція (19) відома. Знаходимо від неї похідну і підставляємо в диференціальне рівняння (9б). Залежність спочатку трохи перетворимо:

$$\frac{dp}{d\varphi} = M \frac{h - h_0}{h^3}, \qquad (20)$$

де $M$ – коефіцієнт, що враховує постійні в рівнянні Рейнольдса.

Перепишемо рівняння залежності товщини змащувальної плівки від кута повороту підшипника з урахуванням значення відносного ексцентриситету:

$$h(\varphi) = \psi \cdot R(1 + \chi \cos\varphi) + \nu(\varphi). \tag{21}$$

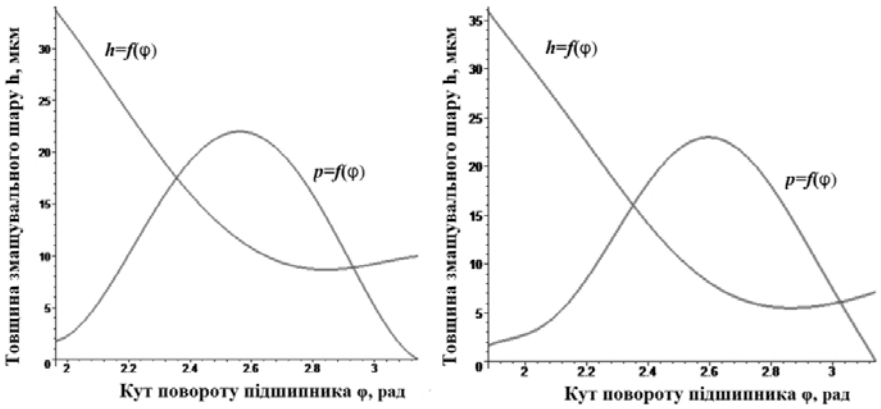
Використовуючи гіпотезу Вінклера-Циммермана, запишемо рівняння для прогину поверхні тертя в довільному перерізі:

$$\nu(\varphi) = A' p(\varphi), \tag{22}$$

де $A'$ – коефіцієнт пропорційності, який визначається за виразом:

$$A' = \frac{R\left(1-\mu_1^2\right)}{E_1} + \frac{h(1-\mu_2^2)}{E_2}. \tag{23}$$

Значення $M$ і $\chi$ знаходимо з використанням методу найменших квадратів. Розроблена нами розрахункова програма, виконана для використання системи комп'ютерної алгебри Maple. Приклади результатів математичних розрахунків для деяких режимів роботи підшипникового вузла, що працює в умовах кочення із проковзуванням представлено на рис 6.




а б

Рис. 6 – Графіки розподілу гідродинамічного тиску та товщини змащувального шару на ділянці підшипника ковзання при температурі масла 45 °С (а) та 50 °С (б): $\psi$ = 0,006, $F_г$ = 12,5 кН, $n$ = 1500 хв$^{-1}$, масло SAE 20

Результати таких досліджень надають можливості здійснення оцінки режимів роботи підшипникових вузлів при застосуванні різних змащувальних матеріалів та додатково проводити оцінювання бракувальних показників масел та граничних значень експлуатаційного зазору [14,15].

## 4. ВИСНОВКИ

Приведені результати дослідження можливості підвищення експлуатаційних показників судна вказують на необхідність підвищення індексу енергоефективності за рахунок зниження витрати палива СДВЗ енергетичної установки. Зниження експлуатаційних витрат судна можливо шляхом підвищення коефіцієнту корисної дії елементів силових передач пропульсивних комплексів суден шляхом застосування технологій енергозбереження для тертьових поверхонь СДВЗ та силових передач, що спонукає застосовувати моторні та трансмісійні масла із зниженим індексом в'язкості.

Дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на надійність зубчастих коліс силових передач вказує на необхідність проведення дослідження впливу зміни в'язкості змащувального матеріалу на працездатність підшипників ковзання, що працюють у якості опорних підшипників зубчастих передач у силових трансмісіях.

З метою визначення впливу режиму навантаження, фізико-геометричних показників підшипникового вузла та в'язкості масла на розподіл товщини змащувального шару в навантаженій зоні, представлено методи апроксимації експериментальних залежностей розподілу гідродинамічних тисків в підшипниках ковзання. Приведено аналіз граничних умов для розрахунку підшипників ковзання. На підставі аналізу експериментальних досліджень було визначено, що зона гідродинамічного тиску, яка закінчується в місці $p = 0$ відповідає місцю найменшого зазору $h = h_{min}$. Представлений алгоритм визначення товщини змащувального щару в навантаженій зоні підшипника враховує пружні деформації в матеріалах підшипника, складального зазору та в'язкості масла. Приведена методика розрахунку надає можливості кількісно провести оцінку впливу працездатності підшипників силових передач при застосуванні масел із зниженою в'язкістю та забезпечити оптимальні показники їх надійності при змінених умовах експлуатації.

## ЛІТЕРАТУРА


[1]. Горбов В. М. Сравнительная оценка способов повышения экологоэнергетической эффективности судов / В.М. Горбов, В.С. Митенкова // Науковий вісник Херсонської державної морської академії: науковий журнал. — Херсон: ХДМА, 2016. — № 2 (15). — С. 98-107.

[2]. Elizabeth L, Henning B, Gunnar S, Christopher P, Harilaos P, Osman T, 2019. The Need to Amend IMO's EEDI to Include a Threshold for Performance in Waves (Realistic Sea Conditions) to Achieve the Desired GHG Reductions, Sustainability, MDPI, Open Access Journal, vol. 11(13), pages 1-17, July.

[3]. Propulsion Trends in Container Vessels. Two-stroke Engines. MAN Diesel&Turbo [Electronic resource]. — Mode of access: https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/propulsion-trends-in-container-vessels.pdf?sfvrsn=20

[4]. Заблонский К.И. Жесткость зубчатых передач / К.И. Заблонский. — К.: Техніка, 1967, 260 с.

[5]. Дьяков И.Ф. Ступенчатые и планетарные коробки передач механических трансмиссий / И.Ф. Дьяков, В.А. Кузнецов, В.И. Таранов. — Ульяновск: УлГТУ. — 2003. — 120 с.

[6]. О методах оценки несущей способности цилиндрических зубчатых передач/ В.Н. Кудрявцев, Д.Н. Решетов, И.С. Кузьмин, А.Л. Филипенков // Вестник машиностроения. — 1989. — №9. — С.29-36, №10. – С. 16-21/
[7]. Кудрявцев В.Н. Детали машин: учебник [для студентов машиностроительных специальностей вузов] / В.Н. Кудрявцев. — Л.: Машиностроение, 1980. — 464 с.
[8]. Коднир Д.Ш. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д.Ш. Коднир. — М.: Машиностроение, 1976. — 303 с.
[9]. Снеговский Ф.П. Достижения и проблемы теории смазки машин / Ф.П. Снеговский // Проблеми трибології. — 2001. — №2(18). — С. 88-92.
[10]. Богданов О.И. Расчет опор скольжения / О.И. Богданов, С.К. Дьяченко. — К.: Техніка, 1966. — 242 с.
[11]. Stolarski T.A. Tribology in machine design / T.A. Stolarski. — Oxford: Butterworth-Heinemann, 1990. — 298 p.
[12]. Никитин А.К. Гидродинамическая теория смазки и расчет подшипников скольжения, работающих в стационарном режиме / А.К. Никитин, К. С. Ахвердиев, Б.И. Остроухов. — М.: Наука, 1981. — 316 с.
[13]. Рой В.И. Исследование новыми способами и устройствами рабочих параметров смазочного слоя подшипников скольжения жидкостного трения: дис. … канд. техн. наук: 05.02.02 / В.И. Рой. – Херсон, 1985. – 231 с.
[14]. Савчук В.П. Математическое моделирование толщины смазочной пленки в подшипниках скольжения, работающих в условиях качения с проскальзыванием / В.П. Савчук // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: всеукраїнська наук.-практ. конф., 10-12 жовт. 2012 р.: тези доп. — Херсон: ХДМА, 2012. — С. 142 — 148.
[15]. Savchuk, V., Bulgakov, N., Kuhtov, V., Simahin, A. et al., «Providing Reliability of Sliding Bearings for Gearwheels of High-Loaded Transport Vehicles Power Transmissions During Operation» SAE Technical Paper 2018-01-0794, 2018, https://doi.org/10.4271/2018-01-0794

## POWER TRANSMISSION FOR PROPULSION PLANTS OPERATIONAL EFFICIENCY ENHANCEMENT

Enhancement of modern ship internal combustion engines efficiency is connected with the reduction of operational expenses for maintenance and repair and also for fuel-lubrication materials. Increase of greenhouse gases, air pollution with harmful substances and spread of invasive water gases by means of ships are caused by the growth of maritime industry. Many of these bad influences may be decreased with help of ship construction and its propulsion plant constituent’s improvement. From the experience of gear transmission operation, we see that all transmissions bear uneven loading along the entire tooth length. The substantial influence on loading concentration is made by the construction of gear wheels bearing assemblies in power transmissions. The most influence on the geometry of contact in teeth gearing are made by skews, which arise in case of technological clearances between the shaft and gear bearing. Analysis of constructional and operational factors proves the importance of operational conditions expediency, physical and geometric parameters of plain bearings and parameters of lubricating environment up to assembly and rejection sizes of plain bearings. Research of the constructional and operational factors of power transmissions of gear wheels reliability testifies the necessity of the viscosity of lubricant changes influence upon the service life of plain bearings analysis, which are used as thrust bearings of teeth

gearings in power transmissions. For defining of loading mode influence, physical and geometric parameters of plain bearings and the viscosity of lubricant on lubrication layer thickness in the loaded zone, there presented the methods of experimental dependencies of hydrodynamic loadings in plain bearings approximation. Here is the analysis of limiting conditions for plain bearings calculations. On basis of experimental researches there was found that zone of hydrodynamic pressure, which ends in point p = 0, corresponds to the point of the least clearance $h = h_{min}$. The introduced algorithm of lubricating layer in loaded zone of bearing takes into account spring strain in bearing material, folding clearance and lube oil viscosity. Here also introduced the methodology of calculations which gives possibility to identify quantitative evaluation of power transmissions bearings operational efficiency when using lube oils with some reduced viscosity and ensure optimal readings of their reliability in changed conditions of operation.

**УДК 621.436**

# СТРУКТУРА ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ДВИГУНОМ, ОБЛАДНАНИМ СИСТЕМОЮ ВПОРСКУВАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА, В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБАМИ ITS

**ПОГОРЛЕЦЬКИЙ Дмитро**

У статті описано структуру вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS. Розглянуто і обґрунтовано схему інформаційного обміну між елементами системи вимірювань і склад вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS. Вимірювальний комплекс дозволяє проводити дистанційну оцінку параметрів роботи і теплової підготовки двигуна в структурі інтелектуальних транспортних систем.

## АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ

Ефективність функціонування транспортних засобів (ТЗ), як складної технічної системи, залежить від його технічного стану [1]. У зв’язку з цим виникає потреба визначення його технічного стану і керування ним в умовах експлуатації на основі даних, отриманих в процесах моніторингу та при прогнозуванні основних його параметрів. Було виявлено [1, 2, 3], що умови експлуатації і навколишнє середовище можуть вносити невизначеність та випадковість вихідних даних і ситуацій, та змінювати характер взаємодії між складовими частинами агрегатів та систем ТЗ [1]. Особливості умов експлуатації ТЗ полягають у суттєвій протяжності, розподіленості, різноманітності і складності дорожніх умов. Більшість завдань в процесі автоматизації мають інформаційну складову оцінювання [4]: дорожніх умов експлуатації ТЗ в частині висоти дороги над рівнем моря, профілю (рельєфу місцевості) дороги, типу і стану дорожнього покриття; ремонту, будівництва і обслуговування об'єктів дорожньої інфраструктури; їх моніторинг; прогнозування можливих аварійних ситуацій, транспортних умов в частині насиченості і інтенсивності руху ТЗ, особливостей вантажу, режиму і швидкості руху; атмосферно-кліматичних умов, культури експлуатації ТЗ тощо [ 5, 6].

Моніторинг процесів прогріву транспортного двигуна працюючого на зрідженому газовому паливі має суттєві складності, тому що потребує формування вимірювального комплексу на основі ТЗ.

Ефективність роботи вимірювального комплексу при використанні в ТЗ напряму залежить від своєчасності і контрольованості теплових процесів, що потребує наявності моніторингу параметрів роботи транспортного двигуна. Для цього доцільно враховувати інформацію системи OBD (On Board Diagnostic), зокрема інформацію, отриману скануванням пам'яті електронного блоку керування (ЕБК) ТЗ спеціальними технологічними засобами (за наявності) [7]. Аналіз літературних джерел показав, що дослідження структури вимірювального

комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS не проводились і, відповідно, не розроблявся для цього дослідження вимірювальний комплекс, який забезпечує дистанційний моніторинг засобами ITS транспортного засобу, що й підтверджує актуальність даної роботи.

## АНАЛІЗ ОСТАННІХ ПУБЛІКАЦІЙ ПО ДАНІЙ ТЕМІ

Фундаментом при розробці сучасних систем моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів, нормування і планування на транспорті за допомогою засобів і способів отримання інформації в умовах ITS є основи теорії експлуатації транспортних засобів [4, 6]. У роботах [7, 8] представлені конструктивні схеми елементів вимірювального комплексу для автоматичного управління тепло накопиченням та передпусковим прогрівом двигуна внутрішнього згорання. Відомі закордонні системи NaviFleet (Латвия, Geospars), Dynafleet (Швеція, Volvo Group), ruDi (Німеччина, Fritz Rensmann Maschinenfabrik (Дортмунд)), дозволяють здійснювати моніторинг, контроль і керування транспортними засобами, які пересуваються на всій території, де є мобільний зв'язок GPRS/GSM. Крім цього, відомі програми Torque, GPS-Trace Orange, M2M, СКВП, Teletrack, що представляють електронні інформаційні системи і технології і в цілому формують абсолютно нові принципи технічної експлуатації ТЗ. Названі системи і більшість менш розповсюджених, мають розвинений інтерфейс і дозволяють працювати з досить великими й складними мережами зв'язку. Недоліком названих систем і програм є відсутність оцінки спектра сучасних умов експлуатації транспорту, обмеженість функціональних можливостей складових компонентів, неможливість раціонального управління експлуатацією ТЗ з урахуванням дорожніх і експлуатаційних умов в оперативному режимі і неможливість враховувати особливості роботи з системами автоматичного управління та системами контролю температури транспортного двигуна працюючого на зрідженому газовому паливі.

## ФОРМУЛЮВАННЯ ЦІЛЕЙ СТАТТІ

Метою роботи є обґрунтування, структури і формування вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS.

Для цього необхідно вирішити наступні завдання:

- розробити схему інформаційного обміну між елементами системи вимірювань для здійснення дистанційного дослідження роботи ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS;
- обґрунтувати склад вимірювального комплексу для дослідження роботи ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS.

## ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Для дослідження температурних режимів роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS потрібно вимірювати параметри технічного стану ТЗ, щонайменше в частині витрати палива, температур технологічних рідин, часу

теплової підготовки, частоти обертання, швидкості і положення ТЗ. Для аналізу отриманих значень параметрів технічного стану ТЗ додатково потрібно отримати коефіцієнт надлишку повітря, температуру каталізатора, напругу на датчиках $O_2$ каталізатора, тиск і температуру у впускному колекторі, напругу бортової мережі - зарядки акумулятора.

В частині використання системи впорскування газового палива потрібна додаткова фіксація і дослідження параметрів теплоносіїв в системі охолодження двигуна ТЗ.

- Проведення досліджень бензинового ТЗ, оснащеного системою впорскування газу, викликано особливостями процесів теплової підготовки ТЗ в період післяпускового прогріву і особливостями запуску системи впорскування газу. Специфічні особливості зрідженого газового палива та конструкції газової паливної апаратури для його подачі у двигун є причиною ускладнень при запуску транспортного двигуна, який працює на зрідженому газовому паливі в умовах низьких температур навколишнього середовища.
- Проаналізувавши існуючі в ТЗ засоби і методи визначення вказаних параметрів технічного стану, сучасне обладнання та інформаційні можливості ITS, авторами запропонований варіант схеми інформаційного обміну між елементами системи вимірювань для здійснення дистанційного дослідження роботи ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS, що показаний на рис. 1.
-




Рис. 1 – Схема інформаційного обміну між елементами системи вимірювань для здійснення дистанційного дослідження роботи ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS

Особливістю запропонованої схеми є багаторівнева побудова механізму отримання і обробки інформації про параметри технічного стану, в залежності від функціональної приналежності ТЗ і його параметрів, умов експлуатації [1,2], особливостей конструкції та засобів інформаційного забезпечення процесів дослідження.

На рівні ТЗ (рис. 1) інформаційний обмін здійснюється між елементами ЕБК транспортного засобу, елементами ЕБК системи впорскування зрідженого газового палива через OBD-рознімання - з елементами системи моніторингу параметрів технічного стану (СМПТС) і положення ТЗ. Складові процеси рівня ТЗ в частині елементів системи впорскування зрідженого газового палива, забезпечують не тільки формування інформаційної складової ТЗ, але й енергетичної складової. Вказана енергетична взаємодія на рівні ТЗ полягає у своєчасному забезпеченні транспортного двигуна подачею зрідженого газового палива. Для дослідного ТЗ СМПТС включає в себе: штатні датчики транспортного двигуна і ТЗ, штатні датчики системи подачі газового палива, ЕБК транспортного двигуна і ЕБК системи подачі газового палива, лінії системи стандарту OBD-II, адаптер (сканер) OBD-II [9]. За допомогою ліній системи стандарту OBD-II і вказаного вище OBD-рознімання інформація про параметри технічного стану ТЗ поступає на встановлений в дослідженні адаптер OBD-сканер. В результаті інформаційної взаємодії зі з'єднаним пристроєм, за допомогою Bluetooth, Wi–Fi або USB, з транзитним сервером СМПТС до мереж отримання і передачі інформації рівня інфраструктури транспорту передається отримана від ТЗ інформація. При необхідності додаткового отримання інформації про параметри технічного стану від транспортного двигуна, транспортного засобу, системи подачі зрідженого палива, можливе встановлення додаткових датчиків температури, які під’єднуються до контролеру сканеру - комунікатору (трекеру).

В системі використовується трекер компанії «Відеокомпроекти» - це компактний ГЛОНАСС/GPS/GSM термінал призначений для визначення координат транспортного засобу і їх передачі по мережі GSM. GPS термінал трекер компанії «Відеокомпроекти» дозволяє швидко і легко визначати місце розташування віддалених рухомих об'єктів (вантажних, легкових автомобілів і так далі), загальний вигляд трекеру зображений на рис .2.

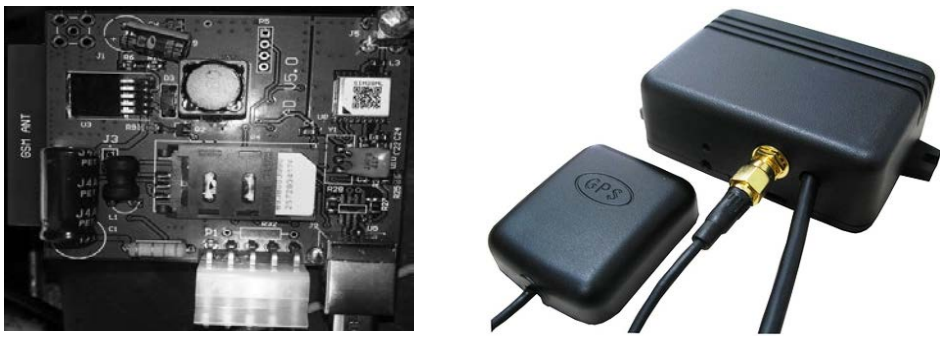



Рис. 2 – Загальний вигляд елементів трекеру

У разі втрати зв'язку трекер зберігає до 32000 записів, і як тільки з'єднання буде відновлено, GSM термінал передасть накопичені дані по GPRS. Таким чином, буде збережена інформація (координати, дані датчиків і т.д.), трекер може виконувати завдання на віддалених об'єктах, наприклад, моніторинг стану двигуна

та транспортного засобу в цілому і т. д. Основні технічні характеристики трекеру приведенні в таблиці 1.

Табл. 1 – Характеристики трекеру

| | |
|---|---|
| Частотний діапазон, МГц | GSM850/900/1800/1900 |
| Передача даних | GPRS клас 10, SMS (текст, данні) |
| Характеристики ГЛОНАСС/GPS | NMEA, GGA, GGL, GSA, GSV, RMC, WGS-84GPS приймач: 50 каналів; Чутливість: -161 дБм. |
| Інтерфейси | 3 - цифрових входу;<br>5 – цифрових виходи;<br>1- аналоговий вхід;<br>1-Wire;<br>Роз'їм для блоку живлення;<br>SMA для зовнішньої GPS антени; |
| Живлення | +10….+30 V.. |
| Розміри | 112 x 75 x 21 |
| Вага | 80 г. |

У якості датчика температури використовується датчик Arduino DS18B20. Датчик температури в Arduino - один з найпоширеніших видів датчиків. Розробнику проектів з термометрами на Arduino є безліч різних варіантів, що відрізняються за принципом дії, точності, конструктивному виконанню. Цифровий датчик DS18B20 є одним з найбільш розповсюджених температурних датчиків, часто він використовується в водонепроникному корпусі для вимірювання температури води або інших рідин.

DS18B20 - це цифровий температурний датчик, що володіє безліччю корисних функцій. По суті, DS18B20 - це цілий мікроконтролер, який може зберігати значення вимірювань, сигналізувати про вихід температури за встановлені межі (самі кордони ми можемо встановлювати і змінювати), міняти точність вимірювань, спосіб взаємодії з контролером і багато іншого. Мікросхема має три виходи, з яких для даних використовується тільки один, два інших - це земля і живлення. Число проводів можна скоротити до двох, якщо використовувати схему з паразитним живленням і з'єднати Vdd з землею. До одного проводу з даними можна підключити відразу декілька датчиків DS18B20 і в платі Arduino буде задіяний лише один пін. Можна вибрати один з трьох - 8-Pin SO (150 mils), 8-Pin µSOP, і 3-Pin TO-92. Останній є найбільш поширеним і виготовляється в спеціальному влагозахисному корпусі, так що його сміливо можна використовувати під водою та будь якою рідиною. У кожного датчика є 3 контакту. Для корпусу TO-92 потрібно дивитися на колір проводів: чорний - земля, червоний - живлення і білий/жовтий/синій - сигнал. Основний вигляд датчику зображений на рис. 3.

Транзитний сервер СМПТС, розташований на борту ТЗ, для виконання властивих функцій повинен включати в себе складові елементи, що знаходяться між собою у постійній взаємодії [8]: центральний програмований процесор (мікроконтролер); дисплей, екран, монітор або інший пристрій відображення інформації; пристрій вводу-виводу інформації керування СМПТС; запам'ятовуючий

пристрій, як оперативний, так і постійний або зовнішній; програми, програмні комплекси і їх інтерфейси; мережеві пристрої; пристрій обробки графічної відео і(або) фотоінформації; пристрої GSM; пристрої геопозиціонування (GPS, a-GPS, ГЛОНАСС або SBAS); пристрій передачі даних: Wi-Fi, GPRS, Bluetooth; додаткові пристрої, тощо. В якості бортового транзитного серверу СМПТС може використовуватись смартфон або планшет, після встановлення на них необхідного програмного забезпечення.

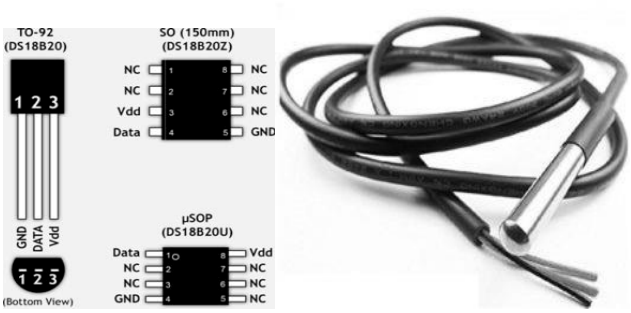



Рис. 3 – Загальний вигляд датчику температури DS18B20

Функціональні можливості транзитного серверу СМПТС, у взаємодії з адаптером (сканером) OBD-II, в процесі проведення досліджень включають в себе: реєстрацію параметрів технічного стану ТЗ; роботу з отриманими параметрами технічного стану ТЗ, отриманими від датчиків, поєднаними K, L або CAN лініями зв'язку, при забезпеченні адаптації до отримання різних інформаційних протоколів; роботу з різними інтерфейсами програм і програмних комплексів; ідентифікацію ТЗ в умовах експлуатації; отримання, обробку і передачу даних при одночасній взаємодії між основними функціями ТЗ; забезпечення експлуатації ТЗ з визначенням і формуванням геозон щодо основних параметрів експлуатації і положення ТЗ; безпеку керуванням ТЗ при виконанні функцій спостереження і відео, фото, аудіо фіксації; забезпечення навігації і роботи з мапами та сервісами; вхід і вихід на програмні додатки сервера СМПТС; діагностування ТЗ з інформуванням водія і СМПТС про похибки і несправності в роботі ТЗ, з усуненням інформації про похибки і несправності в роботі ТЗ, тощо. Рівень інфраструктури транспорту (рис. 1) складається з двох основних складових – мережі отримання і передачі інформації і засобів інфраструктури транспорту для забезпечення моніторингу параметрів технічного стану і положення ТЗ та учасники процесів експлуатації транспорту. До мереж отримання і передачі інформації в дослідженні відносимо GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GSM, GPRS, Internet або локальну мережу. До засобів інфраструктури транспорту для забезпечення моніторингу параметрів технічного стану і положення ТЗ та учасників процесів експлуатації транспорту відносимо поєднані системною взаємодією складові моніторингу, що забезпечують інформацією про: ТЗ з водієм і СМПТС та умови експлуатації транспортного засобу (дорожні, транспортні, атмосферно-кліматичні умови і культура праці) [5] від елементів транспортної інфраструктури та інфраструктури автомобільних доріг, а також від учасників процесів експлуатації транспорту. В

процесі формування інформаційного забезпечення процесів моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації були зібрані наявні джерела інформації в частині координат ТЗ на місцевості в реальному часі, модель автомобільної дороги, отримані результати трекінгу ТЗ тощо.

Результати, отримані в процесі моніторингу параметрів технічного стану ТЗ на рівні ТЗ за допомогою рівня інфраструктури транспорту передаються на рівень дослідження і обробки інформації про стан і положення об'єкту транспорту. Рівень дослідження і обробки інформації про стан і положення об'єкту транспорту (рис. 1) складається з двох складових – програмного забезпечення і бази даних, що системно об'єднані в робоче місце для дослідження і обробки інформації про стан і положення об'єкту транспорту.

В результаті системної взаємодії складових для здійснення означених функцій бортова СМПТС ТЗ за допомогою складових елементів виконує дистанційне дослідження роботи ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS. Обмін інформацією здійснюється через мережі отримання і передачі інформації, а саме GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet або локальну мережу. У пам'ять СМПТС закладаються вихідні дані, в тому числі і параметри ТЗ і транспортного двигуна. Фрагмент результатів проведених вимірювань у вигляді карти руху ТЗ і графіків зміни параметрів технічного стану ТЗ в часі показаний на рис. 5.



Рис. 4 – Фрагмент звіту про результати проведених вимірювань теплової підготовки ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива, у вигляді карти руху ТЗ

Для обґрунтування поставленої задачі і способу її вирішення в Херсонській державній морській академії (ХДМА) на кафедрі експлуатації суднових енергетичних установок було проведено експериментальне дослідження. За мету ставилась фіксація процесів прогрівання транспортного двигуна у змінних умовах експлуатації за варіантами: прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х., прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х. з підключенням навантаження (електричні споживачі), прогрів

зупиненого ТЗ в режимі х.х. з підключенням теплообмінника прогріву салону ТЗ (пічки), прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х. і в русі, прогрів ТЗ в русі. В процесі дослідження фіксувались параметри технічного стану двигуна ТЗ і його положення, а саме температура охолоджуючої рідини системи охолодження, частота обертання, температура повітря на впуску, температура каталізатора, витрата палива тощо. Всього 32 параметри технічного стану ТЗ. Вимірювання параметрів технічного стану проводилось на ТЗ обладнаним вимірювальним комплексом який дозволяє проводити дистанційну оцінку параметрів роботи двигуна ТЗ і його теплової підготовки в структурі інтелектуальних транспортних систем.

В якості дослідного ТЗ було обрано KIA Ceed 2.0 5МКПП з двигуном G4GC, обладнаного газобалонним обладнанням 4-покоління (інжекційний газовий редуктор Tomasetto AT-09 Alaska, форсунки Hana, блок керування AGIS, температура (за температурою охолоджуючої рідини) запуску газової апаратури 40 ˚С). Моніторинг параметрів технічного стану проводилась за допомогою розробленого та встановленого вимірювального комплексу зображений на рис. 5.

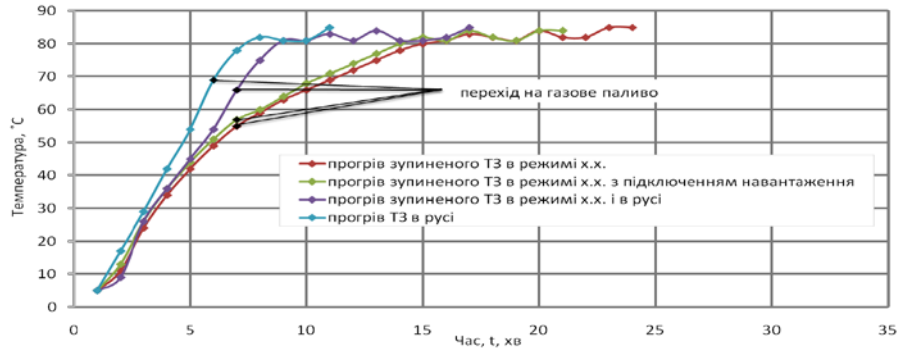


Рис. 5 – Загальний вигляд елементів бортової системи моніторингу параметрів технічного стану (СМПТС) і положення ТЗ для дослідження роботи ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS: розташованому в автомобілі KIA Ceed *2*.0 5МКПП

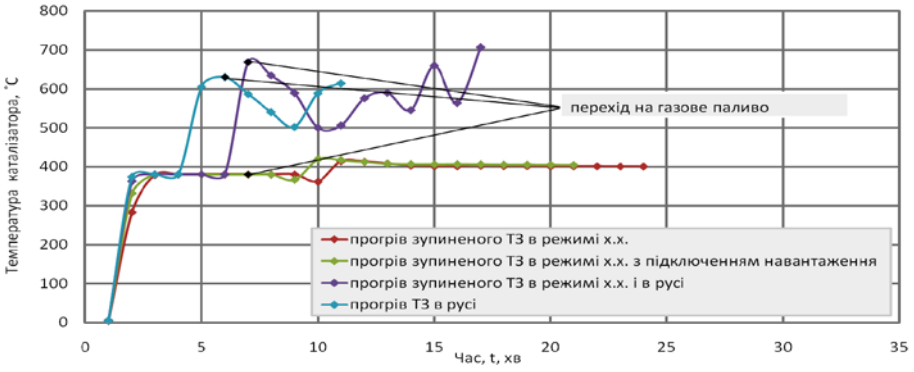
В результаті проведеного дослідження було встановлено, що фактичний час прогріву транспортного двигуна до температури 85 ˚С при температурі навколишнього середовища 8 ˚С (прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х.) склав 22,50 хв. Експериментально була отримана температура включення газової апаратури на ТЗ в умовах експлуатації 55 ˚С. Аналогічні результати були отримані і при всіх інших варіантах прогрівання ТЗ в умовах експлуатації, за умовами експериментального дослідження. Зведені результати зміни параметрів технічного стану ТЗ в процесі прогріву, показані на рис. 6, у вигляді графіків на яких показано час переходу на зріджене газове паливо двигуна ТЗ при різних умовах експлуатації.

Отримані результати дозволяють зробити попередній висновок, що бензинові двигуни транспортних засобів, які обладнанні газобалонним обладнанням 4-го покоління не можуть забезпечити достатній прогріву усієї системи

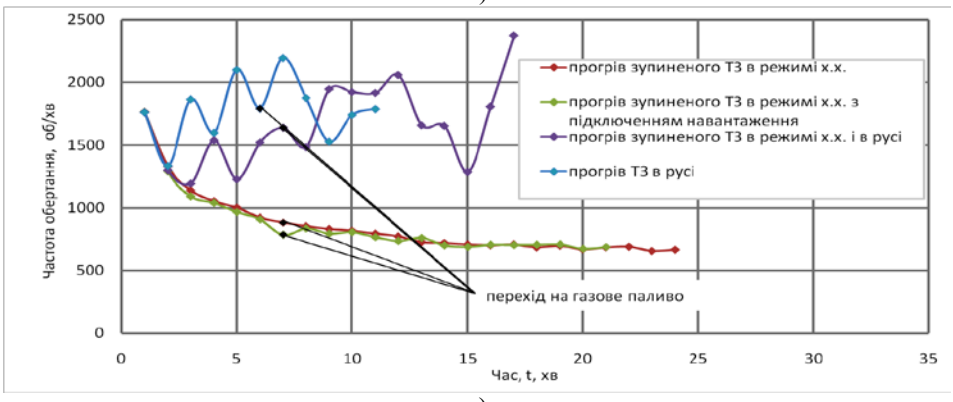
охолодження двигуна ТЗ для своєчасного переходу на газове паливо (включення ГБО), ця умова залежить від багатьох факторів, що потребує подальших досліджень в даному напрямку.




а)

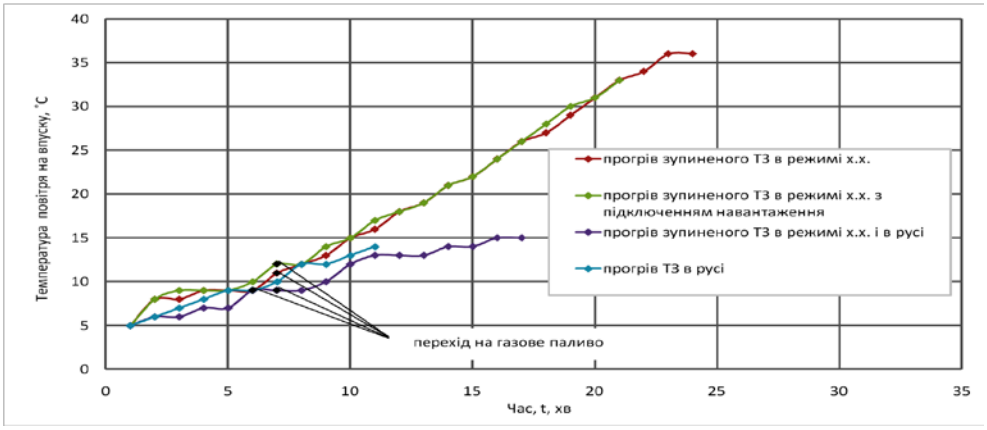



б)

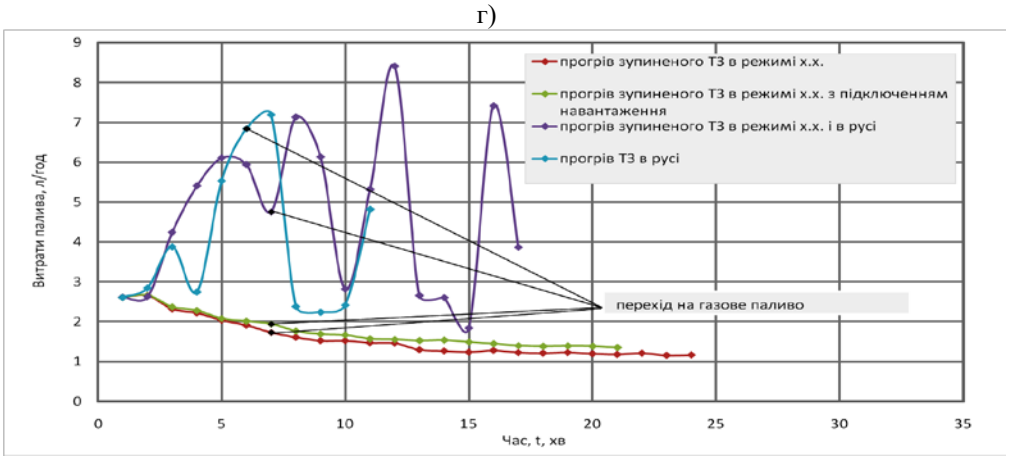



в)

Рис. 6 – Результати зміни параметрів технічного стану ТЗ в процесі прогріву і переходу на газове паливо: температура охолоджуючої рідини (а); температура каталізатора (б); частота обертів двигуна (в)




г)




д)

Рис. 6 – Результати зміни параметрів технічного стану ТЗ в процесі прогріву і переходу на газове паливо: температура повітря на впуску (г); витрата палива (д), (продовження)

## ВИСНОВКИ

Продемонстровано елементи вимірювального комплексу для здійснення дистанційного дослідження роботи транспортного засобу, обладнаного системою впорскування газового палива, в умовах експлуатації засобами ITS. Обґрунтовано склад системи моніторингу параметрів технічного стану і положення для дослідження роботи ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива, з можливістю дистанційної реєстрації і виводу отриманих результатів на віддалений комп'ютер засобами ITS при проведенні експериментальних досліджень транспортного засобу в умовах експлуатації.

**ЛІТЕРАТУРА**


[1]. Особливості формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS / В. П. Волков, І. В. Грицук, Ю. В. Грицук, Г. К. Шурко, Ю. В. Волков // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2017. – № 14 (1236). – С. 10–20.

[2]. Аулін В.В. Проблеми підвищення експлуатаційної надійності та можливості удосконалення стратегії технічного обслуговування мобільної сільськогосподарської техніки / В.В. Аулін, А.В. Ериньків // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування. - 2015. - № 28. - С. 126-132.

[3]. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

[4]. Грицук І.В. Особливості формування предметної області і інформаційної системи оцінювання параметрів технічного стану транспортного засобу в умовах експлуатації / І.В. Грицук, Т.П. Білоусова, Ю.В. Грицук, Ю.В. Волков // Вісник Херсонського національного технічного університету, №3 (62), т.1, Херсон, 2017 - С. 302-306

[5]. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / [Н.Я.Говорущенко]. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1984. – 312 с.

[6]. Алексеев В.В. ГИС мониторинга транспортных сетей / В.В. Алексеев, Н.И. Куракина, Н.В. Орлова, А.А. Минина // Data+. Геоинформационные системы для бизнеса и общества. №2 (69). 2014 [Електронний ресурс] // Режим доступу:

https://www.dataplus.ru/news/arcreview/detail.php?ID=17802&SECTION_ID=1058**.**

[7]. Волков В.П., Мырхалыков Ж.У., Грицук И.В., Никонов О.Я., Сатаев М.И., Волков Ю.В., Саипов А.А. Интеллектуальные и телематические технологии на транспорте / Под ред. доктора технических наук. профессора В.П. Волкова– Шымкент: Изд-во ЮКГУ им. М. Ауэзова, 2016. – 508 с.

[8]. Гутаревич Ю.***Ф*****.** Обґрунтування структури вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву / Ю.***Ф*****.** Гутаревич, Грицук І.В., Адров Д.***С.***, Комов А.***П.,*** *ТРІФОНОВ* Д.М. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 10 (1053). – с.55-62

[9]. Хендерсон Б. OBD-II и электронные системы управления двигателем. Руководство / Б.Хендерсон, Дж. Хейнес // СПб.: Алфамер Паблишинг, 2011 – 248с.

## STRUCTURE OF THE MEASURING COMPLEX FOR RESEARCHING THE OPERATION OF A VEHICLE WITH A ENGINE EQUIPPED WITH A GAS FUEL INJECTION SYSTEM, UNDER CONDITIONS OF OPERATION BY ITS MEANS

The article describes the structure of an information system for remote study of the technical condition of an internal combustion engine running on liquefied gas fuel. A system, methods, and a cycle of thermal preparation of the starting and subsequent heating of the engine under study were developed using the presented monitoring system.

The results of the study of vehicle warm-up when using gas-balloon equipment in operating conditions are also considered. An analysis of ways to improve the thermal preparation of the engine to facilitate starting at low temperatures. It has been confirmed that “cold” starting, that is, starting an unheated engine at low ambient temperatures, is particularly difficult and dangerous, in terms of reliability. It is shown that the specific features of liquefied gas fuel and the design of gas fuel equipment for feeding it into the engine significantly affect the provision of "cold" start, which are the cause of complications when starting a transport engine running on liquefied gas fuel at low ambient temperatures. Thermal preparation systems that can be used on transport engines operating on liquefied gas fuel are considered to ensure their operability in conditions of low ambient temperatures.

The information exchange scheme between the elements of the measurement system and the composition of the measuring complex for researching the operation of a vehicle equipped with a gas fuel injection system under operating conditions by ITS are justified.

The elements of the measuring complex for the remote study of the operation of a vehicle equipped with a gas fuel injection system in operating conditions by means of ITS are demonstrated. The composition of the monitoring system for the parameters of the technical condition and position for investigating the operation of a vehicle equipped with a gas fuel injection system with the possibility of remote recording and outputting the results to a remote computer using ITS tools during experimental research of a vehicle in operating conditions is justified.

**УДК 629.002.5:621.9.041**

# ЗАСТОСУВАННЯ ОНТОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ПРИ ВИБОРІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ЗАСОБІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ СКЛАДАННЯ І РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

**ВОРОБЙОВ Юрій, НЕЧИПОРУК Микола, МАЙОРОВА Катерина**

У статті проаналізовано проблеми створення виробничої системи підтримки прийняття рішень з онтологічною компонентою в якості інтелектуального ядра для вирішення завдань, пов'язаних із обґрунтуванням вибору імпульсного обладнання при технологічній підготовці складального виробництва. Викладено підхід до синтезу інтелектуального ядра у формі онтологічної системи як сукупності трьох предметних онтологій. В основу підходу покладено методологію METHONTOLOGY. Наведено результати порівняльного аналізу зовнішнього і внутрішнього шляхів прояву системності при аналізі номенклатури технологічних операцій складання конструкцій транспортних засобів із застосуванням ручних імпульсних пристроїв, виходячи з принципів цілісності, системності, ієрархічності і розвитку, які є головними принципами будь-якого різновиду системного підходу. Показано, що відношення «частина – ціле» і «рід – вид» являють собою гносеологічні різновиди відносин підтримки функціональної здатності цілого. Виділення характерних ознак кожного типу технологічних операцій складання транспортних засобів із використанням ручних імпульсних пристроїв показало, що конкретизацією категорії сутності для них є саме зовнішня система (система-клас). Наведено результати створення метаонтології «Ручні імпульсні пристрої». Визначено основні ідеї та підходи оцінювання ефективності процесу придбання знань. Описано два види тактик при створенні метаонтології «Ручні імпульсні пристрої». Розглянуто аспекти формування метаонтології відповідно до вимог IDEF5. Для створюваної метаонтології «Ручні імпульсні пристрої» було обрано низхідну структуру. В результаті реалізації структурно-онтологічного підходу було оптимізовано процес вилучення знань і, тим самим, в цілому підвищено ефективність створення метаонтології. При підтримці (розвитку) метаонтології «Ручні імпульсні пристрої» було реалізовано режим автоматизованого застосування знань, що представлено як узагальнений алгоритм реалізації даного процесу. Детально представлено метаонтологію «Ручні імпульсні пристрої».

## 1. ВСТУП

Досягнення у створенні інтелектуальних систем для найрізноманітніших сфер діяльності людини з кожним роком стають дедалі помітніше. Активно використовуються програми розпізнання образів, текстів, мови; баз даних і знань; онтологічних систем і систем 3D-моделювання. Все це дозволяє розпочати створення інтелектуальних помічників – конструкторів, технологів і експлуатаційників різних транспортних засобів (ТЗ), так званих «роботів-конструкторів» і «роботів-технологів». Виробництво та ремонт як процеси і області знань про артефакти є предметом онтологічного аналізу вчених-дослідників і спеціалізованих фахівців. Важливу роль при цьому на всіх стадіях життєвого циклу виробу відіграє технологічна підготовка виробництва (ТПВ). ТПВ передбачає вибір обладнання та інструменту для виробництва і ремонту ТЗ, що передбачає багатоваріантність технологій і засобів технологічного оснащення.

Для визначення оптимального рішення в сучасному виробництві використовується система онтологій, що складається зазвичай з трьох онтологій: онтології предметної області, онтології задач і метаонтології [1, 2 та ін.]. Специфіка організації виробництва на машинобудівних і ремонтних підприємствах допускає можливість при створенні виробничих систем підтримки прийняття рішень (СППР) створення «легких» онтологій, де реалізація онтологічних систем здійснюються в рамках технології METHONTOLOGY [3].

У переважній більшості випадків процес створення онтологій значно суб'єктивізовано як за формою проведення, так і за змістом. Його об’єктивізація до відомого рівня досягається практично онтологічного інжинірингу за допомогою формування і застосування спеціалізованого набору методів придбання знань, обраних з номенклатури стандартних методів [4].

## 2. ФОРМУВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Однак при традиційному підході не гарантується повнота охоплення предметної області і якість її подання у формі знань, придатних до комп'ютерної обробки. Крім того, уявлення знань у цьому випадку, як правило, супроводжується інформаційною надмірністю. Таким чином, ефективність застосування онтологічного підходу до подання знань про світ технологій, обладнання та інструмент для виробництва і ремонту ТЗ в значній мірі визначається рівнем об'єктивності набутих знань.

Метою дослідження є розробка онтологічної системи підтримки прийняття рішень (ОСППР) при виборі розробниками, виробниками та ремонтниками ТЗ технологій і засобів технологічного оснащення, зокрема імпульсних технологій та ручних імпульсних пристроїв (РІП) для складально-монтажних і ремонтних робіт.

## 3. ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ

*Онтології і онтологічні системи як основа створення виробничих інформаційних систем*

*Основні визначення*

Трактування терміну «онтологія» в різних джерелах і областях досліджень відрізняються в залежності від контексту і цілей його використання. В аспекті розроблення та впровадження різноманітних інформаційних технологій, в тому числі і інтелектуальних, онтологія – це формальне представлення на базі концептуалізації знань.

Графічно онтологія має вигляд мережі, вершинами якої є терміни і відносини, де ребрами вказують на зв'язок між ними. Побудова онтології корисна для використання в:

1) системах навчання при пошуку потрібної інформації;

2) пошукових системах із використанням семантично значущих фрагментів тексту;

3) наукових дослідженнях при відстеженні корисних даних і знань в потоках інформації;

4) системному аналізі при дослідженні предметної області;

5) інтеграції даних і знань при композиції інформаційних баз;

6) класифікації і дослідженні ефективності сучасних методів і засобів проведення експертиз;

7) виконанні класифікації та обґрунтуванні повноти структурних елементів понятійної бази в залежності від сфери застосування створюваної інформаційної системи;

8) розробці стратегії формування дерева експертного аналізу (установка переліку та порядку формування послідовності правил) на основі понятійної бази;

9) виконанні аналізу сучасних методів формування онтологій та відповідних предметних областей;

10) розробці принципів, структури і елементного базису для створення онтологій предметних областей;

11) розробці моделей і методів автоматизованого створення онтологій, ґрунтуючись на цифровому поданні даних;

12) розробці методу композиційної оцінки результатів експертного аналізу;

13) визначенні принципів, структури, елементної бази інформаційного наповнення системи експертного аналізу, включаючи засоби представлення вихідної інформації і результатів;

14) виконанні експериментальної верифікації запропонованих моделей і методів на базі розробленої експертної системи [5].

На практиці найбільш формалізовані онтології є логічні теорії, побудовані на довільних логічних твердженнях про поняттях в рамках заданої системи аксіом. Для опису таких формальних онтологій застосовуються різні логіки (дескриптивні логіки, модальні логіки, логіка предикатів першого порядку) і різні мови опису онтологій DAML + OIL, OWL, CycL, Ontolingua [6-13]. Виходячи з практичного досвіду, до онтології пред'являють ряд суперечливих вимог (формальна строгість, практична застосовність, величина, зрозумілість користувачам), що вимагає від розробника онтології усвідомлено робити свій вибір.

У машинобудуванні має місце однозначність трактування понять, а також відносин між ними. Виходячи з цього, при розробці додатків в областях, безпосередньо пов'язаних з машинобудуванням, цілком допустимо обмежитися створенням так званих легких онтологій (lightweight ontologies) [14, 15].

Машина виведення онтологічної системи в загальному випадку може спиратися на мережеве представлення онтологій всіх рівнів. При цьому її функціонування буде пов'язано з:

– активацією понять і / або відносин, які фіксують розв'язне завдання (опис вихідної ситуації);

– визначенням цільового стану (ситуації);

– виведенням на мережі, яке полягає в тому, що від вузлів вихідної ситуації поширюються хвилі активації, котрі використовують властивості відносин, що з ними пов'язані.

Конструктивно машина виведення може бути оформлена у вигляді бази метаправил, представлених як правила-продукції. Критерієм зупинки процесу є досягнення цільової ситуації або перевищення тривалості виконання (time-out) [16]. На рис. 1 представлена узагальнена структура ОСППР із вибору РІП для складання конструкцій ТЗ, інтелектуальне ядро якої містить онтологічну систему.

Придбання знань при створенні, розгортанні та експлуатації онтологічних систем є фундаментальною проблемою [13, 16]. На відміну від розробників

інтелектуальних систем, розробники онтологій стикаються з низкою додаткових проблем, пов'язаних із відсутністю у тій чи іншій мірі загальних і верифікованих методологій, що визначають «процедури», які повинні виконуватися в процесі розробки, і на яких стадіях розробки онтологій вони повинні виконуватися. Нині існує лише кілька предметно-незалежних методологій, орієнтованих на побудову онтологій [17].

Слід зазначити, що зазначені методології базуються на наступних принципах, запропонованих Грубером [18]:

1. Ясність (Clarity) – здатність онтології адекватно відображати сенс введених термінів. Для дотримання цього принципу доцільно ставити визначення у вигляді логічних аксіом.
2. Узгодженість (Coherence) – означає на практиці логічну несуперечність введених визначень, а також несуперечливість всіх тверджень, виведених в онтології, аксіом.
3. Можливість розширення (Extendibility) – можливість монотонного розширення і / або спеціалізації без необхідності ревізії вже існуючих понять.
4. Мінімум впливу кодування (Minimal encoding bias) – симетричність окремих компонентів онтології в аспекті систем уявлення знань, покладених в їх основу.
5. Мінімум онтологічних зобов’язань (Minimal ontological commitment) – подання до онтології лише найбільш істотних понять моделювального середовища, щоб залишати свободу для розширення і спеціалізації. В даному принципі відображено принципові відмінності онтологій від баз знань (БЗ), які можуть містити лише знання, необхідні для вирішення конкретних завдань.

Методологію і «життєвий цикл» створення онтологій в подальшому викладі будемо розглядати в рамках підходу METHONTOLOGY, розробленого Гомез-Перезом (Gomez-Perez) з колегами, оскільки цей підхід дає можливість в повній мірі реалізувати наведені вище принципи Грубера. Крім того, застосування METHONTOLOGY в цілому відповідає специфіці даної предметної області.

Відповідно до підходу METHONTOLOGY виділяються наступні процедури в «життєвому циклі» створення онтології: управління проектом, власне розробка та підтримка розробки.

Процедури управління проектом включають планування, контроль і гарантії якості. Планування визначає завдання, які повинні бути виконані, їх організацію, проміжок часу та необхідні ресурси, що потрібні для їх виконання. Контроль гарантує, що заплановані завдання виконані і саме так, як це передбачалося [19].

Відповідно до загальноприйнятої технології, розробка онтологічної системи включає специфікацію, концептуалізацію, формалізацію і реалізацію. Специфікація визначає цілі створення онтології, її передбачуване використання і потенційних користувачів. Концептуалізація забезпечує структурування предметних знань у вигляді значущій експліцитній моделі. На етапі формалізації відбувається перетворення концептуальної моделі в формальну або «обчислювальну». Етап реалізації передбачає програмування обчислювальної моделі на відповідній мові представлення знань.

Процедури підтримки, а саме придбання знань, оцінки, інтеграції, документування та управління конфігураціями виконуються одночасно за розробкою тому, що без них онтологія не може бути побудована. Вони представлені

процедурами. Придбання знань акумулює знання в заданій предметній області. Оцінка дає технічні рішення з результатів оцінювання онтології, відповідного програмного забезпечення та документації як в процесі виконання кожної фази, так і між фазами. Інтеграція потрібна, коли нова онтологія будується з використанням вже існуючих додатків. Документування дає детальну, зрозумілу і вичерпну інформацію про кожну фазу та продукт взагалі. Управління конфігураціями необхідно для архівації всіх версій документації, програмного забезпечення і коду онтології, а також для контролю за змінами, що мають місце на всіх етапах розробки.

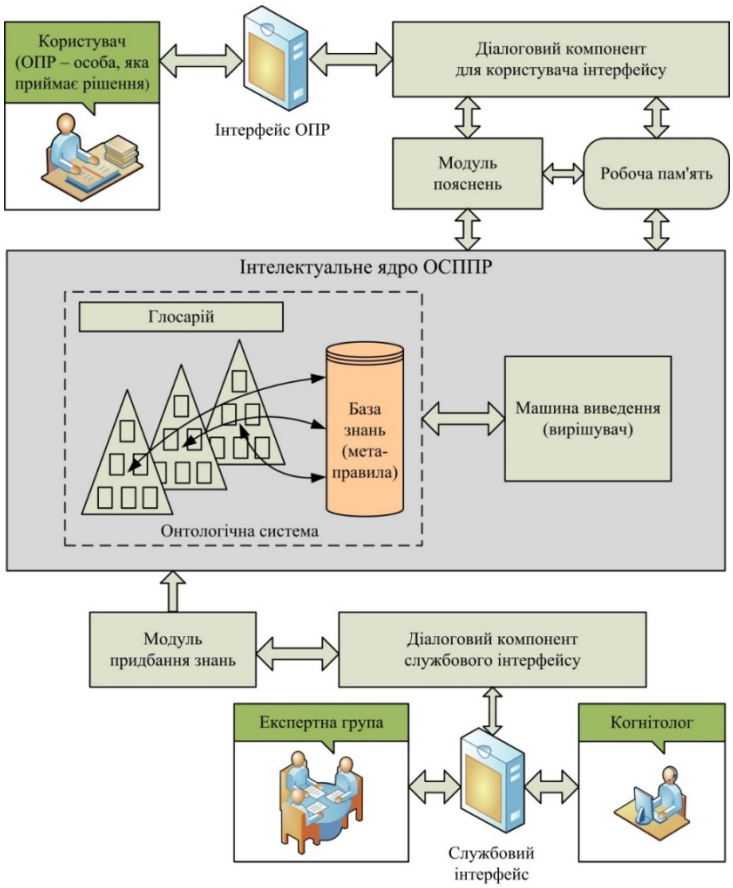



Рис. 1 – Узагальнена структура ОСППР із вибору РІП

Загальна схема «життєвого циклу» створення онтологій в рамках підходу METHONTOLOGY представлена на рис. 2.

Необхідно відзначити, що процес побудови онтології в цьому випадку розпадається на серію підпроцесів із створенням проміжних уявлень. При цьому виконання окремих підпроцесів хоча і здійснюється послідовно, але можливий і ітеративний режим, оскільки якість реалізації всього процесу визначається

повнотою та точністю вже накопичених знань.

Відповідно до даної методології, спочатку будується глосарій термінів (Glossary of Terms), потім – дерева класифікації концептів (Concept Classification Trees) і діаграми бінарних відносин (Binary Relations Diagrams) і тільки після цього – інші проміжні представлення.

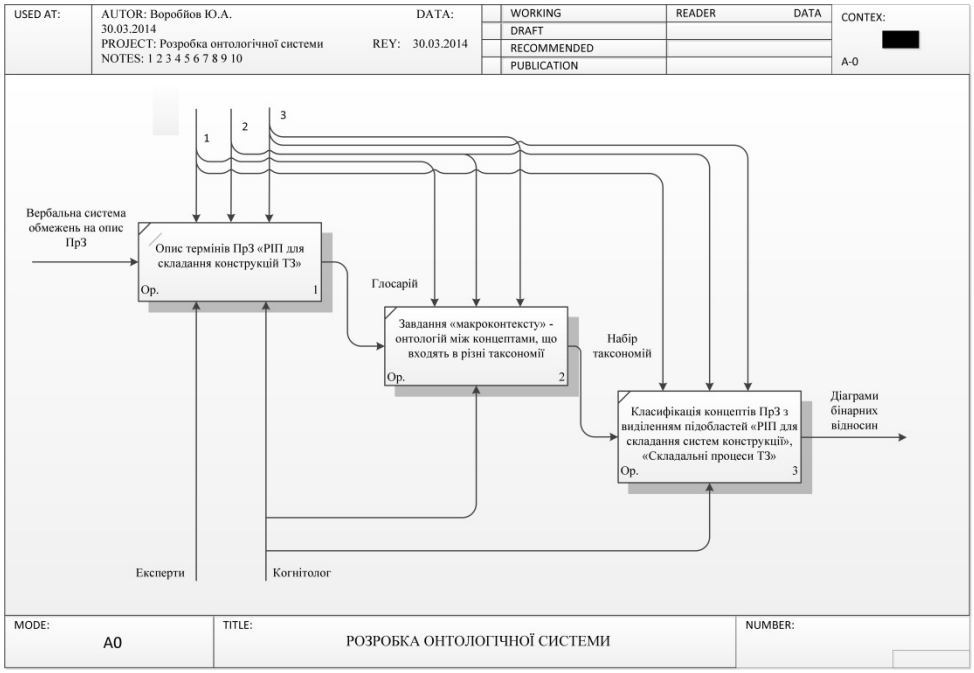



Рис. 2 – «Життєвий цикл» створення онтологій в рамках підходу METHONTOLOGY

*Класифікація технологічних операцій (ТО) складально-монтажних і ремонтних робіт*

Процес класифікації ТО повинен мати наступну природу: спочатку будується попередній варіант таксономії, потім по ній будується попередній варіант мереономії, надалі по ній же уточнюється таксономія і, якщо точність таксономічного розбиття незадовільна, то вносяться корективи в мереономію і т.д.

Сказане вище призводить до необхідності виділення на першому етапі класифікації множини характерних ознак різних видів ТО складання та ремонту ТЗ із застосуванням РІП в межах їх номенклатури (рис. 3) [20].

Для формального представлення всієї номенклатури ТО складання ТЗ із застосуванням РІП доцільно використовувати відомі в теорії природної класифікації критерії природності: ієрархічності, монізму, системності, властивостей, зв’язності [21]. Ці критерії безпосередньо або опосередковано визначаються характерними ознаками ТО (див. рис. 1). Застосування зазначених критеріїв дає можливість забезпечити параметричність класифікації ТО в єдиному класифікаційному полі.

Мовою теорії категорій завдання класифікації ТО зводиться до розробки і дослідження класифікаційної моделі, яка повинна відповідати таким вимогам:

– єдності універсуму, тобто існування в деякій категорії $\mathfrak{R}$, що описує класифікацію ТО, єдиного ініціального об’єкта, котрий відповідає поняттю «надсистема – клас»:

$$\exists! a_{\perp} \in Ob\mathfrak{R} \forall a \in Ob\mathfrak{R} \exists a_a \in Mor\mathfrak{R}\ a_a : a_{\perp} \rightarrow$$
$$\rightarrow a\ Mor\mathfrak{R}(a_{\perp}, a) = \{a_a\};$$




Рис. 3 – Характерні ознаки ТО складання ТЗ із застосуванням РІП

– ієрархічності, тобто кожен об'єкт категорії $\mathfrak{R}$, що описує класифікацію ТО, є вершиною конуса і, крім того, для кожного об’єкта категорії $\mathfrak{R}$ існує деяка категорія, для якої він є ініціальним об'єктом:

$$\forall a \in Ob\mathfrak{R} \exists Mor\mathfrak{R}[a) \neq \varnothing;\ \forall a \in Ob\mathfrak{R} \exists \mathfrak{R}_a \subseteq \mathfrak{R} : a \in Ob_I\mathfrak{R}_a,$$

де $Mor\mathfrak{R}[a)$ – множина всіх морфізмів, початком яких є об'єкт a.

– параметричності, тобто в деякій категорії $\mathfrak{R}$, що описує класифікацію ТО, існує підкатегорія $\mathfrak{R}_{св}$, котра описує властивості будь-яких елементів класифікуємої предметної області:

$$\exists \mathfrak{R}_{св} \subset \mathfrak{R}.$$

*Створення метаонтології «Ручні імпульсні пристрої»*

При створенні метаонтології «РІП» застосовувалися два види тактики:

1) експертування шляхом упорядковуванням безлічі вихідних питань, що складає з них цілісну картину світу РІУ з зазначенням концептів і відносин між ними;

2) на кожному кроці експертування пропонується кілька питань, з яких він обирає одне найбільш на його погляд окреме та на нього відповідає, після чого переходить до більш загального питання.

Розглянемо аспекти формування метаонтології «РІП» відповідно до вимог стандарту онтологічного дослідження IDEF5:

1. Формування і систематизація початкових умов з встановленням основних цілей розробки онтології.

2. Збір та накопичення вихідних даних.

3. Обробка даних, при якій аналізується і групується вихідна інформація.

4. Початковий розвиток онтології – формування попереднього варіанту.

5. Уточнення та верифікація онтології.

Для розробки метаонтології «РІП» було використано низхідний підхід [22]. При цьому підході на нижчому (початковому) рівні знаходяться елементарні одиниці. Для РІП встановлюються невизначені поняття (наприклад, конкретні моделі клепальних машин). На наступних рівнях розташовуються більш абстрактні поняття «пневмоімпульсні клепальні молотки», при цьому вищий рівень містить найзагальніші поняття, а саме «імпульсний ручний інструмент», які з тими чи іншими атрибутами багаторазово присутні в метаонтології.

Якість створеної метаонтології безпосереднім чином визначається семантичним відображенням безлічі питань експерту $Q$ з онтологією $O$, яка є концентрованим відбиттям структури предметної області з її елементами і відносинами між ними, представленими як деревоподібна структура. Зі сказаного випливає, що питання з множини $Q$ повинні бути однозначно пов'язані з безліччю концептів $X$ створюваної метаонтології, які, в свою чергу, знаходяться між собою в певних відносинах з множиною $R$. Множину відносин концептів метаонтології було задано сукупністю

$$R = \langle R_1, R_2, R_3, R_4 \rangle,$$

де $R_1$ – відношення складу (частина і ціле, окреме і загальне);

$R_2$ – ставлення визначення (є);

$R_3$ – відношення типу атрибута (який);

$R_4$ – відношення типу дії (становить, призначений для, виконує, формує, ...).

Очевидно, що такий перелік відносин не є повним, проте специфіка предметної області допускає використання обмеженої номенклатури відносин зі збереженням прийнятного рівня адекватності синтезованої моделі.

Оскільки онтологія має деревоподібну структуру, то існування відносин між концептами накладає певний відбиток і на послідовність питань, що пред'являються експертам. Для створюваної метаонтології «РІП» було обрано низхідну структуру. Такий тип структури передбачає, згідно з принципами концептуального балансу [23], наявність на верхньому рівні 7±2 концептів, які є основними структурними одиницями створюваної метаонтології. На самому нижньому рівні знаходяться концепти, що визначають концепти вищих рівнів, які є невизначеними поняттями в аналізованій предметній області.

При створенні метаонтології «РІП» стратегія вилучення знань втілювала дедуктивний характер, що є наслідком застосування низхідного підходу. Дана обставина, як відомо, породжує на практиці значну суб'єктивність набутих знань. Для об'єктивізації знань в процес вилучення було включено спеціальну процедуру фільтрації послідовності питань через спеціальні горизонтальні рівні, що відповідають укрупненим концептуальним фрагментами понять предметної області і забезпечують повноту знань.

Таким чином, послідовність питань до експерта в даному випадку було побудовано за схемою «від загального до конкретного». Вибір питань на певних етапах і їх кількість задавалися експертом аналогічно відомому методу «північно-

західного кута» [24].

На початку кожного сеансу вилучення знань експерту пропонувалось одне з питань, пов'язаних з верхнім рівнем онтології. Це питання мало часто характер відносини $R_1$, $R_2$ або $R_3$. При задовільної відповіді на питання здійснювався перехід на один рівень вниз; при появі ж питання з відношенням типу $R_4$ – перехід горизонтально вправо і на рівень вниз. При правильних відповідях витяг знань припинявся за умовою досягнення нижнього рівня онтології (невизначених понять), якщо при цьому були також пройдені всі горизонтальні етапи. Якщо ж від експерта під час діалогу було отримано незадовільну відповідь на питання, які співвідносились з верхнім рівнем онтології, то здійснювався перехід за відповідним горизонтальним рівнем і експерту пред'являлися питання з тим же типом відносин; якщо незадовільна відповідь була отримана на одному з нижніх рівнів, то перехід здійснювався на верхній рівень і експерту пред'являлися питання, пов'язані з подальшим концептом верхнього рівня. У тому випадку, якщо процес вилучення знань закінчувався питанням, «інцидентним» концепту верхнього рівня онтології, це свідчило про необхідність визначення і залучення до процесу виявлення знань додаткових експертів.

Верифікація процесів контролю якості знань є досить складною процедурою, що суб'єктивізована. В даному випадку було застосовано підхід до вилучення знань [25], який базується на об'єктивізації оцінки експерта за допомогою автоматизації процесу формування множини питань і процедури його реалізації при дотриманні умови повноти. При цьому дотримувалося одночасне виконання двох умов: повнота охоплення предметної області і мінімізація інформаційної надмірності за рахунок побудови відображення метаонтології на формалізовану схему проблемно-орієнтованого уявлення предметної області. В результаті реалізації структурно-онтологічного підходу було оптимізовано процес вилучення знань і, тим самим, в цілому підвищено ефективність створення метаонтології.

В принципі, за підтримки (розвитку) метаонтології «РІП», може бути реалізований режим автоматизованого придбання знань [23]. Нижче наведено узагальнений алгоритм реалізації даного процесу, що складається з декількох етапів, а саме:

1. Визначення типу відносин між поняттями метаонтології «РІП».
2. Визначення частот, з якими зустрічаються іменники в текстологічному джерелі знань.
3. Запропонування процедури виключення надлишкових іменників і її реалізація.
4. Визначення ставлення отриманих іменників як визначальні поняття з іншими термінами предметної області за допомогою отримання відповідної множини дієслів (єсть, трапляється, включає в себе, складається, дозволяє, формує, ділить, ...).
5. Формування тлумачного словнику предметної області, якщо вже зафіксовано поняття і відносини, що вимагають інтерпретації.
6. Формування множини визначальних іменників, що мають відношення до визначеного іменника з фіксуванням їх атрибутів.
7. Реалізація додаткових процедур, що необхідні для уточнення, кращого розуміння і забезпечення повноти онтології.

На рис. 4 представлено метаонтологія «РІП» у формі ієрархії фреймів.

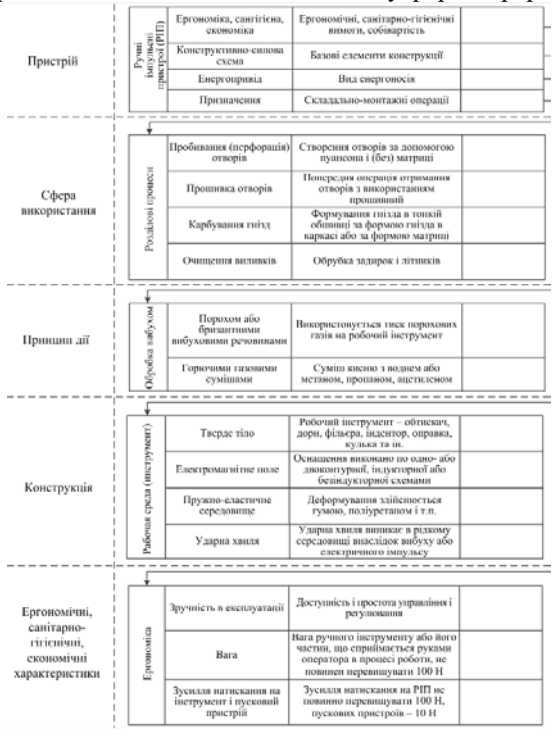



Рис. 4 – Метаонтологія «РІП»

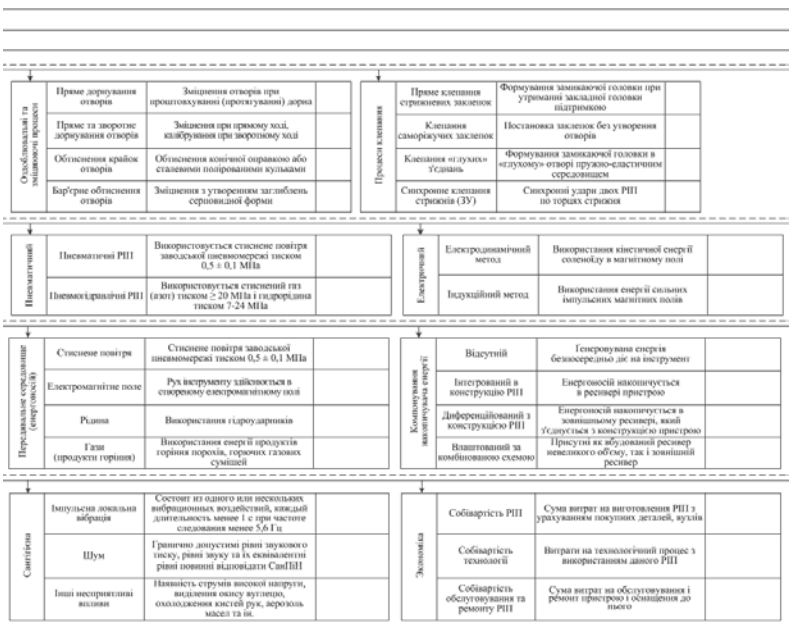
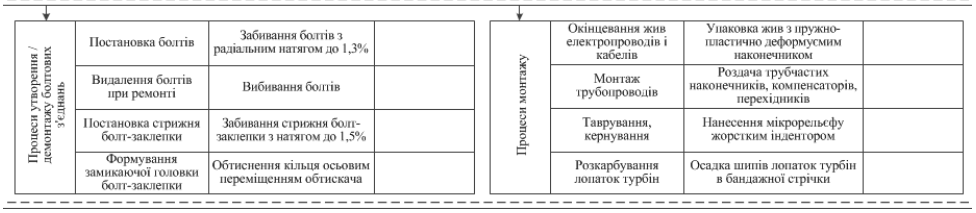


Рис. 4 (продовження) – Метаонтологія «РІП»



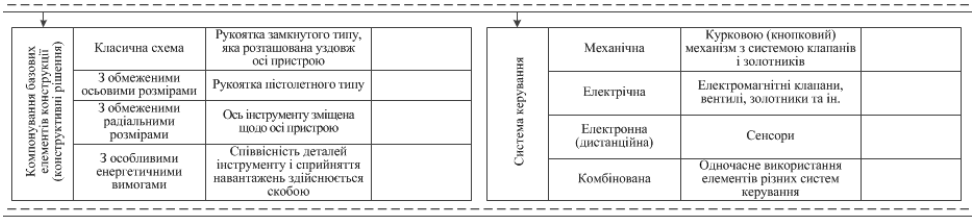




Рис. 4 (продовження) – Метаонтологія «РІП»

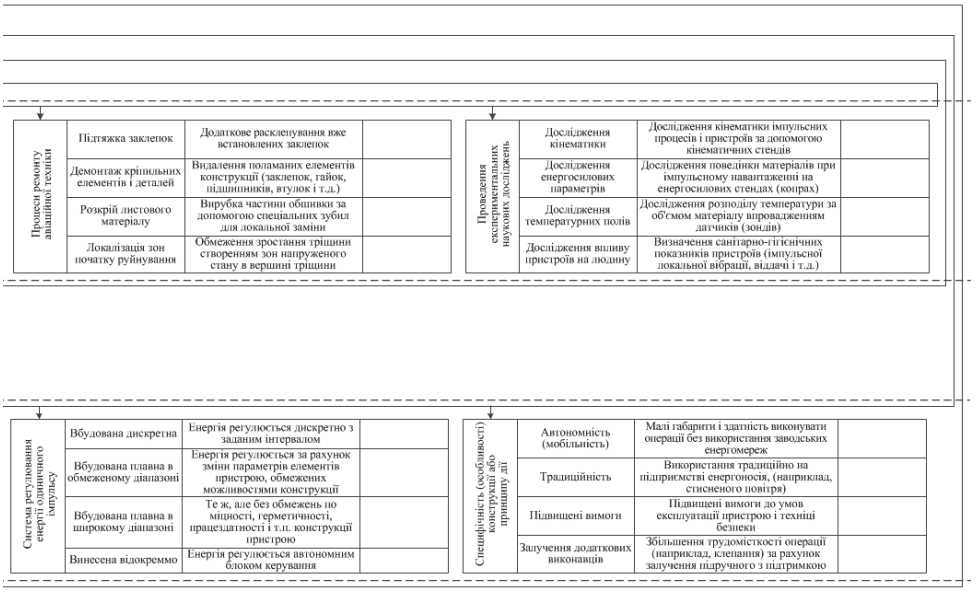



Рис. 4 (продовження) – Метаонтологія «РІП»

## 4. ВИСНОВКИ

1. Застосування онтологічного підходу до створення виробничих систем із штучним інтелектом є перспективним з точки зору підвищення ефективності управління виробництвом, а також збереження інтелектуального капіталу колективів підприємств.

2. Інтелектуальне ядро виробничих СППР доцільно реалізовувати в формі онтологічних систем.

3. Специфіка організації виробництва на машинобудівних підприємствах допускає можливість реалізації онтологічних систем в рамках технології METHONTOLOGY.

4. Проведено порівняльний аналіз зовнішнього і внутрішнього шляхів прояви системності при аналізі номенклатури ТО складання ТЗ із застосуванням РІП, виходячи з принципів цілісності, системності, ієрархічності і розвитку, які є головними принципами будь-якого різновиду системного підходу.

5. Показано, що відношення «частина – ціле» і «рід – вид» являють собою гносеологічні різновиди відносини підтримки функціональної здатності цілого.

6. Виділення характерних ознак кожного типу ТО складання ТЗ із використанням РВП показало, що конкретизацією категорії сутності для них є саме зовнішня система (система-клас).

7. Визначено основні ідеї та підходи оцінки ефективності процесу придбання знань при формуванні метаонтології «Ручні імпульсні пристрої».

8. В результаті реалізації структурно-онтологічного підходу було оптимізовано процес вилучення знань і, тим самим, в цілому підвищено ефективність створення метаонтології.

9. За підтримки метаонтології «РВП» було реалізовано режим автоматизованого застосування знань, що представлено у вигляді узагальненого алгоритму реалізації даного процесу. Детально представлено метаонтологію «РІП».

## ЛІТЕРАТУРА


[1]. Gomez-Perez, A. Ontologies: Theory, methods and tools. The Fourth Summer School on Ontological Engineering and the Semantic Web, 2006 (SSSW'06).

[2]. Gruninger, M., Atefi, K., Fox, M. Ontologies to support process integration in enterprise engineering. Computational and Mathematical Organization Theory, 2000, no. 6, pp. 381 – 394.

[3]. Модели онтологий и онтологической системы поддержки принятия решений по выбору ручных импульсных устройств / Ю. А. Воробьев, Н. В. Нечипорук, В. Н. Кобрин, И. В. Шостак // Наукові нотатки: міжвуз. зб. наук. пр. / Луц. Нац. техн. ун-т. – Луцьк, 2014. – Вип. 46. – С. 77 – 83.

[4]. Гаврилова Т. А., Хорошевский В. Ф. Базы знаний интеллектуальных систем. СПб.: Питер, 2000. – 384 с.

[5]. Снитюк В. Е., Юрченко К. Н. Интеллектуальное управление оцениванием знаний. – Черкассы, 2013. – 262 с.

[6]. Sowa J.F. Conceptual Structures: Information Processing in Mind and Machine / J. F. Sowa. – Massachusetts: Addison-Wesley, 1984.

[7]. KSL Interactive Ontology Server (http:// www-ksl-svc.stanford.edu).

[8]. Knowledge System Laboratory (http://www.ksl.stanford.edu).

[9]. Genesereth M. R., Fikes R. E. (Editors) Knowledge Interchange Format, Version 3.0 Reference Manual. //Computer Science Department, Stanford University, Technical Report Logic-92-1, June 1992.
[10]. Fikes R. Farquhar A. Large-Scale Repositories of Highly Expressive Reusable Knowledge. //Knowledge Systems Laboratory, KSL-97-02, April 1997.
[11]. Farquhar A., Fikes R., Rice J. The Ontolingua Server: A Tool for Collaborative Ontology Construction. //Knowledge Systems Laboratory, KSL-96-26, September 1996.
[12]. FIPA Ontology Service Specification // Foundation for Intelligent Physical Agents. XC000086C. Geneva, Switzerland 2000. 59 p. http://www.fipa.org/specs/fipa00086/.
[13]. Fikes R., A. Farquhar, Rice J. Tools for Assembling Modular Ontologies in Ontolingua.// Knowledge Systems Laboratory, KSL-97-03, April 1997.
[14]. Sowa J. Building, Sharing, and Merging Ontologies. 2001. http://www.ifsowa.com/ontology/ontoshar.html/
[15]. Норенков И. П. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии / И. П. Норенков, П. К. Кузьмик. – М.: МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2002. – 320 с.
[16]. Алиев Р. А., Абдикеев Н. М., Шахназаров М. М. Производственные системы с искусственным интеллектом – М.: Радио и связь, 1990. – 264 с.
[17]. Ushold M., Gruninger M. Ontologies: Principles, Methods, and Applications // Knowledge Engineering Review, 1996. V. 11 №2.
[18]. Gruber T. Toward Principles for the Design of Ontologies Used for Knowledge Sharing // IJHCS, 1994, V. 43. № 5/6.
[19]. Громов А. И., Каменнова М. С. Идеологические стандарты управления вчера, сегодня, завтра // Информационные технологии в проектировании и производстве. 2001. №3.
[20]. Воробьев, Ю. А. Естественная классификация номенклатуры технологий, предусматривающих применение ручных импульсных устройств при сборке транспортных средств / Ю. А. Воробьев, Н. В. Нечипорук, Д. М. Клец // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2017. – № 5 (140). – С. 4 – 16.
[21]. Шрейдер, Ю. А. Интеллектуальные системы и информатика [Текст] / Ю. А. Шрейдер // Интеллект, человек и компьютер. – Новосибирск, 1994. – С. 72 – 90.
[22]. Бениаминов, Е. М. Основания категорного подхода к представлению знаний. Категорные средства. // Изв. АН СССР. Техн. кибернетика, №2, 1988, с. 21 – 33.
[23]. Воробьев, Ю. А. Концепция создания технологических систем сборки транспортных средств с использованием пневмоимпульсного ручного инструмента [Текст] / Ю. А. Воробьев // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт: зб. наук. пр. / [Севастоп. нац. техн. ун-т та ін.]. – Севастополь, 2011. – Вип. 122. – С. 7 – 9.
[24]. Волкова, В. Н. Основы теории систем и системного анализа: учебник для вузов [Текст] / В. Н. Волкова, А. А. Денисов. – Санкт-Петербург: Изд-во СПбГПУ, 2003. – 520 с.
[25]. Погосян, М. А. Автоматизированная технологическая подготовка производства самолета Sukhoi Superjet 100 [Текст] / М. А. Погосян, А. И. Пекарш, О. С. Сироткин, Ю. М. Тарасов, С. О. Огарков, Д. Ю. Стрелец // Наука и технологи в промышленности. – 2011. – №3. – С. 30 – 35.

## THE USE OF ONTOLOGICAL DECISION SUPPORT SYSTEMS IN THE SELECTION OF TECHNOLOGY AND TECHNOLOGICAL EQUIPMENT FOR THE ASSEMBLY AND REPAIR OF VEHICLES

The article analyzes the problem of creating a production decision support system, with the ontological component as an intelligent kernel for solving problems related to the rationale for the selection of equipment with pulsed technological preparation of production assembly. An approach to the synthesis of intellectual core in the form of ontological system as a set of three ontology. The basis of the approach is the methodology METHONTOLOGY. The paper presents the results of a comparative analysis of the external and internal ways of systemic manifestation in the analysis of the nomenclature of production operations for assembly of vehicle structures using hand-held impulse devices based on the principles of integrity, systemic, hierarchical and development that are the main principles of any variety of systems approach. It is shown that the relation "part-whole" and "genus-species" are gnosiological varieties of the relation of support of the functional capacity of the whole. Highlighting the characteristic features of each type of production assembly operations of vehicles using hand-held impulse devices has shown that it is the external system (system-class) that specifies the essence category for them. The results of creation of metaontology “Manual pulse devices” are presented. The main ideas and approaches for assessing the effectiveness of the process of acquiring knowledge are determined. Two types of tactics are described when creating metaontology “MPD”. The aspects of formation of metaontology in accordance with IDEF5 requirements are considered. For the created metaontology “MPD”, a descending structure was chosen. As a result of the implementation of the structural-ontological approach, the process of extracting knowledge was optimized, and, thus, the overall effectiveness of creating metaontology was improved. With the support (development) of the metaontology “MPD”, the automated application of knowledge was implemented, presented as a generalized algorithm for realizing this process. Metaontology “MPD” is presented in detail.

**УДК 621.793**

# ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ МАГНІТНО-ІМПУЛЬСНОЮ ОБРОБКОЮ ДЕТАЛЕЙ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

**ВРУБЛЕВСЬКИЙ Роман**

В статті розглянуто задачу автоматизації формування вибірок з вихідних вибірок великого обсягу для побудови моделей за прецедентами. Об’єктом дослідження є процес управління магнітно-імпульсною обробкою виробів в умовах адаптації до параметрів обробки. Мета роботи – підвищення ефективності процесу магнітно-імпульсної обробки деталей суднових енергетичних установок за рахунок розробки інформаційної системи управління. Розроблено інформаційну систему управління магнітно-імпульсною обробкою деталей суднових енергетичних установок, що забезпечує адаптивне управління процесом їх обробки та враховує фізико-хімічні особливості і геометричну форму конкретного виробу. Запропоновано методи й алгоритми розв’язання оптимізаційної задачі управління магнітно-імпульсною обробкою з використанням нечітких нейромережевих моделей і еволюційних алгоритмів. Запропоновано програмне та апаратне забезпечення інформаційної системи управління магнітно-імпульсною обробкою деталей суднових енергетичних установок. Розроблено структуру системи управління магнітно-імпульсною обробкою на основі нечітких нейронних мереж і генетичних алгоритмів. На підставі створеної системи управління магнітно-імпульсною обробкою та проведених експериментів реалізовано функціональну схему установки магнітно-імпульсною обробкою з інтелектуальним модулем управління та програмно-апаратною частиною. У ході виконання роботи було визначено основні критерії оцінки ефективності і якості застосування запропонованої інформаційної технології, що дозволяє реалізувати варіанти управління процесом магнітно-імпульсної обробки. За результатами досліджень доведено, що використання розробленої інформаційної системи управління процесом магнітно-імпульсною обробкою, забезпечує поліпшення економічних, якісних і часових показників такої обробки порівняно з існуючими підходами.

## 1. ВСТУП

На сьогодні спостерігається інтенсивний розвиток методів і засобів магнітно-імпульсної обробки (МІО) [1,2], у зв'язку з чим особливий інтерес викликає проблема математичного моделювання МІО з метою оптимального управління її основними параметрами. Складність управління процесом МІО полягає в тому, що необхідно одночасно здійснювати управління декількома параметрами ($H$ – напруженістю магнітного поля, $\Theta$ – числом імпульсів у серії, $\tau$ – часом імпульсу в серії,
$t$ – інтервалами між імпульсами в серії, $n$ – числом серій імпульсів). На даний момент часу фактично відсутні чіткі формальні моделі, що описують процес дії імпульсного магнітного поля на виріб. Управління МІО доводиться здійснювати на підставі емпіричних залежностей і дослідних даних, на які істотно впливають матеріал і форма виробу [3, 10]. У ситуації, що склалася, виникає нагальна необхідність створення інформаційної технології управління МІО, що дозволяє оптимізувати режими обробки для конкретних типів і матеріалів оброблюваних виробів.

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТА, ПРЕДМЕТА ТА МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єктом дослідження є процес управління МІО виробів в умовах адаптації до параметрів обробки.

Предметом дослідження є моделі і методи управління МІО металевих виробів, що забезпечують підвищення ефективності та якості цього процесу.

В основу досліджень покладено: методи теорії систем та функціонального моделювання для проектування інформаційної технології управління магнітно-імпульсною обробкою металевих виробів; методи штучного інтелекту, а саме: генетичні алгоритми та нечіткі нейронні мережі для завдань оптимізації режимів обробки та завдань прогнозування результатів обробки [11, 12].

Метою роботи є підвищення ефективності процесу МІО металевих виробів за вдяки розробці інформаційної системи управління.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для досягнення поставленої мети необхідно сформулювати та вирішити наступні завдання:

– зробити порівняльний аналіз існуючих моделей і методів, які використовуються для створення інформаційних систем управління в машинобудуванні;

– здійснити вибір математичного апарату для побудови моделі управління процесом МІО;

– розробити інформаційну технологію управління МІО металевих виробів, що забезпечує адаптивне управління процесом їх обробки та враховує фізико-хімічні особливості і геометричну форму конкретного виробу;

– розробити методи й алгоритми розв’язання оптимізаційної задачі управління МІО з використанням нечітких нейромережевих моделей і еволюційних алгоритмів;

– розробити програмне та апаратне забезпечення інформаційної системи управління МІО металевих виробів;

– визначити основні критерії оцінки ефективності застосування запропонованої інформаційної технології.

Огляд літератури:

У [1, 2] вирішуються проблеми застосування електромагнітної обробки в машинобудуванні, особливо при металообробці і зміні властивостей виробів. Розглянуто системи управління МІО.

У [3, 4] розглянуто використання систем штучного інтелекту в машинобудуванні та аспекти проектування інформаційних систем.

У [5] розглянуто питання оптимізації багатоекстремальної функцій на основі кластерної модифікації генетичного алгоритму. Наведені приклади застосування кластерної модифікації генетичного алгоритму.

У [6, 7, 8, 9, 10] розглянуто методи та алгоритми розв'язання задач ідентифікації та прогнозування в умовах невизначеності. Наведені приклади алгоритмів нечіткої логіки в системах з мікроконтролерним управлінням. Розглянуто інтелектуальні системи управління процесом обробки з оперативним використанням нечіткої нейромережевої моделі.

У [11, 12] розглянуто питання моделювання генетичних алгоритмів та нечіткого моделювання fuzzyTECH в середовищі MATLAB.

Матеріали та методи:

Враховуючи сутність процесу МІО, можна сформулювати ряд особливостей, що характеризують процес функціонування цієї системи управління:

1. Наявність невизначеностей початкових даних про структуру, фізико-хімічні властивості матеріалу конкретної деталі.

2. Необхідність обробки складнопрофільних деталей.

3. Необхідність швидкого переналаштування на обробку різних за видом і матеріалом деталей.

4. Необхідність обробки деталі за мінімальний час і з максимальною якістю.

5. Необхідність здійснювати обробку з мінімальними витратами електроенергії.

6. Необхідність дотримання мінімальних витрат на трудомісткість обробки деталі.

Враховуючи функціональні особливості роботи системи управління, що розробляється, можна представити ряд основних і додаткових вимог до неї:

До основних вимог можна віднести наступні:

1. Налаштування параметрів режимів МІО під конкретну оброблювану деталь. Параметри режимів обробки повинні уточнюватися і корегуватися системою в процесі обробки залежно від матеріалу та геометрії оброблюваного виробу. Також система управління повинна використовувати базу даних про режими з попередніх обробок різних деталей.

2. При заданих показниках якості оброблюваного виробу необхідно забезпечити максимум ефективності роботи. Система повинна швидко і точно визначати параметри режимів МІО для забезпечення необхідної міцності і зносостійкості оброблюваного виробу.

3. Зміна параметрів елементів системи управління (СУ). Під час МІО умови протікання процесу постійно змінюються. Наприклад, неоднорідність матеріалу, забруднення поверхні оброблюваної деталі. Необхідно оцінювати ці умови, для постійного контролю максимально можливої для них продуктивності.

До додаткових вимог відносяться:

1. Реалізація апаратної частини інформаційної системи управління (ІСУ) на базі мікроконтролерів.

2. Ефективність інформаційної системи управління магнітно-імпульсною обробкою (ІСУ МІО).

3. Забезпечення стійкості ІСУ МІО.

Враховуючи функціональні особливості роботи системи управління, що розробляється, можна зробити висновок, що найбільш доцільне застосування спеціального програмованого мікроконтролера. Цей мікроконтролер управлятиме виконавчими елементами (соленоїдами) установки МІО. У мікроконтролер заносяться режими МІО, заздалегідь визначені у спеціалізованому комп'ютері, сполученим з ним інтерфейсом.

Ефективність системи управління МІО визначається за сукупністю критеріїв:

– час на обробку (оцінка системою поставлених перед нею цілей, досягнення необхідної твердості і зносостійкості оброблюваної деталі за максимально короткий час);

– витрати на електроенергію (оцінка використання (економії) системою необхідних ресурсів (електроенергії));

– трудомісткість обробки деталі (співвідношення між рівнями продуктивності і витратами для їх досягнення).

Стійкість системи – здатність системи протистояти процесу руйнування та підтримувати впродовж певного часу вибраний режим функціонування. Стійкість системи управління МІО в загальному вигляді можна розкрити через наступні характеристики: висока життєздатність, гнучкість, адаптивність до умов обробки. Розроблена система повинна швидко реагувати на випадкові зміни вхідних змінних та не повинна виходити за межі робочих режимів її роботи. Наприклад, коли на обмотку облаштування МІО буде подано дуже високу напругу, це призведе до аварії. Якщо різко змінити параметри режимів, це призведе до виникнення потужних імпульсів магнітного поля, здатних зруйнувати виріб та елементи облаштування МІО. Якщо система буде враховувати випадковість вимірюваних величин, це підвищить її стійкість та ефективність.

Враховуючи функціональні вимоги і порівняльний аналіз методів управління МІО, можна зробити висновок, що управління процесом МІО повинно здійснюватися за допомогою інформаційної системи управління, що базується на основі математичного апарату: генетичних алгоритмах і нечітких нейронних мереж. Генетичні алгоритми використовуються для оптимізації режимів МІО, а нечіткі нейронні мережі – для прогнозування результатів МІО.

Система повинна містити базу знань відносно проведених раніше обробок виробів, на підставі яких можливе здійснення прогнозів результатів обробки деталей, що мають схожу конструкцію.

Також у базі знань повинні міститися діапазони параметрів режимів МІО, які були напрацьовані дослідним шляхом. З огляду на це, в системі потрібно передбачити вибір оптимальних значень із діапазону параметрів режимів МІО. Оскільки процес МІО досить трудомісткий, і для отримання результату потрібна велика кількість часу і ресурсів, система повинна прогнозувати результат обробки і налаштовувати режими за необхідності, якщо результат МІО не відповідатиме вимогам. У той же час необхідно враховувати, що матеріал оброблюваних деталей може мати відхилення по фізико-хімічному складу і це вимагає індивідуального підбору режимів у процесі обробки.

Управління МІО є багатокритеріальною задачею, яка повинна вирішуватися з позиції оптимізації за двома основними контурам управління процесом. Перший контур здійснює управління згідно з критеріями ефективності: часом, витраченим на обробку, витратами на електроенергію, трудомісткістю обробки деталі. Другий контур здійснює управління згідно з критеріями якості обробки: стійкістю, ресурсом, надійністю.

Враховуючи вимоги до системи управління і контурів управління, ми можемо визначити їх узагальнену структуру (рис. 1).

Залежно від отриманого результату порівняння початкових даних система може працювати по одному з двох контурів:

1) Якщо система за вихідними даними у базі даних знаходить ідентичні початкові дані, як і в оброблюваної деталі, то отримані параметри режимів обробки подаються через «модулі прогнозування результатів МІО» і «модуль прийняття

рішення щодо вибору режимів МІО» на «модуль МІО». У «модулі МІО» відбувається МІО даної деталі.

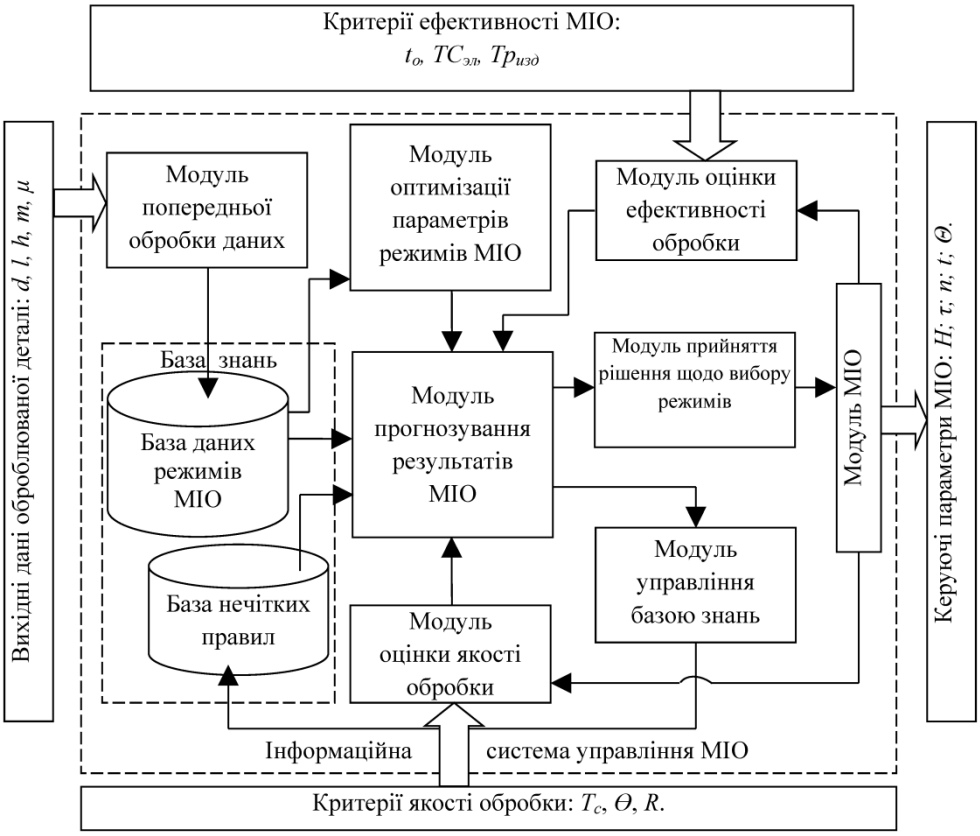



Рис. 1 – Структура інформаційної системи управління МІО: $d$ – діаметр деталі, $l$ – довжина деталі, $h$ – висота деталі, $m$ – маса деталі, $\mu$ – магнітна проникність металу деталі, $H$ – напруженість магнітного поля, $\tau$ – час імпульсу в серії, $n$ – число імпульсів у серії, $t$ – інтервал між імпульсами у серії, $\Theta$ – число серій імпульсів,
$T_c$ – стійкість оброблювальної деталі, $\Theta$ – ресурс оброблювальної деталі, $R$ – надійність оброблювальної деталі, $t_o$ – час, витрачений на обробку, $TC_{эл}$, – витрати на електроенергію, $Tp_{изд}$ – трудомісткість обробки деталі.

2) Якщо у базі даних ідентичні початкові дані не знаходяться, система вибирає параметри режиму МІО, схожі за видом і матеріалом деталей, що оброблювалися раніше. Відібраний діапазон параметрів режимів подається на «модуль оптимізації параметрів режимів МІО». У «модулі оптимізації параметрів режимів МІО» визначаються оптимальні режими за допомогою генетичного алгоритму, який розв’язує цю задачу шляхом випадкового підбору, комбінування і

варіації знайдених параметрів режимів з використанням механізмів природної еволюції, таких, як спадкоємність, мутація, відбір, кросинговер. Згенеровані в «модулі оптимізації параметрів режимів МІО» оптимальні параметри режимів подаються через «модуль прогнозування результатів МІО» і «модуль ухвалення рішення по вибору режимів МІО» на «модуль МІО». У «модулі МІО» відбувається МІО цієї деталі.

Після МІО деталі за режимами, отриманими по одному з двох контурів роботи системи, результат обробки (стійкість деталі) оцінюється у двох основних модулях оцінки:

– у «модулі оцінки якості обробки» згідно з критеріями якості обробки: стійкістю, ресурсом, надійністю.

– у «модулі оцінки ефективності обробки» за критеріями ефективності: часом, витраченим на обробку, витратами на електроенергію, трудомісткостю обробки деталі.

Після оцінювання системою результату обробки вносяться корективи в параметри режимів МІО, в «модулі прогнозування результатів МІО» за допомогою алгоритму зворотного поширення помилки, який налаштовує параметри антецедентів правил, тобто функцій приналежності. Кожна ітерація процедури налаштування виконується у два етапи. На першому етапі на входи подається навчальна вибірка, і по нев'язці між бажаною і дійсною поведінкою мережі ітераційним методом найменших квадратів знаходяться оптимальні параметри вузлів четвертого шару. На другому етапі залишкова нев'язка передається з виходу мережі на входи, і методом зворотного поширення помилки модифікуються параметри вузлів першого шару. При цьому, знайдені на першому етапі коефіцієнти висновків правил не змінюються. Під час прямого проходу визначаються параметри виводу методом найменших квадратів. Під час зворотного проходу оновлюються параметри передумов за допомогою методу зниження градієнта. Ітераційна процедура налаштування триває, доки нев'язка перевищує заздалегідь встановлене значення стійкості деталі.

Експерименти:

Аналіз сучасних програмних засобів показав, що найбільш оптимальним програмним рішенням для реалізації ІСУ МІО є використання пакета MATLAB [11-12].

Для вирішення поставленого завдання реалізації ІСУ МІО нами були використані (рис. 2):

1. Комп’ютер з програмою MATLAB. Використовувалися блоки:

– блок генетичних алгоритмів для оптимізації режимів МІО, що реалізується за допомогою пакета Genetic Algorithm and Direct Sarch Toolbox;

– блок прогнозування результату на основі нечітких нейронних мереж управління МІО реалізовуємо за допомогою пакета Fuzzy Logic Toolbox.

2. Розроблено модуль управління соленоїдом на базі мікропроцесора STM32L-DISCOVERY, який переводить дані режимів обробки з комп’ютера на елементи установки МІО, які нею керують.

3. Установка МІО.

У роботі був проведений експеримент дослідження впливу МІО на знос різального інструменту. Експеримент проведений на апараті «Магнітрон» в ході

якого було оброблено 250 свердел (сталь Р6М5, діаметр – 4 мм) різними наборами параметрів режимів МІО.

Випробування на знос оброблених МІО свердел були проведені на свердлувальному верстаті 2М112. Виконувалося свердління сталевої плити зі сталі 40Х, завтовшки 15 мм. Оцінювалася стійкість у відсотках, за 100 відсотків бралася стійкість необробленого МІО свердла. Отримані в наслідок експерименту дані – 250 наборів параметрів режимів МІО і отриманої стійкості свердел для кожного набору параметрів, були узяті для повчальної вибірки та записані у блок прогнозування результату на основі нечіткої нейронної мережі.




Рис. 2 – Схема реалізації інформаційної системи управління МІО

**Результати.** За результатом експерименту встановлені залежності впливу параметрів режимів МІО на стійкість оброблюваного інструменту до зносу. За допомогою пакета застосованих програм для вирішення завдань технічних обчислень MATLAB були проаналізовані результати досліджень і побудовані відповідні графіки залежності режимів обробки МІО від отриманої стійкості оброблюваного інструменту.

В ході експерименту було встановлено, що для забезпечення зворотного зв'язку в системі управління МІО вихідною величиною стійкість оброблюваного інструменту прийняти неможливо, оскільки для вимірювання стійкості після МІО треба витратити дуже багато часу і технічних засобів, що не забезпечує зворотний зв'язок в системі управління. У ході досліджень було виявлено, що стійкість деталі, яка пройшла магнітну обробку, залежить від величини залишкової намагніченості (сприйнятливості матеріалу). Намагніченість (магнітна сприйнятливість) деталі досить точно визначається за допомогою магнітометрів, тесламетрів або інших приладів, що використовують датчики Хола. У нашому експерименті залишкову намагніченість 250 досліджуваних свердел було виміряно тесламетром НТ20 та побудований графік залежності стійкості від залишкової намагніченості

обробленого інструменту. Тому прогнозування очікуваної стійкості конкретної деталі велося з урахуванням величини залишкового намагнічування. Це дозволило враховувати розсіювання (диспергування) магнітної енергії у виробі конкретної маси і габаритів, а також вносити корективи на перенапруги у зв'язку з перемагнічуванням.

За результатами проведеного експерименту була отримана найбільша стійкість оброблювального свердла при залишковій намагніченості рівній 61,0175 мТл та режимах обробки:

1) напруженість магнітного поля – 160 Н;
2) час імпульсу в серії – 1,2 с;
3) число імпульсів у серії – 1;
4) інтервал між імпульсами в серії – 1,6 с;
5) число серій імпульсів – 4;

## 4. ВИСНОВКИ

У роботі вирішено важливе науково-прикладне завдання підвищення ефективності управління процесом магнітно-імпульсної обробки металевих виробів в умовах застосування інформаційних технологій, що базуються на принципах функціонування нечітких нейронних мереж і генетичних алгоритмів.

Основні наукові і практичні результати роботи:

Виконано аналіз застосування існуючих інформаційних технологій для вирішення завдань управління процесами магнітно-імпульсної обробки металевих виробів. Визначено необхідність розробки нового і вдосконалення існуючого математичного і програмного забезпечення інформаційних систем управління процесами МІО металевих виробів.

Запропоновано концепцію побудови інформаційної системи управління процесом МІО металевих виробів, що забезпечує адаптивне управління таким процесом в умовах неповноти початкових даних відносно фізико-механічних властивостей конкретного виробу, що дозволяє істотно спростити процес вибору параметрів МІО для схожих за геометричною формою виробів.

Розроблено інформаційну технологію управління МІО металевих виробів, що дозволяє управляти процесами їх обробки з урахуванням властивостей матеріалу і форми виробу і забезпечує швидке переналагодження технологічного устаткування на обробку виробів різного типу.

Розроблено програмне і апаратне забезпечення інформаційної системи управління МІО, що дозволяє здійснити практичну реалізацію створеної інформаційної технології управління процесом обробки металевих виробів.

Визначено основні критерії оцінки ефективності застосування пропонованої інформаційної технології, що дозволяє реалізувати варіанти управління процесом МІО, що забезпечують поліпшення економічних і часових показників такої обробки порівняно з існуючими підходами на 25–30 %.

## ЛІТЕРАТУРА

[1]. Малыгин Б. В. Магнитное упрочнение изделий. (Теория и практика) / Б. В. Малыгин, А. П. Бень. – Херсон: Издательство Херсонского государственного морского института, 2009. – 352 с.: ил.

[2]. Козлюк А. Ю. Конкурентоспособность магнитно-импульсной обработки в машиностроении / А. Ю. Козлюк, А. Г. Овчаренко // Управление качеством образования, продукции и окружающей среды: матер. Всероссийской науч. – практ. конф. – Бийск: АлтГТУ, 2006. – С. 208–211.
[3]. Бабак В. Ф. Аспекты проектирования информационных систем. Тезисы конференции посвященной 200-ю со дня рождения Пушкина / В. Ф. Бабак, И. Н. Рыженко. – Бишкек-КРСУ, 1999.
[4]. Барков М. Б. Системы искусственного интеллекта в машиностроении / М. Б. Барков: учеб. пособие. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2004. – 119 с.
[5]. Казаков П. В. Оптимизация многоэкстремальных функций на основе кластерной модификации генетического алгоритма / П. В. Казаков // Одиннадцатая национальная конференция по искусственному интеллекту КИИ-08: Труды конференции. В 3-х т. – Т. 3. – М.: ЛЕНАНД, 2008. – С. 26–32.
[6]. Минаев Ю. Н. Методы и алгоритмы решения задач идентификации и прогнозирования в условиях неопределенности в нейросетевом логическом базисе / Ю. Н. Минаев, О. Ю. Филимонова, Бенамеур Лиес. – М.: Горячая линия – Телеком, 2003. – 205 с.
[7]. Атанов С. К. Алгоритмы нечеткой логики в системах с микроконтроллерным управлением / С. К. Атанов // DSpace software copyright, 2012.
[8]. Галушкин А. И. Нейронные сети. Основы теории / А. И. Галушкин. – М.: Горячая линия – Телеком, 2010
[9]. Гончарова С. Г. Интеллектуальная система управления процессом механообработки с оперативным использованием нечеткой нейросетевой модели знаний / С. Г. Гончарова // Научная библиотека диссертаций и авторефератов disserCat, 2001. – 207 с.
[10]. Зориктуев В. Ц. Система автоматического управления режимами резания на основе нечеткой логики. / В. Ц. Зориктуев, Р. Р. Шангареев // Уфа: УГАТУ, 2010. – Т. 14. – № 2 (37). – С. 163–169.
[11]. Кочура А. В. Генетические алгоритмы в MathLab: методические указания по выполнению лабораторной работы по дисциплине «Современные научные проблемы проектирования и технологии электронных средств» / А. В. Кочура. – Курск, 2010. – 19 с.: ил.
[12]. Леоненков А. В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH / А. В. Леоненков. – СПб: БХВ-Петербург, 2005. – 736 с.

## INFORMATION SYSTEM OF MANAGEMENT OF MAGNETIC-PULSE PROCESSING OF DETAILS OF SHIP ENERGY INSTALLATIONS

The problem of automation of the formation of samples from the initial samples of a large volume for constructing models for the precedents is considered. The object of research is the process of controlling magnetically impulse treatment of products in conditions of adaptation to processing parameters. The purpose of the work is to increase the efficiency of the magnetic pulse processing of details of ship energy installations by developing an information management system. The information management system for magnetic pulse processing of details of ship energy installations is developed, which provides adaptive control over the process of their processing and takes into account the physicochemical features and geometric shape of a particular product. The methods and algorithms for solving the optimization problem of magnetically impulse processing control using fuzzy neural network models and evolutionary algorithms are proposed. The software and hardware of the information management system for magnetically impulse processing of details

of ship energy installations is offered. The structure of the control system for magnetic impulse processing on the basis of fuzzy neural networks and genetic algorithms is developed. On the basis of the created system of magnetic pulse processing and conducted experiments, a functional scheme of the installation of magnetic pulse processing with an intelligent control module and a software and hardware part was implemented. In the course of the work, the main criteria for assessing the effectiveness and quality of the application of the proposed information technology have been determined, which allows to implement options for managing the process of magnetic pulse processing. According to the results of the research it is proved that the use of the developed information management system by the process of magnetic pulse processing, provides improvement of economic, qualitative and time indicators of such processing in comparison with existing approaches.

**УДК 623.4+656.1**

# ВДОСКОНАЛЕННЯ ІСНУЮЧОЇ МЕТОДИКИ НОРМУВАННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

**КРИВОШАПОВ Сергій**

Встановлено, що законодавство України має деякі недоліки та обмеження щодо нормування витрати палива для транспортних машин. Досліджено основні фактори які впливають на витрату палива. Наведено математичну модель розрахунку нормативних значень витрати палива з урахуванням конструкції автомобіля та особливості умов експлуатації. Розроблено алгоритм щодо визначення базової норми витрати палива для автомобілів, які не зазначені у нормативах. Отримано математичні залежності щодо розрахунку витрати палива спеціалізованого устаткування, яке встановлено на рухомому складі. Визначені залежності для розрахунку погодинної витрати палива під час простою автомобіля та додаткового споживання під час запуску і прогріву двигуна. Запропоновано математичну модель розрахунку нормативної кількості речовини AdBlue, яка застосовується для нейтралізації відпрацьованих газів у дизельних двигунах.

## 1. ВСТУП

Автомобільний транспорт в усьому світі є основним споживачем енергетичних ресурсів. У 2018 році в Україні за 11 місяців на транспорті було спожито 72 тис. тонн бензину, 560 тис. тонн дизельного палива та 153 тис. тонн скрапленого газу [1]. За даними Міністерства енергетики України річне споживання сумарного палива складає близько 7 млн. тонн. В той же час автомобільний транспорт є лідером з об'єму перевезень вантажів та пасажирів. У 2018 році автомобілями було перевезено 1205 млн. тонн вантажу та 1906 млн. пасажирів [2].

Основним джерелом експлуатаційних витрат на підприємствах автомобільного транспорту припадають саме на пально-мастильні матеріали. Частка цих витрат у структурі собівартості транспортної операції складають 40…50 % [3].

Знизити споживання палива на транспорті можливо різними засобами: конструктивними, організаційними, експлуатаційними, транспортними, законодавчими та іншими заходами. Уточнення нормативів витрати палива сприяє раціональному обліку і розподілу паливно-мастильних матеріалів.

Витрата палива транспортних машин нормується згідно наказу Міністерства транспорту України № 43 від 10 лютого 1998 року [4] зі змінами й доповненнями, останні з яких прийняті наказом Міністерства інфраструктури України № 36 від 24 січня 2012 року [5].

Згідно цього наказу встановлюється базова норма витрати палива для середніх експлуатаційних режимах руху автомобіля, а специфіка умов експлуатації коректуються поправочними коефіцієнтами [6].

Однак цей [5] нормативний акт має ряд недоліків:

1) відсутні значення базових норм витрат палива для значної кількості марок та моделей автомобілів;

2) не завжди в повній мірі враховується умови експлуатації машин через коефіцієнти коригування [6];

3) нема механізму визначення норми витрати палива на роботу спеціалізованого обладнання;

4) норма витрати палива на запуск і прогрів двигуна не враховує кількість таких запусків;

5) годинну витрату палива прив'язано до норми палива під час руху автомобіля та не враховує конструкцію двигуна;

6) відсутні норми споживання спеціальної рідини для нейтралізації відпрацьованих газів.

Встановити дійсну витрату палива можливо експериментально у дорожніх або стендових випробуваннях. Однак для цього потрібно обладнання, час та кошти. Наближено витрату паливо можливо оцінити розрахунковим методами за допомогою математичного моделювання.

## 2. ФОРМУЛЮВАННЯ МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є подальше вдосконалення методики нормування паливно-мастильних матеріалів на автомобільному транспорті та розробка алгоритму розрахунку витрати палива з урахуванням особливості конструкції транспортного засобу на умови його експлуатації.

## 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

*Визначення базової норми витрати палива.*

В роботі [7] наведено методика розрахунку експлуатаційної витрати палива проф. Говорущенко М.Я., яка враховує конструктивні особливості транспортного засобу, його навантаження та швидкість, специфіку і різноманітність умов експлуатації машин. Алгоритм наведений у спрощеному вигляді, що дозволить знизити трудомісткість розрахунків без істотної втрати точності.

Початкове рівняння для розрахунку базової норми витрати палива в л/100 км:

$$. \; H = \frac{1}{\eta_i}\left[A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot \left(G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2\right)\right], \qquad (1)$$

де $\eta_i$ – індикаторний ККД двигуна;

$G_a$ – вага автомобіля в нормованому стані, Н;

$\psi$ – сумарний дорожній опір;

kF – фактор обтічності, $Н \cdot с^2 \cdot м^{-2}$;

$V_a$ – швидкість руху автомобіля, км/год.;

$i_k$ – передавальне число коробки передач;

A, B, C – коефіцієнти конструкції автомобіля і якості палива.

Індикаторний ККД двигуна приймається величиною постійною, в залежності від типу двигуна. Для карбюраторного двигуна внутрішнього згоряння – 0.32; для інжекторного бензинового двигуна – 0.35; для дизельного двигуна – 0.5; для двигуна, що працює на зрідженому газі – 0.3.

Вага автомобіля визначається через масу транспортного засобу:

$$G_a = 9.81 \cdot M_a \, , \qquad (2)$$

де $M_a$ – маса автомобіля в нормованому стані, кг.

Нормована маса транспортного засоби може прийматися: спорядженої, повної або з половиною завантаженням, в залежності від типу та виду рухомого складу. Коефіцієнт сумарного дорожнього опору залежить від якості дорожньої поверхні, профілю дороги і стану шин. При нормуванні витрати палива приймають значення цього показника - 0.02, відповідне 3-ої групи категорії доріг.

У формулу (1) слід підставляти середнє зважене передавальне число коробки передач $i_k$, яке враховує значення передавального числа та час руху на всіх передачах. Нормування базової норми витрати палива проводитися для третьої групи категорії доріг, для якого значення середньозваженого передавального числа коробки передач наближено можна прийняти рівної 1…2.

За формулою (1) можна розрахувати витрати палива при різній швидкості руху транспортного засобу. Рух автомобіля з невеликою швидкістю призводить до підвищеної витрати палива, оскільки збільшується час проходження автомобілем за 100 км. Рух автомобіля на максимальній швидкості також збільшує витрату палива через підвищений опір повітря. У розрахунках базової норми витрати палива рекомендується приймати середнє значення швидкості автомобіля, рівне 50 км/год.

Фактор обтічності враховує опір повітряного потоку на рух автомобіля і розраховується за формулою:

$$kF = 1.22/2 \cdot C_x \cdot B_a \cdot H_a \cdot \alpha_t \,. \tag{2}$$

де $C_x$ — коефіцієнт аеродинамічного опору;

$B_a$ і $H_a$ — відповідно, ширина і висота автомобіля, м;

$\alpha_t$ – коефіцієнт заповнення лобової площі.

Коефіцієнт заповнення лобової площі залежить від типу автомобіля: для вантажного автомобіля - 0.85; для автобуса - 0.97; для легкового автомобіля - 0.9 [8].

Коефіцієнти A, B і C, які залежать від конструктивних параметрів автомобіля та якості палива, розраховуються за такими формулами:

$$A = \frac{381 \cdot V_h \cdot k_n \cdot i_0}{H_н \cdot \rho_m \cdot r_k}; \tag{3}$$

$$B = \frac{11 \cdot V_h \cdot k_n \cdot S_n \cdot i_0{}^2}{H_н \cdot \rho_m \cdot r_k^2}; \tag{4}$$

$$C = \frac{100}{H_н \cdot \rho_m \cdot \eta_{mp}}, \tag{5}$$

де $H_н$ – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

$\rho_т$ – щільність палива, г/см$^3$;

$V_h$ – робочий об'єм циліндрів двигуна, л;

$k_n$ – коефіцієнт наддуву;

$S_n$ – хід поршня, м;

$i_0$ – передавальне число головної передачі;

$r_k$ – динамічний радіус колеса, м.

Значення нижчої теплоти згорання $H_н$ та щільності палива $\rho_т$ залежать від виду і якості застосовуваного палива. У розрахунках можна прийняти наступні середні значення цих показників: для бензину - $H_н$ = 44000 кДж/кг, $\rho_т$ = 0.76 г/см$^3$; для дизельного палива - $H_н$ = 43000 кДж/кг, $\rho_т$ = 0.83 г/см$^3$; для зрідженого нафтового газу - $H_н$ = 45900 кДж/м$^3$, $\rho_т$ = 0.57 г/см$^3$ (щільність палива в рідкій фазі).

Для прикладу зробимо алгоритм розрахунок експлуатаційної витрати палива автомобіля FORD Tourneo Custom.

1) Вибір вихідних даних для розрахунку: двигун - YMFA; робочий об'єм циліндрів двигуна ($V_h$) –1.996 л; хід поршня ($S_п$) — 0.0946 м; передавальне число головної передачі ($i_0$) — 3.045 (для 5 і 6 передачі КПП); динамічний радіус колеса ($r_k$) - 0.32 м; вага автомобіля в спорядженому стані з водієм ($G_a$) – 22867 Н (2331 кг); повна вага автомобіля ($G_a$) – 31294 Н (3190 кг); висота автомобіля ($H_a$) - 1.962 м; ширина автомобіля ($B_a$) - 1.986 м; коефіцієнт аеродинамічного опору автомобіля ($C_x$) – 0.58; коефіцієнт корисної дії трансмісії ($\eta_{тр}$) — 0.92; тип палива - дизельне; коефіцієнт стиснення турбонагнітача — 1.0; нижча теплота згоряння палива ($H_u$) - 43000 кДж/кг; щільність палива ($\rho_т$) - 0.825 г/см$^3$.

2) Визначимо чисельні значення коефіцієнтів A, B і C:

$$A = \frac{381 \cdot 1.995 \cdot 1.0 \cdot 3.045}{43000 \cdot 0.825 \cdot 0.32} = 0.204; \tag{6}$$

$$B = \frac{11 \cdot 1.995 \cdot 0.0946 \cdot 1.0 \cdot 3.045^2}{43000 \cdot 0.825 \cdot 0.32^2} = 0.0053; \tag{7}$$

$$C = \frac{100}{43000 \cdot 0.825 \cdot 0.92} = 0.00306. \tag{8}$$

3) Визначимо фактор обтічності:

$$kF = 1.22/2 \cdot C_x \cdot B_a \cdot H_a \cdot \alpha_t \; 0.61 \cdot 0.58 \cdot 1.962 \cdot 1.986 \cdot 0.97 = 1{,}34 \;\; Н \cdot с^2 \cdot м^{-2}. \tag{9}$$

4) Приймемо показник умов експлуатації:

- середньозважене передавальне число для середніх умов експлуатації $i_k$ = 1.5;
- сумарний опір дороги для середніх умов приймаємо $\psi$ = 0.02;
- середня технічна швидкість для 3 гр. умов експлуатації $V_a$ = 50 км/год;
- вага автомобіля приймається з половинною завантаженням $G_a$ = 27080 Н.

5) Розрахуємо базову норму витрати палива:

$$H = \frac{1}{0.5} \cdot \left[0.204 \cdot 1.5 + 0.0053 \cdot 1.5^2 \cdot 50 + 0.00306 \cdot \left(27080 \cdot 0.02 + 0.077 \cdot 1.37 \cdot 50^2\right)\right] = 6{,}678 \text{ л/100 км}. \tag{10}$$

6) Приймаємо для середніх умов експлуатації Н = 6.7 л/100 км.

У нормативах [5] не вказано значення базової норми витрати палива для зазначеної марки та моделі автомобіля. Найближча модель рухомого складу, що зазначена у нормативах [5], це Ford Transit Connect (з ДВЗ НСРА, 1.8 л, 66 кВт, 5М), для якого базова норма витрати палива – 6.4 л/100 км.

В статті [9] зазначена витрата палива автомобіля FORD Tourneo Custom з дизельним двигуном потужністю 96 кВт та робочим об'ємом 2.0 л. для змішаного циклу – 7.2 л/100 км.

*Визначення норми витрати палива на транспортну роботу.*

Додаткова норма витрати палива на вчинення транспортної роботи визначається за формулою [7]:

$$H_w = \frac{10^4 \cdot C \cdot \psi}{\eta_i}. \tag{11}$$

Після підстановки коефіцієнта С (5) в формулу додаткової норми витрати палива (11) і наступних перетворень отримаємо:

$$H_w = \frac{100}{\eta_i \cdot H_н \cdot \rho_т} \frac{10^4 \cdot \psi}{\eta_{тр}}. \tag{12}$$

Для автомобіля Ford Transit Connect розрахункова норма витрати палива складає

$$H_w = \frac{100 \cdot 10^4 \cdot 0.02}{0.5 \cdot 43000 \cdot 0.825 \cdot 0.92} = 1.23 \text{ л/100 ткм.} \tag{13}$$

У нормативах [4] для автомобілів з дизельним двигуном запропоновано встановлювати норму витрати палива на транспортну роботу – 1.3 л/100 ткм.

*Урахування умов експлуатації автомобіля.*

За формулою (1) можна розрахувати норму витрати палива при різній швидкості руху транспортного засобу ($V_a$), а значення фактичної ваги автомобіля ($G_a$) ураховує навантажувальний режим роботи автомобіля.

Експлуатаційна (маршрутна) витрата палива для всіх вантажних автомобілів, автобусів і легкових автомобілів може бути розрахований за наступною формулою:

$$Q = S \cdot H \cdot k_t \cdot k_h, \tag{14}$$

де $S$ - пробіг автомобіля, км;

$k_t$ і $k_h$ - коефіцієнти корегування витрати палива залежно від атмосферно-кліматичних умов (температури та тиску повітря).

В розрахунках можна прийняти значення

$$k_t = 1 - 0.005 \cdot t \quad \text{і} \quad k_h = 1 + 6.7 \cdot 10^{-5} \cdot h, \tag{15}$$

де $t$ - температура повітря, ºС; $h$ - висота над рівнем моря, м.

*Визначення погодинної витрати палива на роботу двигуна.*

Норма витрати палива (в л/100 км) пов'язана з годинною витратою (в кг/год.) через наступну залежність

$$H = \frac{100 \cdot G}{V_a \cdot \rho_m}, \tag{16}$$

де G – годинна витрата палива, кг/год.;

З формули (16) визначимо годинну витрату палива в л/год.:

$$G = \frac{H \cdot V_a}{100}. \tag{17}$$

Вибір поточної передачі в коробки впливає на швидкість руху автомобіля. В роботі [7] запропоновано наближені залежності визначення середньозваженого передавального числа коробки передач від середньої технічної швидкості руху автомобіля:

$$i_k = \frac{K_c \cdot V_{\max} \cdot i_{кп}}{V_a}, \tag{18}$$

де $V_{max}$ – максимальна швидкість автомобіля, км/год.;

$K_c$ – швидкісний коефіцієнт;

$i_{кп}$ – передавальне число коробки передач, відповідної вищої передачі (передачі на якій автомобіль досягає максимальну швидкість).

З урахуванням залежності (18) норма витрати палива (1) буде мати наступний вигляд:

$$H = \frac{1}{\eta_i}\left[ A \cdot \frac{K_c \cdot V_{\max} \cdot i_{кп}}{V_a} + B \cdot \left(\frac{K_c \cdot V_{\max} \cdot i_{кп}}{V_a}\right)^2 \cdot V_a + C \cdot \left(G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2\right)\right]. \tag{19}$$

Після перетворення загальний вигляд формули норми витрати палива в залежності від швидкості автомобіля:

$$H = \frac{K_3}{V_a} + K_4 \cdot V_a^{\,2} + K_5. \tag{20}$$

Формула (17) з урахуванням формули (20):

$$G = \frac{K_3}{100} + \frac{K_4 \cdot V_a^{\,3}}{100} + \frac{K_5 \cdot V_a}{100}. \qquad (22)$$

З формули (22) можна отримати значення годинної витрати палива на холостому режимі без навантаження, прийнявши швидкість автомобіля рівним нулю ($V_a = 0$):

$$G_0 = \frac{K_3}{100} = \frac{(K_c \cdot V_{\max} \cdot i_{кп}) \cdot (A + B \cdot K_c \cdot V_{\max} \cdot i_{кп})}{100 \cdot \eta_i}. \qquad (23)$$

Добуток коефіцієнтів $K_c \cdot V_{\max} \cdot i_{кп} / r_k$ оцінює швидкісний режим роботи двигуна автомобіля.

Для прикладу визначимо часову витрату палива автомобіля FORD Tourneo Custom на холостому ходу. Додатково приймаємо наступні данні: максимальна швидкість автомобіля ($V_{max}$) – 160 км/год., передавальне число коробки на вищай передачі ($i_{кп}$) – 0.683, коефіцієнт швидкості – 0.68. Тоді

$$G_0 = \frac{(0.68 \cdot 160 \cdot 0.683) \cdot (0.203 + 0.0053 \cdot 0.68 \cdot 160 \cdot 0.683)}{100 \cdot 0.5} = 0{,}887. \qquad (24)$$

У нормативах [5] запропоновано використання погодинної нормі витрати палива (в л/год.), яка складає 5 % від базової нормі витрати палива (в л/100 км). Тоді для автомобіля FORD Tourneo Custom погодинна норма витрати палива складає: 6.7·5/100=0,335 л/год. Це значно менше ніж за розрахунками за формулою (24).

*Нормування витрати палива на роботу спеціалізованого устаткування.*

На спеціалізованих автомобілях встановлюється обладнання різних типів і приводів. Розглянемо методи розрахунку додаткової витрати палива для зазначених типів спеціалізованого обладнання.

1) Робота електродвигуна спецобладнання, що живиться від бортової електричної мережі автомобіля, збільшує втрати енергії автомобіля. Сила втрат на роботу спеціалізованого обладнання, що приведено до коліс автомобіля, визначається виходячи з потужності установки за формулою:

$$P_{об} = \frac{3{,}6 \cdot N_{об} \cdot \eta_{тр}}{V_a \cdot \eta_c}, \qquad (25)$$

де $N_{об}$ - потужність, яка витрачена на роботу спеціального обладнання, Вт;

$\eta_c$ - ККД спеціалізованої установки (електродвигуна-генератора);

$V_a$ - швидкість автомобіля, км/год.

Норма витрати палива на роботу спеціалізованого обладнання складе:

$$H_{об} = \frac{360 \cdot N_{об}}{\eta_i \cdot \mathrm{V_a} \cdot H_н \cdot \rho_т \cdot \eta_c}. \quad (26)$$

Наприклад, розрахуємо додаткову норму витрати палива на автомобіль Fiat Ducato 230D на якому додатково встановлена холодильно-обігрівальне установка Alex Original TRS-3000. Для цього автомобіля: $\eta_i$ = 0.5, $H_н$ = 43000 кДж/кг, $\rho_т$ = 0.84 г/см$^3$, $\eta_c$ = 0.5. Потужність установки Alex Original TRS-3000 становить $N_{об}$ = 2.777 кВт. Середня технічна швидкість для 3 гр. умов експлуатації $V_a$ = 50 км/год. Тоді

$$H_\Delta = \frac{360 \cdot 2777}{0.5 \cdot 50 \cdot 43000 \cdot 0.83 \cdot 0.5} = 2.24 \text{ л/100 км}. \quad (27)$$

2) Від коробки відбору потужність відводитися енергія на здійснення роботи спеціалізованого обладнання. Наприклад, якщо вантаж вагою 30000 Н (3 т) підняли на висоту 10 м, то підйомний механізм зробив роботу в Дж. Потужність підйомного пристрою розраховується за формулою:

$$N_p = \frac{A}{c}, \quad (28)$$

де $c$ - час виконання роботи, с.

Втрати енергії в коробці відбору потужність і пристрою, що враховуються коефіцієнтом корисної дії приводу $\eta_p$. З урахуванням формули (27) норма витрати палива розраховується за формулою:

$$H_{об} = \frac{360 \cdot A}{\eta_i \cdot \mathrm{V_a} \cdot H_н \cdot \rho_т \cdot \eta_p \cdot \eta_{тр} \cdot c} \text{ л/100 км}, \quad (29)$$

Ця формула може бути використана при роботі спеціалізованого обладнання під час руху автомобіля. Якщо спеціалізоване обладнання працює на нерухомому автомобілі, то норма витрати палива розраховується в л/год. Тоді

$$H_{об} = \frac{3.6 \cdot A}{\eta_i \cdot H_н \cdot \rho_т \cdot \eta_p \cdot \eta_{тр} \cdot c} \text{ л/год}. \quad (30)$$

На прикладі автокрана КС-4576 на базі автомобіля КрАЗ-250 зробимо розрахунок додаткової норми витрати палива на підйом вантажу. Якщо вантаж вагою в 3 т піднімається на 10 м за 25 с, то потужність підйомного пристрою 12 кВт. З урахуванням таких даних $\eta_i$ = 0.5, $H_н$ = 43000 кДж/кг, $\rho_t$ = 0.84 г/см$^3$, $\eta_p$ = 0.7, $\eta_{tt}$ = 0.85, додаткова норма витрати палива складе

$$H_{об} = \frac{3.6 \cdot 300000}{0.5 \cdot 43000 \cdot 0.825 \cdot 0.7 \cdot 0.85 \cdot 25} = 4.1 \text{ л/год.} \quad (31)$$

3) Незалежна енергетична установка, як правило, працює на сталому експлуатаційному режимі навантаження. Швидкісний і навантажувальний режим вибирається таким чином, щоб ККД установки був максимальним. Тоді питома витрата палива q близький до мінімального значення. Норма витрати палива може бути розрахована за формулою:

$$H_{\Delta} = \mathrm{N} \cdot \mathrm{q} \cdot \mathrm{k}_{э} \text{ л/год.,} \quad (32)$$

де N - потужність двигуна, кВт;
q - питома витрата палива, л/кВт·год.;
$k_э$ - коефіцієнта експлуатаційного зниження потужності двигуна.

Наприклад, автономний двигун Д-240, що встановлюється на бетономішалці КамАЗ-53229, має номінальну потужність двигуна N = 55 кВт, питомої витрати палива q = 0.242 л/кВт·год. і коефіцієнта експлуатаційного зниження потужності двигуна $k_э$ = 0.5. Тоді годинна витрата палива на приводний двигун Д-240 складе:

$$H = \mathrm{N} \cdot \mathrm{q} \cdot \mathrm{k}_{э} = 55 \cdot 0{,}242 \cdot 0{,}5 = 6{,}655 \text{ л/год.} \quad (33)$$

4) Устаткування, що перешкоджає руху автомобіля, призводить до необхідності збільшити силу на колесах автомобіля $P_k$. Тоді баланс сил автомобіля має такий вигляд:

$$P_k = G_0 \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^{\,2} + P_S, \quad (34)$$

де $P_s$ - сила опору руху автомобіля, Н.

Якщо відомо тиск, який чинить обладнання, і площа робочого органу, то сила опору можна визначити за формулою:

$$P_S = p \cdot S, \quad (35)$$

де p - тиск робочого органу, Н/м$^2$;
S - площа робочого органу, м$^2$.

Додаткова норма витрати палива в цьому випадки розраховується за формулою:

$$H_{\Delta} = \frac{C \cdot P_S}{\eta_i} = \frac{C \cdot p \cdot S}{\eta_i}. \quad (36)$$

Наприклад, розрахуємо додаткову норму витрати палива снігоприбиральної

машини на базі автомобіля ЗІЛ-130. Площа робочої поверхні відвалу S = 1.25 м$^2$. Тиск відвалу на сніжне полотно p = 1.5 кН/м$^2$. Індикаторний ККД бензинового карбюраторного двигуна $\eta_i$ = 0.3. Коефіцієнт С, з урахуванням наступних даних: $H_H$ = 44000 кДж/кг, $\rho_t$ = 0.76 г/см$^3$, $\eta_{тр}$ = 0.9, розраховуємо за формулою (5):

$$C = \frac{100}{H_н \cdot \rho_т \cdot \eta_{тр}} = \frac{100}{44000 \cdot 0.76 \cdot 0.9} = 0.00332. \quad (37)$$

Тоді

$$H_\Delta = \frac{C \cdot P_S}{\eta_i} = \frac{0.00332 \cdot 1500 \cdot 1.25}{0.3} = 20.75 \text{ л/100 км.} \quad (38)$$

5) При установці на автомобіль спеціалізованого обладнання збільшуватися маса автомобіля, що призводить до збільшення витрати палива. Вага автомобіля після переобладнання складе $G_a = G_0 + G_\Delta$, де $G_\Delta$ - вага спеціалізованого обладнання, Н. Після переобладнання автомобіля витрата палива збільшитися на $H_\Delta = H_a - H_0$ л. З урахуванням виразів (1) і (11) додаткова норма витрати палива на переобладнання автомобіля складе

$$H_\Delta = \frac{C \cdot G_\Delta \cdot \psi}{\eta_i} \text{ л/100 км.} \quad (39)$$

Для прикладу розрахуємо додаткову норму витрати палива на масу медичного обладнання встановленого на автомобіль Рено Мастер. Загальна вага обладнання становить 750 кг або $G_\Delta$ = 7357 Н. Індикаторний ККД дизельного двигуна $\eta_i$ = 0.55. Сумарний опір дороги для середніх умов приймаємо $\psi$ = 0.02. Коефіцієнт С, з урахуванням наступних даних: $H_H$ = 44000 кДж/кг, $\rho_t$ = 0.76 г/см$^3$, $\eta_{тр}$ = 0.9, розраховуємо по формулі (5):

$$C = \frac{100}{H_н \cdot \rho_т \cdot \eta_{тр}} = \frac{100}{43000 \cdot 0.84 \cdot 0.9} = 0.0031. \quad (40)$$

Тоді додаткова норма (39) витрати палива на масу устаткування становить:

$$H_\Delta = \frac{C \cdot G_\Delta \cdot \psi}{\eta_i} = \frac{0.0031 \cdot 7357 \cdot 0.02}{0.55} = 0.83 \text{ л/100 км.} \quad (41)$$

Загальна норма витрати палива спеціалізованого рухомого складу буде складатися з основної (базової) норми витрати палива (1) і додаткової норми витрати палива, що розраховано за формулами (27), (32), (36) та (39) в залежності

від типу спецобладнання, тобто

$$H_a = H_0 + H_\Delta . \tag{42}$$

*Нормування витрати палива на запуск та прогрів двигуна автомобіля.*

Кожен автомобіль деякий час витрачає палива на запуск і прогрів двигуна. В процесі прогріву двигуна електронна система управління двигуном збільшує подачу палива, що призводить до збільшення оборотів колінчастого валу. З прогріванням, тобто зі збільшенням температури охолоджуючої рідини, обороти двигуна і витрата палива знижуються.

Початкове рівняння для розрахунку витрати палива в л/год. на один прогрів двигуна:

$$G = \frac{0.01}{\eta_i}\left[A \cdot K_1 + B \cdot K_2\right] \cdot \frac{t_{\min} + \Delta_t \cdot (t_{\max} - t_{\min})}{3600} \cdot K_t \tag{43}$$

де $K_1$, $K_2$ – коефіцієнти режиму навантаження двигуна автомобіля;

$t_{min}$ – температура холодного двигуна, °С;

$t_{max}$ – температура прогрітого двигуна, °С;

$\Delta_t$ – інтенсивність прогріву двигуна, с/°С;

$k_t$ – коефіцієнт температурної корекції витраті палива.

Значення коефіцієнтів $K_1$ і $K_2$ можна розрахувати за наступними формулами:

$$K_1 = \frac{1 + K_c \cdot V_{\max} \cdot i_{kp}}{2}; \tag{44}$$

$$K_2 = \frac{1 + K_c{}^2 \cdot V_{\max}{}^2 \cdot i_{kp}{}^2}{2}. \tag{45}$$

Коефіцієнт температурної корекції витраті палива визначити відповідно до формули (15).

Для прикладу розрахуємо необхідну кількість пального для запуску та прогріву двигуна автомобіля FORD Tourneo Custom. Для цього автомобіля значення коефіцієнтів $K_1$ і $K_2$ наступні

$$K_1 = \frac{1 + 0{,}68 \cdot 160 \cdot 0{,}683}{2} = 37{,}7; \tag{46}$$

$$. \ K_2 = \frac{1 + 0{,}68^2 \cdot 160^2 \cdot 0{,}683^2}{2} = 2761. \quad (47)$$

Приймемо температуру навколишнього середовища -20 °С, а температуру до якої прогріваємо двигун до 70 °С. Коефіцієнт температурної корекції витрати палива складає

$$. \ k_t = 1 - 0.005 \cdot t = 1 - 0{,}005 \cdot (-20) = 1{,}1. \quad (48)$$

Для цього автомобіля інтенсивність прогріву двигуна ($\Delta_t$) приймаємо 6 с/°С. Тоді витрата палива (в л/год.) на один прогрів двигуна складає:

$$G = \frac{0.01}{0{,}5}\left[0.204 \cdot 37.7 + 0{,}0053 \cdot 2761\right] \cdot \frac{-20 + 6 \cdot (70 + 20)}{3600} \cdot 1.1 = 0{,}071. \quad (49)$$

Норматив [5] рекомендує для прогріву двигуна, коли фактична температура повітря навколишнього середовища нижче ніж -15° С, використовувати 5 % палива від значення базової лінійної норми на кожний календарний день експлуатації. Це дорівнює 6.7·5/100=0,335 л.

Порівнявши рекомендації [5] з розрахунком за формулою (49) можемо зробіть висновок, що нормативне значення норми витрати палива дозволяє завести та прогріти автомобіль 5 раз на добу.

Норма витрати палива на запуск і прогрів двигуна за зміну і за місяць відповідно складе:

$$H_д = G \cdot N; \qquad H_м = G \cdot N \cdot D \cdot n_{см}, \quad (50)$$

де N – кількість заведень та прогрів двигуна;

$n_{см}$ - кількість змін роботи автомобіля;

D – кількість днів роботи автомобіля за місяць.

У випадку, коли автомобіль FORD Tourneo Custom буде запускатися та прогріватися п’ять раз на добу, а експлуатуватися кожного дня, то за місяць загальна витрата палива, яка потрібна за напуск та прогрів двигуна, складає

$$H_м = G \cdot N \cdot D \cdot n_{см} = 0{,}071 \cdot 5 \cdot 30 \cdot 1 = 10.65 \text{ л.} \quad (51)$$

*Нормування витрати рідини AdBlue.*

У нормативах [5] відсутня інформація щодо нормування витрати рідини AdBlue для дизельних автомобілів на яких встановлена система SCR (Selective Catalytic Reduction). Однак у нормативах інших країн [10] витрата речовини AdBlue

встановлена для деяких транспортних засобів, переважно для вантажних автомобілів.

Система SCR (Selective Catalytic Reduction) дозволяє зменшити вміст оксиду азоту у відпрацьованих газах. Для визначення кількості викидів шкідливих речовин NOx можливо скористатися формулою [7]:

$$Q'_{NO} = 0.0548 \cdot M_X \cdot \rho_T \cdot \left(A_2 + B_2 \cdot N_1 + C_2 \cdot N_1^2\right) \cdot H \cdot \alpha \qquad (52)$$

де $M_x$ - молекулярна маса шкідливої речовини, г/моль;

$\rho_T$ - щільність палива, г/см$^3$;

$A_2$ , $B_2$ , $C_2$ - постійні коефіцієнти, що залежать від типу встановленого на автомобілі двигуна й виду шкідливої речовини;

$N_1$ - відсоток використання потужності, %;

H - витрати палива, л/100 км;

$\alpha$ - коефіцієнт надлишку повітря.

Для викидів оксидів азоту NOx приймаємо наступні значення молекулярної маси $M_X$ та коефіцієнтів $A_2$ , $B_2$ , $C_2$ : $M_X$ = 30 г/моль, $A_2$ = 0.02 , $B_2$ = $2.3 \cdot 10^{-3}$, $C_2$ = $-4 \cdot 10^{-6}$.

Коефіцієнт надлишку повітря визначається за наступною спрощеною формулою:

$$\alpha = a_1 + b_1 \cdot N_1, \qquad (53)$$

де $a_1$ і $b_1$ - емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу встановленого на автомобіль двигуна.

Для автомобілів з дизельним двигуном: $a_1 = 5$ , $b_1 = -0.035$. Тоді

$$\alpha = 5 - 0.035 \cdot N_1. \qquad (54)$$

Процент використання потужності можне розрахувати так

$$N_1 = \frac{100 \cdot \left(G_a \cdot \psi \cdot V_a + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^3\right)}{3.6 \cdot 10^3 \cdot N_{e\max} \cdot \eta_{тр}}, \qquad (55)$$

де $N_{emax}$ - максимальна потужність двигуна автомобіля, кВт.

Для нейтралізації викидів NO потрібно застосувати 3/5 сечовини (за масою). З урахуванням відносин молекулярних мас оксиду азоту та сечовини, для нейтралізації 1 кг NO потрібно застосувати 1.2 кг сечовини. Щільність сечовини складає 1.35 г/см$^3$. Тоді на нейтралізацію 1 кг NO потрібно застосувати 0.889 л речовини AdBlue. Оскільки нейтралізація оксидів азоту не відбувається на холостому режимі роботи двигуна внутрішнього згорання, а також на режимах, колі відпрацьовані гази не достигли необхідної температури.

Визначаємо витрату речовини AdBlue за формулою

$$H_{\text{AdBlue}} = 0.7 \cdot Q'_{NO}. \quad (56)$$

Для приклада надаємо алгоритм розрахунку норму витрати речовини AdBlue для автомобіля FORD Tourneo Custom з дизельним двигуном потужністю 96 кВт та робочим об'ємом 2,0 л.

1) Визначення коефіцієнта надлишку повітря:

$$\alpha = 5 - 0.035 \cdot 6.7 = 4.77. \quad (57)$$

2) Визначення відсотка використання потужності:

3)

$$N_1 = \frac{100 \cdot \left(27080 \cdot 0.02 \cdot 50 + 0.077 \cdot 1.3372 \cdot 50^3\right)}{3.6 \cdot 10^3 \cdot 96 \cdot 0.92} = 6.7 \quad \%, \quad (58)$$

3) Визначення викидів шкідливих речовин NOx

$$Q' = 0.548 \cdot 30 \cdot 0.825 \cdot \left(0.02 + 2.3 \cdot 10^{-3} \cdot 6.7 - 4 \cdot 10^{-6} \cdot 6.7^2\right) \cdot 6.7 \cdot 4.77 = \\ = 0{,}152 \text{ кг/100 км}. \quad (59)$$

4) Визначення витрати речовини AdBlue за формулою

$$H_{\text{AdBlue}} = 1.35 \cdot Q'_{NO} = 0.7 \cdot 0.152 = 0.106 \text{ л/100 км}. \quad (60)$$

Згідно рекомендацій [11] норма витрати речовини AdBlue для легкових автомобілів складає 0.9 л/1000 км. Це менш ніж за розрахунком за формулою (60). Однак рекомендації не вказують конкретну модель автомобіля.

З пам'ятки по застосуванню AdBlue для власників легкових дизельних автомобілів класу Євро 4/5/6 [12] рекомендовано для автомобілів Passat 1.6 TDI використання бака об'ємом 13 л речовини AdBlue на 10000 км. Що складає 0,13 л/100 км.

## 4. ВИСНОВКИ

Розрахунок витрата палива за математичними моделями дозволяє досить точно встановити рівень споживання паливно-мастильних матеріалів з урахуванням особливостей конструкції і різноманітності умов експлуатації. Скоротити споживання палива автомобільним транспортом можна за рахунок вдосконалення конструкції автомобілів, поліпшення дорожніх і транспортних умов експлуатації машин, оптимізації швидкісного і навантажувального режимів руху до змінює дорожніх умов, своєчасного контролю та підтримання технічного стану транспортних засобів, зниження нецільового використання палива на транспорті, навчання і перепідготовка водіїв, ефективного зберігання палива. Всі ці заходи вимагають постійний облік і контроль над витрачанням палива на всіх етапах його використання.

**ЛІТЕРАТУРА**


1]. Рынок топлива в Украине 2018 [Електронний ресурс] // Z-Украина. – Режим доступу: http://zet.in.ua/statistika-2/energetika/rynok-topliva-v-ukraine-2018/. (дата звернення 20.08.2018 р.). – Назва з екрану.

[2]. Транспорт і зв'язок [Електронний ресурс] // Державна служба статистики України. – Режим доступу: http://www.ukrstst.gov.ua. (дата звернення 20.08.2018 р.). – Назва з екрану.

[3]. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) [текст] / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 1999. – 457 с.

[4]. Про затвердження Норм витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті [Електронний ресурс] / Документ v0043361-98, Редакция от 01.03.2012, основание - v0036733-12. // Законодательство Украины. — Режим доступу : https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/ru/v0043361-98. (дата звернення 20.08.2018 р.). – Назва з екрану.

[5]. Обновленные Нормы расхода топлива: популярно для бухгалтера [Электронний ресурс] // Сайт для бухгалтерів бюджетних установ. — Режим доступа : https://buhgalter.com.ua/articles/details/216012/ (дата обращения 20.08.2018 р.). – Название с экрана.

[6]. Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте // Бухгалтерия - № 16 (1003). – 2012. – С. 13-.56

[7]. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте [текст] / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с., ил., табл.

[8]. Селифонов В.В. Теория автомобіля [текст] : Учебное пособие / В.В. Селифонов, А.Ш Русинов, В.В. Ломакин. – М.: МАГУ «МАМИ», 2007. – 102 с.

[9]. Обновленный Ford Transit Custom — тест-драйв ЗР [Електронний ресурс] / За рулем - Режим доступу: https://www.zr.ru/content/articles/910607-biznes-ehlita/. (дата звернення 20.08.2018 р.). – Назва з екрану.

[10]. Распоряжение Минтранса России от 14.05.2014 N НА-50-р "О внесении изменений в методические рекомендации "Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте", введенные в действие распоряжением Министерства транспорта Российской Федерации от 14 марта 2008 г. N АМ-23-р" [Электронный ресурс] // КонсультантПлюс – надежная правовая поддержка : Официальный сайт компании «КонсультантПлюс». — Режим доступа: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_163082/. (дата звернення 20.08.2018 р.). – Назва з екрану.

[11]. Technologie [Электронный ресурс] // Blue Solution www.bluesolution.pl — Режим доступа: http://bluesolution.pl/technologia/. (дата звернення 20.08.2018 р.). – Назва з екрану.

[12]. M-Standard - Производство AdBlue и антифризов Glysantin в Беларуси [Электронный ресурс] — Режим доступа: https://m-standard.by/. (дата звернення 20.08.2018 р.). – Назва з екрану.

## IMPROVING THE EXISTING METHODOLOGY FOR RATIONING FUEL CONSUMPTION FOR ROAD VEHICLES

An analysis of Ukrainian legislation on rationing fuel consumption in road transport shows some inconvenience in its use. The main limitation is that the standard values of fuel consumption are not set for all car models, the level of fuel consumption is not set correctly when the car is idle with the engine turned on, you cannot use the technical data of the manufacturer of special equipment, there are no norms for the consumption of AdBlue. In the work, studies of the main factors that affect fuel consumption in operating conditions are conducted. It is proposed to determine the missing indicators by calculation methods, which were obtained during mathematical modeling. Mathematical formulas for calculating the standard values of fuel consumption are given taking into account the design of the car and operating conditions. An algorithm has been developed to determine the basic rate of fuel consumption for cars that are not specified in the regulatory framework of Ukrainian legislation. For example, the fuel consumption for a FORD Tourneo Custom was calculated, which showed a close result to the recommendations of the plant. Instead of coefficients that take into account operating conditions, it is proposed to adjust the fuel consumption through the vehicle speed. The mathematical dependencies of calculating the fuel consumption for specialized equipment that is installed on rolling stock are obtained. Five types of use of equipment on a car are considered: electrical equipment driven by the vehicle's mains; equipment with a power take-off; independent power plant; equipment that obstructs the movement of the car; equipment that increases the mass of the vehicle. Special equipment can work while driving or in a parking lot. The dependencies for calculating the hourly fuel consumption during the downtime of a car with the engine turned on are determined. The values of fuel consumption necessary for starting and warming up the engine depending on the ambient temperature, as well as the number of starting and warming up cycles were obtained. A mathematical model is proposed for calculating the required amount of AdBlue, which is used in Selective Catalytic Reduction (SCR) it systems to neutralize nitrogen oxide compounds in exhaust gases for diesel cars.

# ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

**BLATNICKÝ Miroslav**, philosophae doctor, university teacher – assistant professor, University of Žilina, Department of Transport and Handling Machines, e-mail: miroslav.blatnicky@fstroj.uniza.sk, Slovak Republic, Univerzitná 8215/1, 01026 Žilina, Slovak Republic

**DIŽO Ján**, philosophae doctor, university teacher – assistant professor, University of Žilina vice-head of the Department of Transport and Handling Machines for pedagogy, E-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk, Slovak Republic, Univerzitná 8215/1, 01026 Žilina, Slovak Republic

**GERLICI Juraj**, профессор, Жилинский университет, заведующий кафедрой транспорта и подъёмно-транспортной техники, e-mail: juraj.gerlici@fstroj.uniza.sk, Словакия, ул. Университетная 8215/1, 010 26 Жилина, Словакия

**KURIC Ivan**, професор, Жилінський університет, заступник декана по розвитку і міжнародним зв'язкам, завідувач кафедри автоматики і виробничих систем, e-mail: van.kuric@fstroj.uniza.sk, Словаччина, вул. Університетна 8215/1, 010 26 Жиліна, Словаччина

**SÁGA Milan**, професор, Жилинський університет, декан машинобудівельного факультету, E-mail: dekan@fstroj.uniza.sk , Словаччина, вул. Університетна 8215/1, 010 26 Жиліна, Словаччина

**АГЕЕВ Максим**, кандидат технических наук, Херсонская государственная морская академия, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсон, Украина, e-mail: maxageev73-73@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5691-8986

**БЕЗРОДНИЙ Володимир**, асистент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: 007-rost@rambler.ru, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна,61002, м. Харків, вул. Я.Мудрого, 25.

**БЕЛОУСОВ Евгений** – Херсонская государственная морская академия, Украина, кандидат технических наук, доцент, декан факультета судовой энергетики, ewbelousov67@gmail.com, тел. +380505805827, Украина, 73000, г. Херсон, пр. Ушакова 20, каб. 329а

**БЕРЕЗУН Виталий**, кандидат технических наук, ОАО «АМКОДОР» – управляющая компания холдинга», заместитель генерального конструктора по научно-исследовательской работе, e-mail: vitaliy.berezun@gmail.com, тел. +375297617037, Республика Беларусь, 220013, г. Минск, ул. Пономаренко 7, orcid.org/0000-0003-4972-3499.

**БІЛОГУБ Олександр Віталійович** – доктор техн. наук, проф., профессор ка-федри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університета ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», Харків, Україна. av.belogub@gmail.com, orcid.org/0000-0003-2801-2903

**БОЙКО Максим**, завідувач електромеханічного відділення Морського коледжу Херсонської державної морської академії,e-mail: bomax@online.ua, тел.: 066-513-10-90, Україна, м. Херсон, пр-т Ушакова 14/1, 73000, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4945-2043

**БУЛГАКОВ Микола** – кандидат технічних наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсон, Україна, e-mail: npbulgakov2@gmail.com; ORCID: https://orcid.org/0000-0002-7172-8678

**ВЕРБОВСЬКИЙ Валерій**, Інститут газу Національної Академії Наук України, відділ газових технологій, науковий співробітник, Україна, 03113, г. Київ, вул. Дегтярівська, 39, e-mail: vverbovskiy@teplosoyuz.com, тел. +38067-209-69-01.

**ВИЧУЖАНІН Володимир**, доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, завідувач кафедри інформаційних технологій, e-mail: vint532@yandex.ua, тел..+380504958272, Україна, 65044, м. Одеса, Проспект Шевченко 1, ORCID: 0000-0002-6302-1832

**ВОЛКОВ Володимир**, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: volf-949@ukr.net, тел. 0677472177, Україна,61002, м. Харків, вул.. Я. Мудрого, 25, ORCID: 0000-0003-2202-3441;

**ВОЛКОВ Юрій**, інженер кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yura_volkov_88@mail.ua, Україна,61002, м. Харків, вул. Я. Мудрого, 25;

**ВОЛКОВА Тетяна**, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: wolf949@ukr.net, Україна,61002, м. Харків, вул. Я. Мудрого, 25;

**ВОЛОДАРЕЦЬ Микита** – кандидат техн. наук, старший викладач кафедри теплотехніки та теплових двигунів, Харків, Україна, e-mail: volodarets.nikita@yandex.ru, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-8526-4800

**ВОЛОШИНОВ Сергій**, кандидат педагогічних наук, доцент, завідувач кафедри інноваційних технологій та технічних засобів судноводіння, Херсонська державна морська академія, E-mail: s_voloshinov@ukr.net., м. Херсон, просп. Ушакова, 20, 73000, Україна.

**ВОЛЬСЬКА Олена**, доктор наук з державного управління, доцент, Херсонський державний аграрний університет, професор кафедри публічного управління та адміністрування, e-mail: volski1945@ukr.net, м. Херсон, вул. Стрітенська, 23, 73006, Україна, ORCID: 0000-0001-5047-4579

**ВОРОБЙОВ Юрій**, кандидат технічних наук, професор, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», помічник ректора, e-mail: i.vorobiov@khai.edu, тел. +380577884155, Україна, 61070, м. Харків, вул. Чкалова 17, ORCID: 0000-0001-6401-7790

**ВРУБЛЕВСЬКИЙ Роман**, кандидат технічних наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: amor-vr@ukr.net, 73000, м. Херсон, просп. Ушакова, 20, Україна, ORCID: 0000-0001-8686-3488

**ГАТЧЕНКО Вікторія**, кандидат технічних наук, доцент, Державний університет інфраструктури та технологій, доцент кафедри «Тягового рухомого складу залізниць», e-mail: vogatchenko@gmail.com, тел. +380508211506, Україна, м. Київ, вул. Кирилівська, 9, ORCID: 0000-0002-1956-7555

**ГОЛОВАНЬ Андрей**, кандидат технических наук, доцент, Одесский национальный морской университет, доцент кафедры Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация, e-mail: andrew.golovan@gmail.com, Одесса, ул. Мечникова 34, 65029, Одесская область, Украина, ORCID: 0000-0001-6589-4381

**ГОНЧАРУК Ирина**, Одесский национальный морской университет, старший преподаватель кафедры «Судовождение и морская безопасность», e-mail: irina_pavlovna_goncharuk@ukr.net, Одесса, ул. Мечникова 34, 65029, Украина

**ГОРБОВ Віктор**, кандидат технічних наук, професор, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, завідувач кафедри Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, ORSID: 0000-0002-9697-8083, e-mail: viktor.gorbov@nuos.edu.ua

**ГОРБУНОВ Николай**, профессор, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, заведующий кафедрой железнодорожного, автомоильного транспорта и подъёмо-транспортных машин, E-mail: gn0255@mail.ru, Северодонецк, проспект Центральный 59а, 93400, Северодонецк, Украина

**ГОРОБЧЕНКО Олександр**, доктор технічних наук, доцент, Державний університет інфраструктури та технологій, професор кафедри «Тягового рухомого складу залізниць», e-mail: gorobchenko.a.n@gmail.com, тел. +380509720471, Україна, м. Київ, вул. Кирилівська, 9, ORCID: 0000-0002-9868-3852

**ГРИЦУК Ігор**, доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних систем, Херсонська державна морська академія, Україна, м. Херсон, пр. Ушакова, 20, тел (066) 698-37-39, 73000, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net , ORCID https://orcid.org/0000-0001-7065-6820

**ГРИЦУК Юрій**, кандидат технічних наук, доцент кафедри загальної інженерної підготовки, Донбаська національна академія будівництва і архітектури (м. Краматорськ), 84333, Україна, м. Краматорськ, Донецька обл., вул. Героїв Небесної Сотні, 14, e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com, тел. +380506204702, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3389-1172

**ДЕЛИ Александр**, Одесский национальный морской университет, аспирант кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», e-mail: alexdellik8@gmail.com, тел. +380934396304, Одесса, ул. Мечникова 34, 65029, Украина

**ДУБІНІН Євген**, доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: dubinin-rmn@ukr.net, тел. +380972239199, Україна, 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого 25

**ЗЕНКІН Євген** – кандидат технічних наук, асистент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харків, Україна, e-mail: crservice2008@gmail.com

**ЗУЄВ Володимир**, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, асистент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: vlal.zu@mail.ru, тел. +380675728640, Україна, 61082 м. Харків, вул. Маршала Рибалко 4, кв. 90

**КАЙДАЛОВ Руслан**, доктор технічних наук, доцент, полковник, Національна академія Національної гвардії України, начальник кафедри бойового та логістичного забезпечення, 61001, Україна, м. Харків, майдан Захисників України, б.3, ORCID: 0000-0002-5131-6246, e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

**КАЛІНІН Євген**, кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, доцент кафедри надійності, міцності та технічного сервісу машин імені В.Я. Аніловича, e-mail: kalininhntusg@gmail.com, тел. +38(057)732-98-16, Україна, м. Харків, вул. Алчевських, 44, ORCID: 0000-0001-6191-8446

**КАРАЩУК Сергій**, викладач кафедри «Тягового рухомого складу залізниць», Державний університет інфраструктури та технологій, e-mail: svkarashchuk@gmail.com, тел. +380978599478, Україна, м. Київ, вул. Кирилівська, 9

**КАСЛІН Олександр**, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, інженер кафедри інженерної екології міст, e-mail: vinchester280@gmail.com, тел.: +38 (057) 7073118, 61002, Україна, м. Харків, вул. Маршала Бажанова, 17;

**КЛЕЦ Дмитро**, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: d.m.klets@gmail.com, тел. +380956490409, Україна, 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого 25

**КЛИМЕНКО Світлана**, кандидат технічних наук, доцент, Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, доцент кафедри радіоелектронної автоматики, e-mail. klymenko.svetlana@gmail.com, тел. +380954229641, Україна, 49000, м. Дніпро, проспект Гагаріна, 72

**КОЛЄСНІК Іван**, кандидат технічних наук, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, асистент кафедри тракторів і автомобілів, e-mail: tiaxntusg@gmail.com, тел. +38(057)732-97-95, Україна, м. Харків, вул. Алчевських, 44, ORCID: 0000-0003-4192-1773

**КОСТЕНКО Алексей**, Одесский национальный морской университет, аспирант кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», e-mail:subseaalexey@gmail.com, тел. +380637256464, Одесса, ул. Мечникова 34, 65029, Одесская область, Украина

**КОСТЮКЕВИЧ Александр**, доцент, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, e-mail: a.i.kostyukevich@gmail.com, Северодонецк, проспект Центральный 59а, 93400, Северодонецк, Украина

**КРАВЧЕНКО Екатерина**, доцент, Жилинский университет, кафедра транспорта и подъёмно-транспортной техники, e-mail: kkatherina@ukr.net, Словакия, ул. Университетная 8215/1, 010 26 Жилина, Словакия

**КРИВОШАПОВ Сергій**, кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенко М.Я.», e-mail: keat@khadi.kharkov.ua, тел. +38(057)7073768, Україна, 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого 25, ORCID: 0000-0003-4605-6790

**КУДІМОВ Сергій**, ад'юнкт, підполковник, Національна академія Національної гвардії України, 61001, Україна, м. Харків, майдан Захисників України, б.3, ORCID: 0000-0002-7772-7115, e-mail: kudimov81@ukr. net.

**КУХАРЁНОК Георгий**, доктор технических наук, профессор, Белорусский национальный технический университет, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», e-mail: kux@tut.by, тел. +375296969272, Республика Беларусь, 2200113, г. Минск, пр-т Независимости, ORCID: orcid.org/0000-0001-8731-3373.

**ЛЕБЕДЄВ Анатолій**, доктор технічних наук, професор, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, завідувач кафедри тракторів і автомобілів, e-mail: tiaxntusg@gmail.com, тел. +38(057)732-97-95, Україна, м. Харків, вул. Алчевських, 44, ORCID: 0000-0002-1975-3323

**МАЙОРОВА Катерина**, кандидат технічних наук, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», ст. викладач, e-mail: kate.majorova@ukr.net, тел. +380577884523, Україна, 61070, м. Харків, вул. Чкалова 17, ORCID: 0000-0003-3949-0791

**МАЛАЙЧУК Валентин**, доктор технічних наук, професор, Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, завідувач кафедри радіоелектронної автоматики, e-mail: klymenko.svetlana@gmail.com , тел. +38 (056) 766-49-88, Україна, 49000, м. Дніпро, проспект Гагаріна, 72

**МАНЖЕЛЕЙ Віктор**, старший викладач кафедри «Експлуатації суднових енергетичних установок», Херсонська державна морська академія, пр. Ушакова 20, м. Херсон, Україна, 73000, e-mail: cevikman@i.ua, тел. +38050-907-04-60, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0062-4855

**МАТЕЙЧИК Василь**, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, декан автомобільного факультету, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, e-mail: wmate@ukr.net, тел. +38044-280-79-40, e-mail: wmate@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-3683-7246.

**МІТЄНКОВА Віра**, кандидат технічних наук, доцент, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, ORSID: 0000-0001-5486-8559, e-mail: vera.mitenkova@gmail.com

**НГУЄН Ван Зіонг** – аспірант кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університета ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», Харків, Україна. e-mail: dongcomaybay@gmail.com.

**НЕЧИПОРУК Микола**, доктор технічних наук, професор, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», ректор, e-mail: khai@khai.edu, тел. +380577884000, Україна, 61070, м. Харків, вул. Чкалова 17, ORCID: 0000-0002-2723-6107

**ПАВЛЮК Олег**, Луцький Національний технічний університет, кафедра автомобілів і транспортних технологій, бакалавр, e-mail: oleg.pavljuk@seznam.cz, тел.: +380992446602, Україна, 43018, м. Луцьк, вул. Львівська 75

**ПОГОРЛЕЦЬКИЙ Дмитро**, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: dimon150582@gmail.com, тел. +380508244422, Україна, 73000, м. Херсон, вул. Ст. Разіна 75., кв. 336.

**ПОДРИГАЛО Михайло**, доктор технічних наук, професор, Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, завідуючий кафедрою технології машинобудування та ремонту машин, e-mail: pmikhab@gmail.com, 61002, Україна, м. Харків, ул. Ярослава Мудрого 25, ORCID: 0000-0002-1624-5219

**ПОЛИВ'ЯНЧУК Андрій**, доктор технічних наук, професор, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, професор кафедри інженерної екології міст, e-mail: ap3@ukr.net, тел.: +38 (057) 7073118, 61002, Україна, м. Харків, вул. Маршала Бажанова, 17, ORCID: http://orcid.org/0000-0002-9966-1938;

**РАБІНОВИЧ Ернест**, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, був. доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, пенсіонер, e-mail: erjara39@ukr.net, erjara3@jmail.com, тел. +380675797220, Україна, 61103 м. Харків, пр. Науки 66, кв. 44.

**РУДИНЕЦЬ Микола**, кандидат технічних наук, доцент, Луцький Національний технічний університет, доцент кафедри цивільної безпеки, e-mail: rudinetc@meta.ua, тел. +38050–378–04–73, Україна, 43018, м. Луцьк, вул. Львівська 75, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0793-5963

**РУДНІЧЕНКО Микола**, кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри інформаційних технологій, e-mail: nickolay.rud@gmail.com, тел..+380953218351, Україна, 65044, м. Одеса, Проспект Шевченко 1, ORCID: 0000-0002-7343-8076

**САВЧУК Володимир**, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: postsavchuk@gmail.com, тел.: +380674897764, Україна, м. Херсон, просп. Ушакова, 20, 73000, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5266-850X

**СЕМЕНЕНКО Роман**, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, аспірант кафедри інженерної екології міст, e-mail: semenenko_roman@ukr.net, тел.: +38 (057) 7073118, 61002, Україна, м. Харків, вул. Маршала Бажанова, 17;

**СИМОНЕНКО Роман**, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, Україна, м. Київ, пр-т Перемоги, 57, 03113, e-mail: rsym1975@gmail.com, тел.: +38 (050) 3524704, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4269-5707

**СКАЛИГА Микола**, кандидат технічних наук, доцент, Луцький Національний технічний університет, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, e-mail: cnn110162@gmail.com, тел.: +380506727656., Україна, 43018, м. Луцьк, вул. Львівська 75, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1852-078X

**СКУРІДІНА Олена**, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, аспірант кафедри інженерної екології міст, e-mail: ecology@kname.edu.ua, тел.: +38 (057) 7073118, 61002, Україна, м. Харків, вул. Маршала Бажанова, 17.

**СЛИНЧЕНКО Ігор**, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: igorslynchenko@gmail.com, тел.: +380997051873, Україна, 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого 25

**СТАЦЕНКО Володимир**, Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, старший викладач кафедри радіоелектронної автоматики, керівник служби Інформаційної безпеки, e-mail.vladimir_statsenko@ukr.net, тел. +380509619903, Україна, 49000, м. Дніпро, проспект Гагаріна, 72, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8252-9335

**СТОРЧАК Александр**, Одесский национальный морской университет, старший преподаватель кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», e-mail: starsansan@ua.fm, Одесса, ул. Мечникова 34, 65029, Украина

**ТУЛУЧЕНКО Галина**, доктор технічних наук, професор кафедри вищої математики та математичного моделювання, Херсонський національний технічний університет, e-mail: tuluchenko.galina@ukr.net , тел.: +380503158553, Україна, 73008 м. Херсон, Бериславське шосе, 24

**ХОЛОДОВ Антон**, кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: antonkholodov23@gmail.com, тел. +380502063644, Україна, 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого 25

**ХУДЯКОВ Ігор**, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, пр. Ушакова 20, м. Херсон, Україна, 73000, e-mail: igor.khudiakov563@gmail.com, тел.: + 38 (095) 3772050, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-8900-7879

**ЦЮМАН Микола**, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри двигунів і теплотехніки, Національний транспортний університет, Україна, 01010, м. Київ, вул. вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, тел. +38044-280-79-40, e-mail: tsuman@ukr.net, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-2537-8010.

**ЧЕРНЕНКО Валентина**, старший викладач, кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, пр. Ушакова 20, м. Херсон, Україна, 73000, E-mail: v.chernenko18@gmail.com, тел.. +38 (050) 7162183, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-2013-7058

**ЧЕРНЯВСЬКИЙ Василь**, доктор педагогічних наук, професор кафедри судноводіння та електронних навігаційних систем, ректор Херсонської державної морської академії, E-mail: ch_vv@i.ua, м. Херсон, просп. Ушакова, 20, 73000, Херсонська область, Україна

**ЧЕРНЯК Юрій**, кандидат технічних наук, доцент, Державний університет інфраструктури та технологій, доцент кафедри «Тягового рухомого складу залізниць», e-mail: ychernyak1@gmail.com, тел. +380664765002, Україна, м. Київ, вул. Кирилівська, 9

**ШИБАЄВ Денис**, Одеський національний морський університет, аспірант кафедри технічної кібернетики та інформаційних технологій, e-mail: denscreamer@gmail.com, тел. +380995574484, Україна, 65044, м. Одеса, Мечникова 34, ORCID: 0000-0002-3260-5843

**ШИБАЄВА Наталя**, кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри інформаційних технологій, e-mail: nati.shibaeva@gmail.com, тел. +380664543432, Україна, 65044, м. Одеса, Проспект Шевченко 1, ORCID: 0000-0002-7869-9953

**ШПАК Лариса**, кандидат педагогічних наук, доцент, Херсонський державний університет, доцент кафедри технологічної та професійної освіти, e-mail: llara71@ukr.net, м. Херсон, вул. Університетська, 27, 73000, Україна.

**ШУЛЯК Михайло**, доктор технічних наук, професор, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, професор кафедри тракторів і автомобілів, e-mail: tiaxntusg@gmail.com, тел. +38(057)732-97-95, Україна, м. Харків, вул. Алчевських, 44, ORCID: 00000-0001-7286-6602

В монографии представлены формирования и практическая реализация функциональных возможностей транспортных средств. Освещены направления решения проблем их эксплуатации и диагностики. Рассмотрены вопросы создания методологических основ оптимального технического использования, технического обслуживания и ремонта средств транспорта, изучение закономерностей изменения их технического состояния, высокоэффективного использования с соблюдением требований охраны окружающей природной среды и разработке технических мероприятий в направлении повышения надежности функциональных и энергетических транспортных систем. Издание рассчитано на учёных транспортной отрасли, аспирантов, студентов и магистрантов технических университетов, а также специалистов транспортного комплекса, работающих в области конструирования, испытаний и эксплуатации средств транспорта.

The monograph describes the formation and practical implementation of vehicles functionality. The directions of problems solutions of their operation and diagnostics are explained. The questions of creation of methodological bases of optimum technical use, maintenance and repair of transport means, conducting the study on regularities of their technical condition change, high-efficiency use in accordance with the requirements of environmental protection, and development of technical measures aimed to increase functional reliability and energy transport systems. The publication is intended for scientists of the transport industry, graduate students, students and undergraduates of technical universities, as well as specialists of the transport complex, dealing with design, testing and operation of transport means.

Наукове видання

**СИСТЕМИ І ЗАСОБИ ТРАНСПОРТУ**

**ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ І ДІАГНОСТИКИ**

Монографія

За науковою редакцією професора Грицука Ігоря

(Українською, російською, англійською мовами)

Відповідальний за випуск *Р. Є. Врублевський*
Друк, фальцювально-палітурні роботи *В. Г. Удов*

Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 36,83
Підписано до друку 30.09.2019 року
Тираж 300 примірників.

Видавництво
Херсонська державна морська академія,
просп. Ушакова, 20, м. Херсон, 73000
Тел.: 49–20–20
Ел. адреса: rvv@ksma.ks.ua

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої
справи до Державного реєстру
ДК № 4319 від 10.05.2012