

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- та тракторобудування

№ 9 (1052) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 9 (1052). – 162 с.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України

КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:

Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф. (**голова**);

К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);

А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;

Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;

А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;

В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;

В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;

П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;

С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.;

О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.;

П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.;

М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;

Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.;

М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

Заступник відповідального редактора: А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний секретар: С. Г. Селевич, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; В. П. Волков, д-р техн.

наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.; О. В. Григоров, д-р техн. наук,

проф.; Б. І. Кальченко, д-р техн. наук, проф.; А. Т. Лебедєв, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.; В. П. Писарєв, д-р техн. наук, проф.;

М. А. Подригало, д-р техн. наук, проф.; А. М. Пойда, д-р техн. наук, проф.;

В. П. Сахно, д-р техн. наук, проф.; А. П. Солтус, д-р техн. наук, проф.

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Автомобіле- та тракторобудування», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 4 від 4 квітня 2014 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2014

УДК 629.4.075

В. Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, професор НТУ «ХП»;
А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, докторант НТУ «ХП»;
А. П. КОЖУШКО, аспірант НТУ «ХП»;
М. О. МІТЦЕЛЬ, аспірант НТУ «ХП»

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗГОНУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА FENDT 936 VARIO

В роботі наведена методика експериментального дослідження процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Varіo з безступінчастою гідрооб'ємно-механічною трансмісією, описано принцип дії приладів та апаратури, що використовувалися при випробуваннях. Досліджено вплив прискорення трактора при русі з усіма ведучими мостами при виконанні польових робіт, усіма і одним ведучим мостом при виконанні транспортних робіт, та варійованою силою тяги на гаку на буксування коліс трактора Fendt 936 Varіo.

Ключові слова: колісний трактор, розгін, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, експериментальне дослідження.

Вступ. Популярність безступінчастих трансмісій безперервно росте, що стає очевидним з постійного збільшення об'ємів виробництва тракторів фірми «Fendt», яка є піонером в створенні подібних трансмісій в тракторобудуванні і на сьогоднішній день повністю перейшла на виробництво тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ).

Найпотужнішими в лінійці сімейства Fendt є серії 800 та 900, які являються лідерами продажу в Західній та Центральній Європі в класі більше 200 к.с. та займають більш ніж 30% ринку за результатами 2013 р.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літератури відомо ряд публікацій [1 – 3], присвячених: систематизації основних закономірностей розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ; вибору та аналізу перспективних схем ГОМТ; дослідженню впливу схеми з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками планетарного механізму, місця розташування редукторів в механічній та гідравлічній гілці, наявності регульованого та нерегульованого гідромотора, об'ємів гідронасоса та гідромотора на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ. Проте на даний момент мало вивчене питання динаміки процесу розгону колісних тракторів з ГОМТ, зокрема вплив варіанту розгону на процес буксування.

Вченими кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) розроблений мобільний вимірювальний комплекс, який дає змогу проводити вимірювання величини поздовжніх, бокових і вертикальних прискорень у процесі випробувань мобільних машин, оцінювати їх аеродинамічні, тягово-швидкісні, гальмівні якості, керованість та стійкість, плавність руху та інше [4 – 7].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є експериментальне дослідження процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Varіo з ГОМТ при русі з усіма та одним ведучим мостом, та варійованою силою тяги на гаку при різноманітних варіантах розгону.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити методику експериментального дослідження процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Varіo;
- визначити прилади та апаратуру, що необхідні для випробувань.

Методика експериментального дослідження процесу розгону.

Умови проведення випробувань повинні відповідати умовам роботи тракторів при виконанні транспортних та польових робіт.

Об'єктом досліджень виступає трактор Fendt 936 Vario (рис. 1).



Рисунок 1 – Трактор Fendt 936 Vario

Можливі наступні варіанти розгону трактора Fendt 936 Vario [8]:

1. За допомогою джойстика та системи Tractor-Management-System (TMS), принцип роботи якої полягає в узгодженні роботи двигуна та ГОМТ. В цьому випадку завдяки джойстику задається один з чотирьох ступенів прискорення (рис. 2), а необхідне число обертів двигуна трактора підбирається автоматично. Цей варіант розгону рекомендується використовувати для польових робіт, при цьому необхідно обирати I або II ступені прискорення. Для початку руху трактора джойстик необхідно нахилити вперед, а для утримання швидкості необхідно активувати функцію темпомата – нахиливши джойстик вправо.

2. За допомогою джойстика та педалі акселератора. Завдяки джойстику обирається ступінь прискорення, а педаллю акселератора контролюється розгін трактора. Число обертів двигуна трактора підбирається самостійно відповідно швидкості. Такий варіант розгону необхідно використовувати для транспортних робіт та задавати III або IV ступені прискорення.

Хотілося б зазначити, що вище наведені не всі, а основні варіанти розгону трактора. Загальна їх кількість значно більша. Кількість використовуваних варіантів при експлуатації трактора залежить від кваліфікації оператора-водія. Відповідно, на динаміку розгону не завжди впливає закон натиснення на педаль акселерометра або джойстика, а в більшій мірі повздовжнє прискорення j трактора. Тобто, основний акцент при дослідженнях необхідно робити на вплив повздовжнього прискорення j трактора на динаміку його розгону, а точніше на буксування коліс.

Завдання випробувань полягають у визначенні:

– повздовжнього прискорення j трактора і буксування коліс переднього δ_1 та заднього δ_2 мостів при виконанні польових робіт, та розгоні спочатку до швидкості $V=5$ км/год з подальшим кроком $\Delta V=5$ км/год в бік збільшення до максимально можливої швидкості V_{\max} в даних умовах експлуатації, з силою тяги на гаку від $P_{\text{кр}}=0$ кН з подальшим кроком $\Delta P_{\text{кр}}=10$ кН в бік збільшення до максимально можливого значення $P_{\text{крmax}}$, при різних ступенях прискорення в процесі розгону (I або II ступінь);

– повздовжнього прискорення j трактора і буксування коліс переднього δ_1 та заднього δ_2 мостів при виконанні транспортних робіт (сухий асфальт, мокрий асфальт, сніг), та розгоні спочатку до швидкості $V=10$ км/год з подальшим кроком $\Delta V=10$ км/год в бік збільшення до максимально можливої швидкості V_{\max} в даних умовах експлуатації, з силою тяги на гаку $P_{\text{кр}}=0$ кН з подальшим кроком $\Delta P_{\text{кр}}=10$ кН в бік збільшення до максимально можливого значення $P_{\text{крmax}}$, при різних ступенях прискорення в процесі розгону (III або IV ступінь) та різноманітних законах

натиснення на педаль акселератора $h_a=f(t_a)$ (h_a – переміщення педалі акселератора, t_a – час за який відбувається дане переміщення);

– залежності буксування коліс від повздовжнього прискорення j трактора, швидкості V , сили тяги на гаку $P_{кр}$, кількості ведучих мостів та умов експлуатації (сухий асфальт, мокрий асфальт, сніг).



Рисунок 2 – Багатофункціональний пульт керування на консолі підлокітника:
1 – кнопка обирання ступенів прискорення на джойстику; 2 – кнопка обирання діапазонів

Результати досліджень при виконанні польових робіт зводяться до табл. 1, варіант розгону при цьому №1. Результати досліджень при виконанні транспортних робіт зводяться до табл. 2, варіант розгону – №2. Кожен вимір проводиться 3 рази.

Таблиця 1 – Результати досліджень розгону трактора Fendt 936 Varіо при виконанні польових робіт з двома ведучими мостами (варіант процесу розгону №1)

Ступінь прискорення	V	j	δ_1	δ_2
Розгін від $V=0$ км/год до $V=5$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=0$ кН				
I				
II				
Розгін від $V=0$ км/год до $V=5$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=10$ кН				
I				
II				
...				
Розгін від $V=0$ км/год до $V=5$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=P_{крmax}$ кН				
I				
II				
Розгін від $V=0$ км/год до $V=10$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=0$ кН				
I				
II				
Розгін від $V=0$ км/год до $V=10$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=10$ кН				
I				
II				
...				
Розгін від $V=0$ км/год до $V=10$ км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=P_{крmax}$ кН				
I				
II				
...				
Розгін від $V=0$ км/год до V_{max} км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=0$ кН				
I				
II				
Розгін від $V=0$ км/год до V_{max} км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=10$ кН				
I				
II				
...				
Розгін від $V=0$ км/год до V_{max} км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=P_{крmax}$ кН				
I				
II				

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Таблиця 2 – Результати досліджень розгону трактора Fendt 936 Vario при виконанні транспортних робіт (варіант процесу розгону №2)

Ступінь прискорення	Закон $h_a=f(t_a)$	Ведучих два мости				Ведучий задній міст		
		V	j	δ_1	δ_2	V	j	δ_2
Дорожня поверхня – сухий асфальт, розгін від V=0 км/год до V=10 км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=0$ кН								
III	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
III	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
IV	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
IV	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
Дорожня поверхня – сухий асфальт, розгін від V=0 км/год до V=20 км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=0$ кН								
III	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
III	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
IV	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
IV	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
...								
Дорожня поверхня – сухий асфальт, розгін від V=0 км/год до V_{max} км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=0$ кН								
III	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
III	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
IV	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
IV	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
Дорожня поверхня – сухий асфальт, розгін від V=0 км/год до V=10 км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=10$ кН								
III	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
III	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
IV	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
IV	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
Дорожня поверхня – сухий асфальт, розгін від V=0 км/год до V=20 км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=10$ кН								
III	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
III	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
IV	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
IV	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
...								
Дорожня поверхня – сухий асфальт, розгін від V=0 км/год до V_{max} км/год, сила тяги на гаку $P_{кр}=10$ кН								
III	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
III	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
IV	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
IV	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
Дорожня поверхня – сухий асфальт, розгін від V=0 км/год до V=10 км/год, сила тяги на гаку $P_{кр max}$ кН								
III	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
III	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
IV	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
IV	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
Дорожня поверхня – сухий асфальт, розгін від V=0 км/год до V=20 км/год, сила тяги на гаку $P_{кр max}$ кН								
III	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
III	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
IV	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
IV	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
...								
Дорожня поверхня – сухий асфальт, розгін від V=0 км/год до V_{max} км/год, сила тяги на гаку $P_{кр max}$ кН								
III	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
III	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
IV	$h_{a1}=f(t_{a1})$							
IV	$h_{a2}=f(t_{a2})$							
Дорожня поверхня – мокрий асфальт								
...								
Дорожня поверхня – сніг								
...								

Прилади та апаратура.

Схема розташування обладнання на тракторі наведена на рис. 3 та складається з наступних приладів та апаратури: відеокамери; GPS-навігатора; 2-х акселерометрів; 2-х датчиків частоти обертання коліс; 2-х ноутбуків; електронного динамометра.

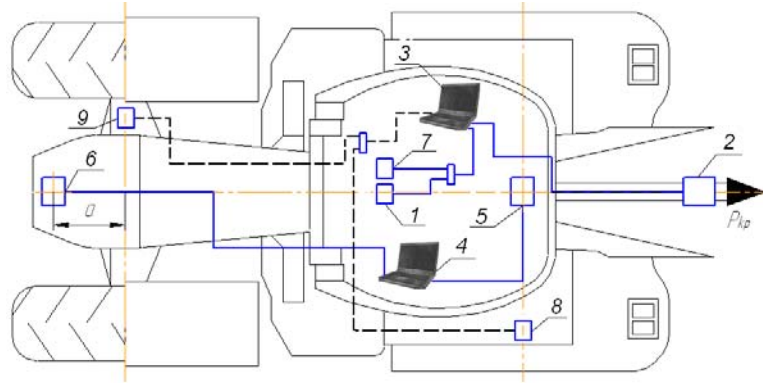


Рисунок 3 – Схема розташування обладнання на тракторі Fendt 936 Varіо:
 1 – відеокамера; 2 – електронний динамометр; 3 – ноутбук для збереження результатів з відеокамери, GPS-навігатора, датчиків частоти обертання коліс та електронного динамометра; 4 – ноутбук для збереження результатів з акселерометрів; 5, 6 – акселерометри; 7 – GPS-навігатор; 8, 9 – датчики частоти обертання коліс; $a=0,75$ м

Основна функція відеокамери 1 (рис. 3) – фіксація зміни положення педалі акселератора з метою визначення законів $h_a=f(t_a)$ та ступеня прискорення джойстика протягом процесу розгону. При цьому перед процесом розгону вільний та повний рух педалі акселератора трактора вимірювався за допомогою лінійки.

Для визначення поздовжніх прискорень у процесі розгону трактора Fendt 936 Varіо використовувався мобільний вимірювальний комплекс (рис. 4), розроблений кафедрою технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ [4 – 7], який складається з акселерометрів Freescale Semiconductor модель MMA7260QT (поз. 5, 6, рис. 3), ноутбука 4 для обробки та зберігання даних, отриманих в процесі проведення експерименту.



Рисунок 4 – Мобільний вимірювальний комплекс, розроблений кафедрою технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ:
 1, 2 – акселерометри; 3 – ноутбук

Акселерометри MMA7260QT, що використовуються в комплексі, – ємнісні з трьома робочими осями і межею вимірювання $\pm 1,5g$, мають максимальну похибку 1%.

У процесі підготовки до проведення експерименту акселерометри встановлювалися за схемою, що наведена на рис. 3. Після встановлення і налаштування мобільного вимірювального комплексу (рис. 5), проводилося експериментальне дослідження процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Vario за методикою, що була наведена вище. В результаті для різних законів натиснення на педаль акселератора і ступеня прискорення джойстика при розгоні з усіма та одним ведучим мостом, та варійованою силою тяги на гаку визначалися поздовжні прискорення j трактора Fendt 936 Vario.

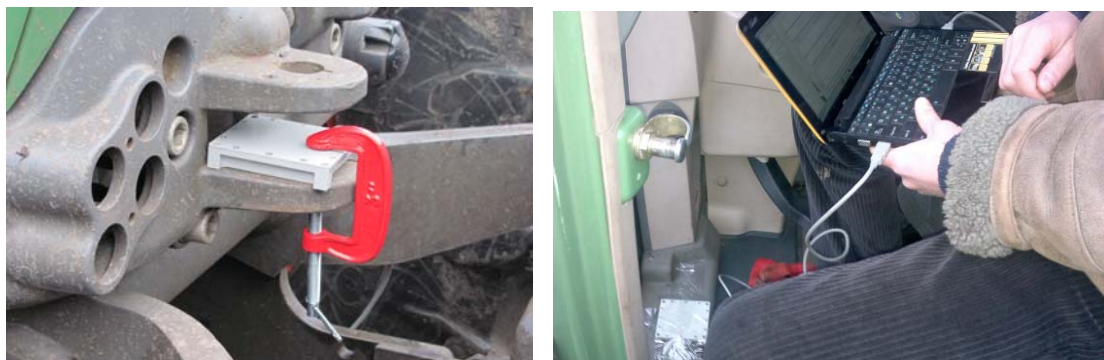


Рисунок 5 – Встановлення і налаштування мобільного вимірювального комплексу на тракторі Fendt 936 Vario

Для зберігання та обробки результатів, отриманих при дослідженні процесу розгону трактора Fendt 936 Vario з відеокамери 1 (рис. 3), електронного динамометра 2, GPS-навігатора 7, який дозволяє визначити дійсну швидкість руху трактора, датчиків частоти обертання коліс 8, 9 користувалися ноутбуком 3.

Використання електронного динамометра 2 (рис. 3) дозволяє визначати силу тяги на гаку в діапазоні 100 – 5000 кг, максимальна похибка не перевищує $\pm 0,2\%$. Сигнал з електронного динамометра (рис. 6) в кг з періодичністю 0,2 с. в цифровому вигляді подавався на ноутбук 3 (рис. 3) та відображався в спеціально розробленій програмі, інтерфейс якої зображено на рис. 7.



Рисунок 6 – Електронний динамометр

Інтерфейс програми (рис. 7) складається з чотирьох клавiш керування: “Старт”, “Стоп”, “Очистить”, “Выход” та одного вiкна – “Сила тяги на крyке”.

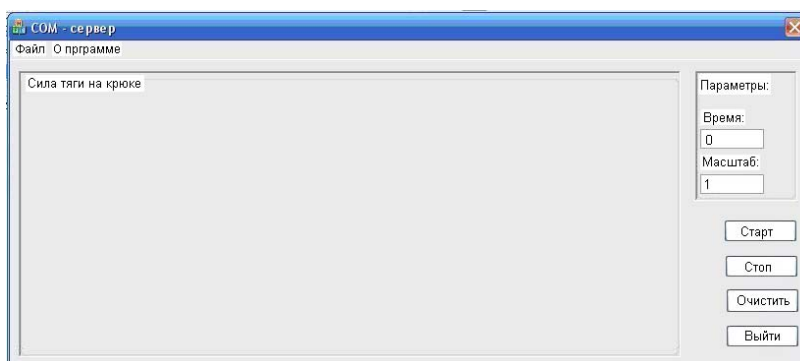


Рисунок 7 – Інтерфейс програми для візуалізації отриманих результатів з електронного динамометра

Початок реєстрації результатів починається після запуску файлу програми “ComServer.exe” (рис. 8) та натисненні на кнопку “Старт”, зупинка – при натисненні на кнопку “Стоп” (рис. 7). Проміжок часу, протягом якого відбувається дослідження, відображається у вікні “Параметры” під надписом “Время” та вимірюється в секундах. Масштаб відображення отриманих результатів задається у вікні “Параметры” (рис. 7) – “Масштаб”.

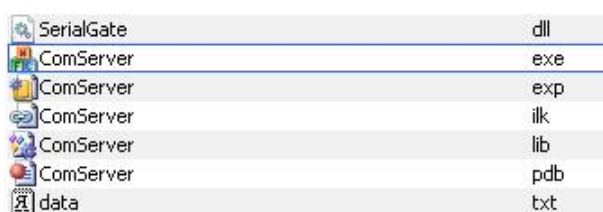


Рисунок 8 – Запуск програми для візуалізації отриманих результатів з електронного динамометра

Візуально зміну сили тяги на гаку від часу протягом дослідження можна спостерігати у вікні “Сила тяги на крyке”. Ліквідація отриманих результатів з даного вiкна здійснюється при натисненні на кнопку “Очистить”. Для виходу з програми достатньо скористатися відповідною кнопкою програми – “Выход”. Зберігання результатів випробування автоматично відбувається в текстовому файлі “data.txt” (рис. 7) в два стовпчика: правий – час в секундах, лівий – значення сили тяги на гаку в кг.

Сигнали з датчиків частоти обертання коліс 8, 9 (рис. 3) в хв^{-1} з періодичністю 0,05 с. в цифровому вигляді подавався на ноутбук 3 (рис. 3) та відображався в спеціально розробленій програмі, інтерфейс якої аналогічний інтерфейсу програми, зображеному на рис. 7. Відмінність полягає лише в кількості основних вiкн. Замість вiкна “Сила тяги на крyке” – вiкна “Частота вращення колес 1” та “Частота вращення колес 2”. Масштаб відображення отриманих результатів, відповідно, задається у вікні “Параметры” за допомогою “Масштаб 1” та “Масштаб 2”. Зберігання результатів випробування автоматично відбувається в текстових файлах “data 1.txt” та “data 2.txt” в два стовпчика: правий – час в секундах, лівий – значення обертів коліс в хв^{-1} . В іншому принцип роботи програми аналогічний.

Висновки. В роботі наведена методика експериментального дослідження впливу прискорення j трактора при русі з усіма ведучими мостами при виконанні польових робіт, усіма і одним ведучим мостом при виконанні транспортних робіт, та варійованою силою тяги на гаку на буксування коліс трактора Fendt 936 Vario, описано принцип дії приладів та апаратури, що використовувалися при випробуваннях.

Список літератури: 1. Самородов В. Б. Аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних тракторних трансмісій: вибір і обґрунтування перспективних схем / В. Б. Самородов, О. В. Григоров, А. І. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 20. – С. 24 – 46. 2. Самородов В. Б. Синтез безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних тракторних трансмісій / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко, Д. А. Подмолода // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва. – 2013. – № 135. – С. 140 – 150. 3. Самородов В. Б. Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора / В. Б. Самородов, А. В. Рогов // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – 2010. – № 1. – С. 8 – 14. 4. Клец Д. М. Определение угла продольного наклона автомобиля при проведении динамических испытаний / Д. М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2011. – № 18. – С. 24 – 29. 5. Артёмов М. П. Дослідження динаміки машинно-тракторних агрегатів за допомогою методу парціальних прискорень / М. П. Артёмов // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – 2012. – № 2(32) Т.1 – С. 3 – 12. 6. Подригало М. А. Визначення необхідної кількості акселерометрів і місця їх установки при динамічних випробуваннях мобільних машин / М. А. Подригало, М. П. Артёмов, Д. М. Клец, А. І. Коробко // Механіка та машинобудування. – 2012. – № 2. – С. 127 – 135. 7. Клец Д. М. Разработка мобильного регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний колесных машин / Д. М. Клец // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – № 25. – С. 234 – 241. 8. www.profi-mediacenter.com/eastspecial.html.

Надійшла до редколегії 04.03.2014

УДК 621.83.062

Експериментальне дослідження процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Vario / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко, А. П. Кожушко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 3-10. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-6840.

В работе приведена методика экспериментального исследования процесса разгона колесного трактора Fendt 936 Vario с бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией, описан принцип действия приборов и аппаратуры, которые использовались в процессе испытаний.

Ключевые слова: колесный трактор, разгон, гидрообъемно-механическая трансмиссия, экспериментальное исследование.

Experimental study of the process of the runaway of the wheel tractor Fendt 936 Vario / V. B. Samorodov, A. I. Bondarenko, A. P. Kozhushko // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 3-10. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-6840.

The method of experimental research of process of acceleration of the wheeled tractors of Fendt 936 Vario is resulted with a hydrostatic mechanical transmission, principle of action of devices and apparatus, which were used for the test is described in work.

Keywords: wheeled tractor, acceleration, hydrostatic mechanical transmission, experimental research.

УДК 621.83.062

В. Б. САМОРОДОВ, д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»;

С. А. ШУБА, инж., НТУ «ХПИ»;

О. И. ДЕРКАЧ, инж., НТУ «ХПИ»;

И. В. ЯЛОВОЛ, инж., НТУ «ХПИ»;

А. В. КОЛОДЯЖНЫЙ, инж., НТУ «ХПИ»

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С БЕССТУПЕНЧАТОЙ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Представлены результаты разработки математической модели взаимосвязей режимов работы гидрообъемной-механической трансмиссии, крюковой нагрузки, действительной скорости движения МТА, потерь в трансмиссии, буксования колес трактора с основными ТЭП – производительностью, эффективным крюковым КПД, погектарным расходом топлива. Произведен расчет и анализ основных технико-экономических показателей, а также определены рациональные режимы работы трактора с учетом балластирования.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, буксование, эффективность.

Введение. Развитие мирового тракторостроения направлено на повышение производительности машинно-тракторных агрегатов (МТА), уменьшение удельных затрат на выполнение тяговых технологий, улучшение условий труда оператора МТА. Всем этим направлениям соответствует внедрение на трактора бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ). В Украине силами научной лаборатории по проблемам бесступенчатых и гибридных трансмиссий, созданной на кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ») совместно с харьковским тракторным заводом был разработан проект бесступенчатой трансмиссии для трактора с ломающейся рамой [1].

Анализ последних достижений и публикаций. Основными достижениями в области моделирования процессов в бесступенчатых ГОМТ за последние 10-15 лет являются работы [1-10]. Они посвящены разработке фундаментальных основ анализа, синтеза и проектирования гидрообъемно-механических трансмиссий, анализу результатов моделирования работы тракторов, оснащенных такими трансмиссиями.

В работах [6-8] представлены математические модели, позволяющие установить взаимосвязи крюковой нагрузки, с потерями в гидрообъемно-механической трансмиссии с учетом буксования колесного трактора и определить основные технико-экономические показатели (ТЭП) МТА в целом. Однако в этих работах отсутствуют результаты моделирования ТЭП реальных МТА из-за неприменимости в их составе ГОМТ.

В работах [9-10] рассмотрена математическая модель основных ТЭП работы МТА на базе колесного трактора в агрегате с плугом, построенная на основе предложенного авторами пространственно-топологического подхода.

Цель и постановка задачи. В связи с подготовкой к выпуску опытного образца высокомоментного трактора с бесступенчатой трансмиссией целью данной работы является обоснование выбора параметров МТА с целью получения высоких ТЭП на основе пространственно-топологического подхода. В связи с этим ставится задача разработки математической модели взаимосвязей режимов работы ГОМТ, крюковой

нагрузки, действительной скорости движения МТА, потерь в ГОМТ, буксования колес трактора с основными ТЭП – производительностью, эффективным крюковым КПД, погектарным расходом топлива.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Мощностной и тяговый баланс колесного трактора описывается известными соотношениями [9-10]

$$N_d(B, e) \cdot \eta_{TP}(B, e) \cdot (1 - \delta(B, e)) = [G \cdot f + P_{KP}(B, e)] \cdot V_\delta(B, e), \quad (1)$$

$$P_{KP}(B, e) = f_{пл} \cdot G_{пл} + B \cdot h \cdot k \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon_0 \cdot V_\delta^2(B, e)}{k} \right), \quad (2)$$

$$P_{KP}(B, e) = P_{KP\phi} \cdot \left(1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta(B, e))}{\delta(B, e) \cdot a_k} \right) \cdot \left(1 - e^{\frac{-\delta(B, e) \cdot a_k}{k_c \cdot (1 - \delta(B, e))}} \right). \quad (3)$$

В соотношениях (1)-(3): $N_d(B, e)$ – эксплуатационная мощность двигателя; $\eta_{TP}(B, e)$ – значение КПД трансмиссии; $\delta(B, e)$ – коэффициент буксования колес; B – ширины захвата плуга; h – глубина пахоты; k , ε_0 – коэффициенты, характеризующие сопротивление пласта деформации, форму рабочей поверхности корпуса плуга и технологические свойства почвы; G – вес трактора; f – коэффициент сопротивления перекачиванию; $f_{пл}$, $G_{пл}$ – коэффициент сопротивления и вес плуга соответственно; $V_\delta(B, e)$ – действительная скорость движения МТА; $P_{KP}(B, e)$ – суммарная крюковая нагрузка; $P_{KP\phi}$ – суммарная крюковая нагрузка, максимально возможная по сцеплению колеса с почвой; a_k – длина пятна контакта шины с грунтом; k_c – коэффициент, характеризующий свойства почвы.

Главной отличительной особенностью ГОМТ от механической трансмиссии в мощностном балансе трактора является переменный КПД трансмиссии, зависящий от режима ее работы, например, теоретической скорости движения трактора и суммарной касательной силы тяги, развиваемой колесами (рис. 1). Его значения были определены в [1]. Наряду с этим были определены рабочие скорости трактора в зависимости от относительного параметра регулирования гидрообъемной передачи, нагрузочной мощности двигателя, перепад давления рабочей жидкости в магистралях высокого давления, КПД отдельных гидроагрегатов, мощности, проходящие через них, тепловыделения в гидроагрегатах и другие технические параметры.

Так как из-за разницы давления в шинах, различных нагрузок на оси и других факторов всегда имеется кинематическое несоответствие, [9], то буксование колес трактора в выражении (3) определяется отдельно для каждого из мостов (рис. 2).

Производительность МТА, га/ч [9, 10]

$$S = 0,36 \cdot B \cdot V. \quad (4)$$

Погектарный расход топлива, кг/га [9, 10]

$$Q = \frac{q_N \cdot N_D}{0,36 \cdot 10^{-6} \cdot B \cdot V_0}, \quad (5)$$

где q_N – часовой расход топлива двигателем в соответствии с внешней скоростной характеристикой.

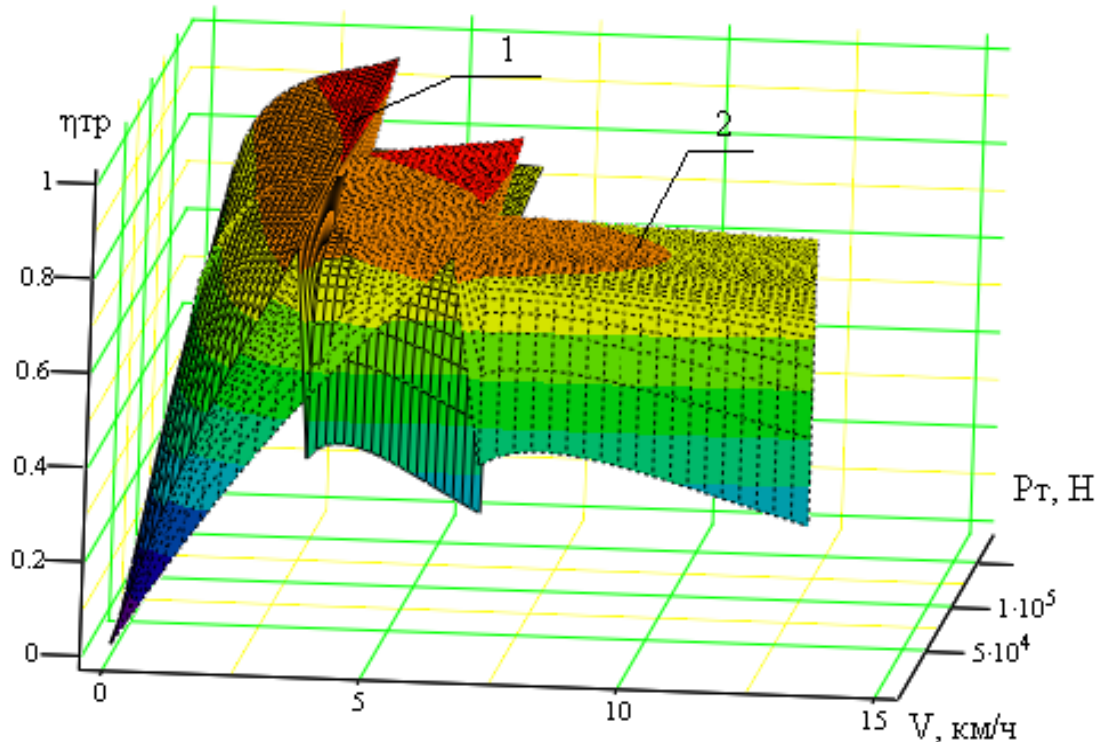


Рисунок 1 – Поверхности КПД ГОМТ в координатах скорости движения трактора V и суммарной касательной силы тяги P_T , развиваемой колесами:
1 – на первом тяговом диапазоне; 2 – на втором тяговом диапазоне

Эффективный крюковой КПД [9, 10]

$$\eta_{KP}^{эф} = \frac{k \cdot B \cdot h \cdot V_0}{N_D} \quad (6)$$

Анализ результатов реализации математической модели. Исходные данные выбраны для трактора с ломающейся рамой с эксплуатационной массой (с учетом балластирования) 12 т с двигателем номинальной мощностью $N_D=176$ кВт (240 л.с.) и оборотами коленчатого вала 220 рад/с, с шинами колес 650/75R32. Для моделирования процесса вспашки приняты масса плуга $m_{ПЛ}=2500$ кг (аналог – плуг ППН.8.30/50), глубина вспашки $h=0,27$ м. Значения коэффициентов в формулах (2, 3, 5, 6): $k=50$ кН/м²; $f_{ПЛ}=0,5$; $\varepsilon_0=0,1 \cdot k$; $f=0,08$; $k_c=0,02$ м.

На рис.3 показаны поверхности эффективного КПД МТА (рис. 3 а, б), производительности МТА (рис. 3 в, г) и погектарного расхода топлива (рис. 3 д, е) в координатах ширины захвата плуга B в диапазоне изменения мощности двигателя и действительной скорости движения трактора на первом диапазоне.

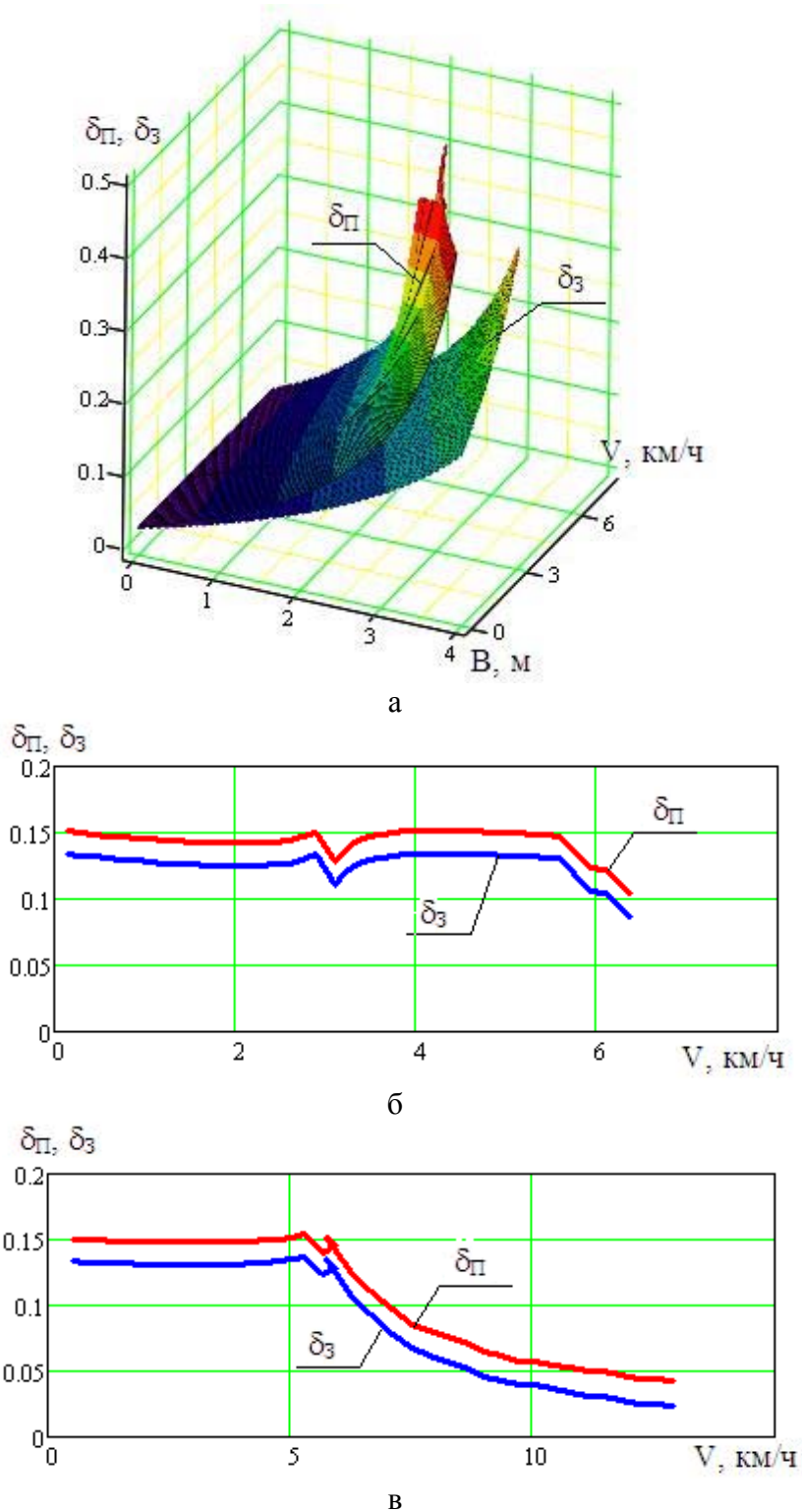


Рисунок 2 – Зависимости буксования колес переднего $\delta_{\text{п}}$ и заднего $\delta_{\text{з}}$ мостов трактора: а – в координатах скорости движения трактора V и ширины захвата плуга B на первом диапазоне; б, в – от скорости движения трактора V в режиме максимальной мощности двигателя $N_{\text{д}}$ на первом и втором диапазонах соответственно

Как видно из рис. 3 а, б эффективный КПД МТА имеет выраженный максимум, приходящийся (при условии ограничения буксования колес любого из мостов не более 0,16) на скорость движения МТА $V_d=3,118$ км/ч, ширину захвата плуга $B=3,506$ м и мощность двигателя $N_d=79,3$ кВт, равный 0,517. При этом производительность составляет $S=1,093$ га/ч. Этот режим в точности соответствует режиму минимума расхода топлива ($Q=15,96$ кг/га) на единицу площади обработанной почвы (рис. 3 д, е).

Производительность МТА имеет максимум (рис. 3 в, г) относительно скорости движения и ширины захвата плуга, а относительно мощности двигателя имеет постоянно растущий характер. Однако при соблюдении условия ограничения буксования колес любого из мостов не более 0,16 максимальное значение производительности не будет соответствовать максимальному значению производительности, наблюдаемому на указанных графиках. Это значение соответствует следующему режиму работы МТА: производительность $S=1,95$ га/ч, скорость движения МТА $V_d=5,603$ км/ч, ширину захвата плуга $B=3,48$ м, мощность двигателя $N_d=172,6$ кВт, погектарный расход топлива $Q=19,477$ кг/га.

Один из способов повышения производительности МТА – это балластирование, то есть увеличение сцепного веса трактора. В табл. 1 представлены показатели работы МТА в режиме максимальной производительности при различных увеличенных массах трактора на втором диапазоне.

Таблица 1 – Показатели работы МТА в режиме максимальной производительности при различных увеличенных массах трактора на втором диапазоне

Масса трактора, т	S, га/ч	V_d , км/ч	B, м	N_d , кВт	Q, кг/га	$\eta_{КР}^{эф}$
12	2,041	5,94	3,43	154,4	16,64	0,496
13	2,253	5,9	3,818	168,1	16,41	0,503
14	2,361	6,06	3,9	172,6	16,083	0,513
15	2,408	5,823	4,135	173,6	15,86	0,52
16	2,44	5,59	4,37	173,1	15,61	0,529

Как видим из табл. 1, темп увеличения производительности МТА с увеличением роста массы трактора невысокий, при этом увеличивается загрузка двигателя, погектарный расход несколько уменьшается. Однако при этом следует проверять давление на почву, чтобы не превысить экологически допустимое значение.

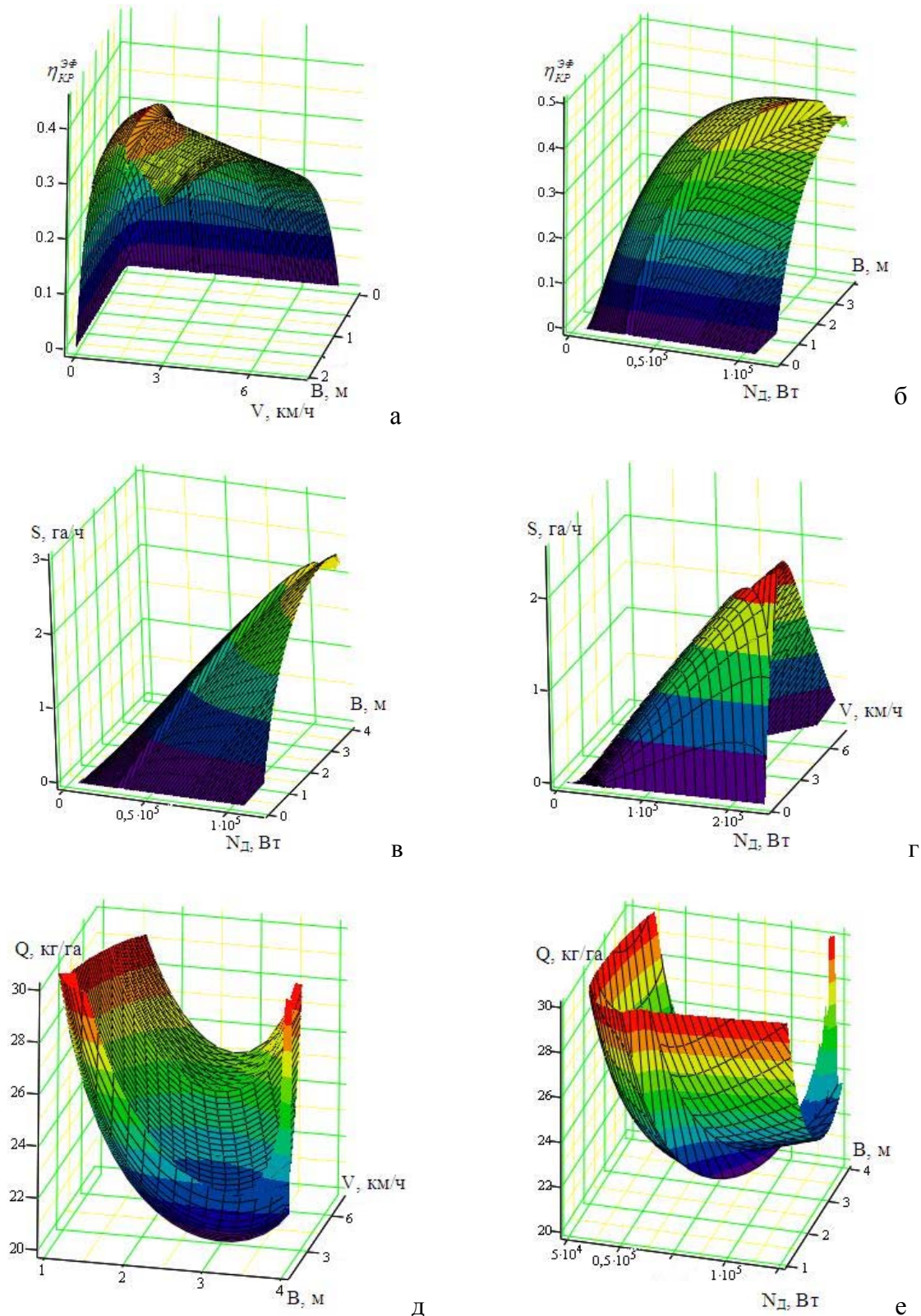


Рисунок 3 – Основные ТЭП трактора в режиме вспашки:
 а, б – эффективный КПД МТА; в, г – производительность МТА; д, е – погектарный расход топлива

Выводы. 1. Представлена математическая модель взаимосвязей режимов работы ГОМТ, крюковой нагрузки, действительной скорости движения МТА, буксования колес трактора с основными ТЭП – производительностью, эффективным крюковым КПД, погектарным расходом топлива. 2. Определены оптимальные режимы работы МТА на вспашке по критериям максимальной производительности, эффективного крюкового КПД и минимального погектарного расхода топлива. 3. Определено влияние балластирования трактора на основные ТЭП МТА в режиме вспашки.

Список литературы: 1. Самородов В.Б., Калинин С.В., Забелышинский З.Э., Шуба С.А., Деркач О.И. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для тракторов мощностью 220-240 л.с. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2013. – №1. С. 17-21. 2. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ, 1997. – 185с. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Самородов В.Б., Лебедев А.Т., и др. – Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с. 4. Самородов В.Б., Рогов А.В., Бурлыга М.Б. Самородов Б.В. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2003. – № 4. С. 3-19. 5. Самородов В.Б., Рогов А.В., Науменко А.В., Постный В.А. и др. Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3-16. 6. Самородов В.Б., Бурлыга М.Б. / Моделирование взаимосвязей крюковой нагрузки с потерями в гидрообъемно-механической трансмиссии и буксованием колесного трактора. Автомобильный транспорт. Сб. науч. тр., – Харьков: ХНАДУ. – 2005.– Вып. 16.– С.166-170. 7. Самородов Б.В. Оптимизационный алгоритм по определению основных технико-экономических показателей трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией // Збірник наукових праць Національної гірничої академії. –Дніпропетровськ: НГУ. – 2005. – №21. – С. 169-174. 8. Годлевский М.Д., Самородов Б.В. Развитие методики по определению основных технико-экономических показателей колесного трактора с бесступенчатой трансмиссией // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків.– 2006. – №6. – С. 27-30. 9. Самородов В.Б., Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2008. – № 58. С. 11-20. 10. Коваль А.А., Самородов В.Б. Влияние составляющих крюковой нагрузки на основные технико-экономические показатели колесного трактора на пахоте // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №3.–С. 15-17.

Поступила в редколлегию 15.01.2014

УДК 621.83.062

Технико-экономические показатели колесного трактора с бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией / В. Б. Самородов, С. А. Шуба, О. И. Деркач, И. В. Яловол, А. В. Колодяжный // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 11-17. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Представлені результати розробки математичної моделі машинно-тракторного агрегату оснащеного гідрооб'ємно-механічною трансмісією. Виконано розрахунок та аналіз основних техніко-економічних показників, а також визначені оптимальні режими роботи трактора з урахуванням баластування.

Ключові слова: трактор, безступінчаста трансмісія, буксування, ефективність.

Technical-economic factors of the wheel tractor with CVT / V. B. Samorodov, S. A. Shuba, O. I. Derkach, I. V. Yalovol, A. V. Kolodyazhnyi // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 11-17. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Presents the results of a mathematical model of the machine-tractor aggregate equipped with CVT. The calculation and analysis of the main technical and economic indicators, as well as determine the optimum operating conditions, taking into account the tractor ballasting.

Keywords: tractor, continuously variable transmission, skidding, efficiency.

УДК 629.017

З. Э. ЗАБЕЛЬШИНСКИЙ, инженер, Харьковский тракторный завод
им. С. Орджоникидзе;
М. А. ПОДРИГАЛО, д-р. техн. наук, проф., ХНАДУ, Харьков;
Е. А. ДУБИНИН, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ

ВЛИЯНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ МЕЖДУ ОСЯМИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА

Получил дальнейшее развитие метод оценки влияния распределения нормальных реакций между осями колесного трактора на его эксплуатационные свойства. Получены зависимости удельной силы тяги на крюке от типа привода, изменения радиусов колес и вертикальной составляющей тягового усилия трактора. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых колесных машин и модернизации находящихся в эксплуатации.

Ключевые слова: колесный трактор, нормальные реакции, ведущие колеса, компоновка, эксплуатационные свойства

Введение. В настоящее время в различных технологических процессах и при перевозке грузов используется большое количество колесных тракторов как классической компоновки, так и шарнирно-сочлененных. При этом различные модели таких машин имеют привод как на все колеса, так и на одну из осей. Эксплуатационные свойства колесных тракторов зависят от большого количества конструктивных факторов и условий эксплуатации. Поэтому исследования, направленные на уточнение влияния таких факторов на повышение эффективности и безопасности работы колесных тракторов с различными компоновками являются актуальными.

Анализ последних достижений и публикаций. Известно, что распределение нормальных реакций между осями колесного трактора оказывает существенное влияние на эффективность его работы [1]. Также известно, что повышение устойчивости движения и положения колесных тракторов возможно на основе различных подходов [2-5]. Повышение эффективности и безопасности работы колесных тракторов возможно на основе уточненного подхода к уже имеющимся конструктивным решениям. В работах [5-7] показано, что ранее была допущена ошибка при приложении тяговой силы в точке контакта ведущих колес с дорогой. Это относится и к силам сопротивления качению. Внесение соответствующей поправки позволит уточнить влияние распределения нормальных реакций между осями колесного трактора на его эксплуатационные свойства.

Цель исследования, постановка задачи. Целью исследования является оценка влияния конструктивных параметров колесного трактора на параметры его работы. Для достижения поставленной цели необходимо решить задачу определения удельной силы тяги для колесного трактора при различном распределении нормальных реакций между его осями.

Материалы исследований. Рассматривая процесс выполнения транспортных работ при постоянной скорости движения определим в общем виде схему нагружения трактора (рис. 1). В соответствии с [5-7] указанные силы приложены на осях.

© З. Э. Забельшинский, М. А. Подригало, Е. А. Дубинин, 2014

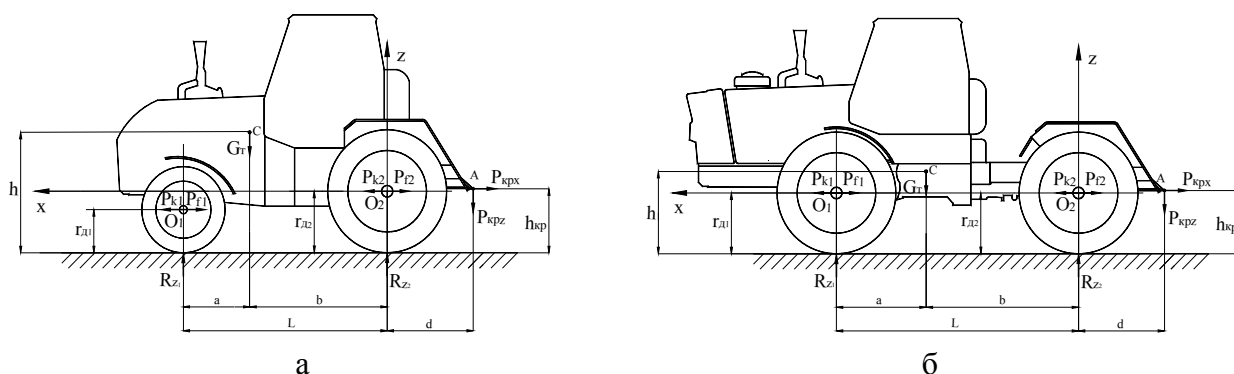


Рисунок 1 – Расчетная схема нагружения трактора: а – трактор классической компоновки; б – шарнирно-сочлененный трактор

Из условия равенства нулю моментов всех сил относительно осей (точки O_1 и O_2) определим суммарные нормальные реакции на передней и задней осях трактора

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{b}{L} - P_{kpx} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} - P_{kpz} \cdot \frac{d}{L} - (P_{k1} - P_{f1}) \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}; \quad (1)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} + P_{kpx} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + P_{kpz} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right) - (P_{k2} - P_{f2}) \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}, \quad (2)$$

где G_T – общий вес трактора;

L – база трактора;

a, b – расстояния от передней и задней оси трактора до нормали, опущенной из центра масс на опорную поверхность пути;

h_{kp} – высота расположения точки А (присоединения орудия к трактору) над опорной поверхностью;

$r_{\partial 1}, r_{\partial 2}$ – динамические радиусы передних и задних колес;

d – расстояние от оси задних колес трактора до нормали, опущенной из точки А на опорную поверхность;

P_{f1}, P_{f2} – суммарные силы сопротивления качению на передних и задних колесах трактора;

P_{k1}, P_{k2} – суммарные тяговые силы на передних и задних колесах

$$P_{k1} = K_M \cdot P_k, \quad (3)$$

$$P_{k2} = (1 - K_M) \cdot P_k, \quad (4)$$

K_M – коэффициент распределения суммарной тяговой силы на колеса передней оси

$$K_M = \frac{P_{k1}}{P_k}, \quad (5)$$

P_k – суммарная тяговая сила трактора

$$P_k = P_{k1} + P_{k2}. \quad (6)$$

В уравнениях (1) и (2)

$$P_{f1} = f \cdot R_{z1}; \quad (7)$$

$$P_{f2} = f \cdot R_{z2}, \quad (8)$$

где f – коэффициент сопротивления качению.

Из условия равенства нулю суммы проекций всех сил на ось o_2x получим

$$P_k - P_f - P_{kpx} = 0. \quad (9)$$

Откуда

$$P_{kpx} = P_k - P_f, \quad (10)$$

где P_f – суммарная сила сопротивления качению колес

$$P_f = (R_{z1} + R_{z2}) \cdot f. \quad (11)$$

Выражения (1) и (2), с учетом уравнений (3), (4), (7), (8), (10) и (11), примут вид

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{P_k}{G_T} \cdot \left(\frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} + K_M \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \right) + \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \frac{d}{L}}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}}; \quad (12)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} + \frac{P_k}{G_T} \cdot \left(\frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} - (1 - K_M) \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \right) - \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (13)$$

Максимальное горизонтальное усилие на крюке $(P_{kpx})_{\max}$ определяется, в соответствии с уравнением (10), максимальным тяговым усилием $P_{k \max}$

$$(P_{kpx})_{\max} = P_{k \max} - P_f. \quad (14)$$

Максимальное тяговое усилие при приводе на все колеса определяется предельной силой сцепления ведущих колес с дорогой, то есть

$$P_{k \max} = \varphi \cdot (R_{z1} + R_{z2}) + P_f. \quad (15)$$

Подставляя (15) в (14), получим для трактора с приводом на все колеса

$$(P_{kpx})_{\max} = \varphi \cdot (R_{z1} + R_{z2}). \quad (16)$$

После подстановки (12) и (13) в (16) с учетом $K_M=0,5$, получим для привода на все колеса

$$\frac{(P_{kpx})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \left(1 + \frac{P_{kpz}}{G_T} \right). \quad (17)$$

При задних ведущих колесах предельная по сцеплению тяговая сила может быть определена как

$$P_{k \max} = (\varphi + f) \cdot R_{z2}. \quad (18)$$

Предельная по условию сцепления ведущих колес горизонтальная составляющая усилия на крюке из (14), с учетом (11), составит

$$(P_{kpx})_{\max} = P_{k \max} - P_f = P_{k \max} - f \cdot (R_{z1} + R_{z2}). \quad (19)$$

Подставляя (18) в (19), получим

$$(P_{kpx})_{\max} = \varphi \cdot R_{z2} - f \cdot R_{z1}. \quad (20)$$

При задних ведущих колесах при $K_M=0$ уравнения (12) и (13) примут вид

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{P_k}{G_T} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} + \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{P_{kpz}}{G_T} \cdot \frac{d}{L}}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}}; \quad (21)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} + \frac{P_k}{G_T} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \frac{P_{kpz}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (22)$$

Из условия равенства нулю суммы проекций всех сил на ось o_2z получим

$$R_{z1} + R_{z2} = G_T + P_{kpz}. \quad (23)$$

После подстановки соотношений (18) и (23) в уравнения (21) и (22), принимая в них $P_k = P_{k \max}$, получим

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} - \varphi \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{P_{kpz}}{G_T} \cdot \left(\varphi \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} + \frac{d}{L} \right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} - \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \cdot (\varphi + f)}; \quad (24)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} - f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} - \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \cdot (\varphi + f)} \quad (25)$$

Окончательно, с учетом (24) и (25), получим из (20)

$$\frac{(P_{kpx})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} - \frac{b}{L} \cdot \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) + \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} + \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} - (\varphi + f) \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L}}; \quad (26)$$

или

$$\frac{(P_{kpx})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{\left(1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}\right) \cdot \left(1 + \frac{P_{kpx}}{G_T}\right) + \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \left(\frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \frac{d}{L} - \frac{b}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} - (\varphi + f) \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L}} \quad (27)$$

При передних ведущих колесах $K_M=1$. В этом случае уравнения (12) и (13) примут вид

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{P_k}{G_T} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \frac{d}{L}}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}}; \quad (28)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} + \frac{P_k}{G_T} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} - \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}} \quad (29)$$

Предельная по условиям сцепления тяговая сила на ведущих колесах в этом случае, с учетом (23), равна

$$P_{k \max} = R_{z1} \cdot (\varphi + f) = (\varphi + f) \cdot (G_T + P_{kpx} - R_{z2}). \quad (30)$$

Предельная по условиям сцепления горизонтальная составляющая усилия на крюке определяется из уравнения (14)

$$(P_{kp})_{\max} = R_{z1} \cdot (\varphi + f) - (R_{z1} + R_{z2}) \cdot f = R_{z1} \cdot \varphi - R_{z2} \cdot f. \quad (31)$$

После подстановки выражений (23) и (30) в (28) и (29), получим после проведения преобразований

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} + f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(\frac{d}{L} - f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L}}; \quad (32)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} + \left(1 + \frac{P_{kpx}}{G_T}\right) \cdot \varphi \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L}} \quad (33)$$

Подставляя (32) и (33) в (31), получим после преобразований

$$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} - \frac{a}{L} \cdot \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) - \frac{P_{крз}}{G_T} \cdot \left(\frac{f}{\varphi} + f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} + \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L}}; \quad (34)$$

или

$$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{\left(1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}\right) \cdot \left(1 + \frac{P_{крз}}{G_T}\right) - \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \left(\frac{P_{крз}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right) + \frac{a}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (35)$$

Для шарнирно-сочлененного трактора с $r_{\delta 1} = r_{\delta 2} = r_{\delta}$ формулы (27) и (35) приводятся к виду

$$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{\left(1 + \frac{P_{крз}}{G_T}\right) + \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \left(\frac{P_{крз}}{G_T} \cdot \frac{d}{L} - \frac{b}{L}\right)}{1 - (\varphi + f) \cdot \frac{h_{кр} - r_{\delta}}{L}}; \quad (36)$$

$$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{\left(1 + \frac{P_{крз}}{G_T}\right) - \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \left(\frac{P_{крз}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right) + \frac{a}{L}\right)}{1 + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{кр} - r_{\delta}}{L}}. \quad (37)$$

Для различных вариантов колесных тракторов разных тяговых классов с принятыми для расчетов характеристиками (табл. 1) по формулам (17), (27) и (35) определена удельная сила тяги на крюке (в зависимости от изменения радиусов колес) для различных типов приводов (табл. 2). Для расчетов приняты $\varphi = 0,5$, $f = 0,03$.

Таблица 1 – Характеристики колесных тракторов различных тяговых классов

Трактор	$r_{\delta 1}$, м	$r_{\delta 2}$, м	L , м	G_T , кН	d , м	b , м	a , м	$h_{кр}$, м
Классической компоновки, номинальное тяговое усилие 12 кН	0,46	0,58	2,18	29,2	0,7	0,9	1,28	0,51
Шарнирно-сочлененный, номинальное тяговое усилие 35 кН	0,8	0,8	2,86	88,1	1,02	1,8	1,06	0,73
Классической компоновки, номинальное тяговое усилие 35 кН	0,74	0,89	2,94	86,3	1,1	1,85	1,09	0,82

Таблица 2 – Зависимость удельной силы тяги на крюке от изменения радиусов колес

Трактор классической компоновки, номинальное тяговое усилие 12 кН		$r_{\partial 1}$, м	0,46	0,44	0,42	0,4	0,38
		$r_{\partial 2}$, м	0,58	0,6	0,62	0,64	0,66
		$P_{крз}$, кН	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
	$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T}$	передний привод	0,177	0,175	0,174	0,173	0,172
		задний привод	0,308	0,306	0,305	0,303	0,301
		привод на все колеса	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
Шарнирно-сочлененный трактор, номинальное тяговое усилие 35 кН		$r_{\partial 1}$, м	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
		$r_{\partial 2}$, м	0,8	0,78	0,76	0,74	0,72
		$P_{крз}$, кН	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T}$	передний привод	0,299	0,299	0,299	0,299	0,299
		задний привод	0,191	0,192	0,193	0,194	0,194
		привод на все колеса	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
Трактор классической компоновки, номинальное тяговое усилие 35 кН		$r_{\partial 1}$, м	0,74	0,72	0,7	0,68	0,66
		$r_{\partial 2}$, м	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97
		$P_{крз}$, кН	4	4	4	4	4
	$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T}$	передний привод	0,288	0,287	0,286	0,285	0,284
		задний привод	0,196	0,195	0,194	0,193	0,193
		привод на все колеса	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52

Анализ полученных данных показывает, что изменение радиусов колес для рассматриваемых тракторов на 10-20% не приводит к существенному изменению тягового усилия на крюке при выполнении различных видов работ, в том числе – транспортных. При уменьшении радиуса колеса снижается общая масса трактора и стоимость шин. Увеличение среднего удельного давления в контакте тракторных шин с твердой опорной поверхностью обратно пропорционально величине $\sqrt{r_0 \cdot B}$ (r_0 – свободный радиус колеса, B – ширина профиля шины) [8] и в этом случае не существенно.

При увеличении вертикальной составляющей усилия на крюке шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН происходит перераспределение вертикальных реакций на осях и при определенном для данной машины $P_{крз}$ существует наиболее эффективный вариант включения ведущих мостов. При этом до $P_{крз} \leq 14$ кН эффективен передний привод, при $P_{крз} > 14$ кН – задний, наиболее эффективным является наличие привода на все колеса (рис. 2). При этом, в соответствии с [9], для условий реальной эксплуатации диапазон $P_{крз}$ ограничен 8 кН, что позволяет говорить об эффективности применения постоянного переднего и подключаемого заднего приводов.

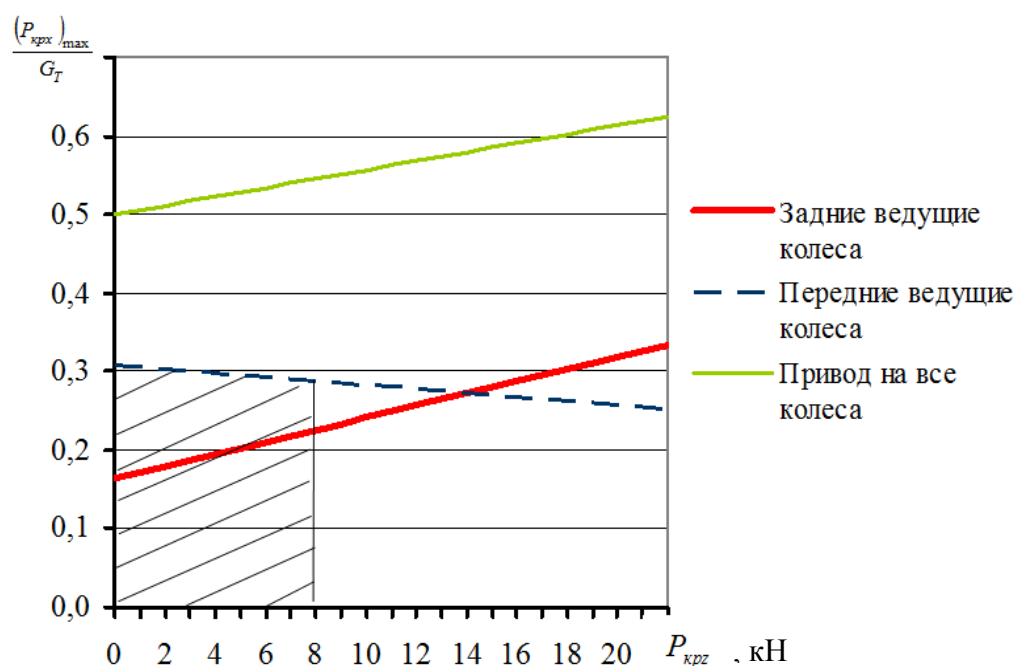


Рисунок 2 – Залежність удельної сили тяги на крюке від змінення вертикальної складової тягового зусилля для шарнирно-сочлененого трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН

Висновки. Отримав подальше розвиток метод оцінки впливу розподілу нормальних реакцій між осями колесного трактора на його експлуатаційні властивості шляхом уточнення точки прикладання тягової сили і сили опору каченню (прикладено до осі колеса).

Встановлено, що для шарнирно-сочленених тракторів з номінальним тяговим зусиллям 35 кН і класическої компоновки з номінальним тяговим зусиллям 35 кН привод на передні колеса при незначительній вертикальній складовій зусилля на крюку дає збільшення удельної тягової сили на крюку в 1,5 рази порівняно з приводом на задні колеса. Для тракторів класическої компоновки з номінальним тяговим зусиллям 12 кН в такому випадку актуальним є привод на задні колеса, що пов'язано з особливостями розташування центра мас трактора відносно переднього і заднього мостів. Для всіх типів тракторів найбільше удельне тягове зусилля розвивається при включенні приводу на всі колеса.

Для колесних тракторів різних компоновок змінення радіусів їх колес на 10-20% не оказує суттєвого впливу на тягове зусилля на крюку при виконанні різних видів робіт, в тому числі – транспортних.

При збільшенні вертикальної складової зусилля на крюку колесного трактора відбувається перерозподілення вертикальних реакцій на осях і при визначеній для даної машини $P_{крз}$ існує найбільш ефективний варіант включення ведучих мостів машини. Для шарнирно-сочленених тракторів з номінальним тяговим зусиллям 35 кН з метою підвищення ефективності і безпеки експлуатації переважним є застосування постійного переднього і підключаемого заднього приводів.

Список литературы: 1. Гребнев В.П. Эффективность корректирования вертикальных нагрузок на колеса тракторного транспортного агрегата / В.П. Гребнев, А.В. Бочаров // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2001, №7. – С. 5-7. 2. Поспелов Ю.А. Оценка устойчивости тракторов и тракторных поездов / Ю.А. Поспелов, Р.А. Левин, А.В. Галаган // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2003, №1. – С. 20-22. 3. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с. 4. Подригало М.А. Снижение динамических нагрузок колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой использованием электронных систем / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Е.А. Дубинин, Д.М. Клец, В.В. Задорожня // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць, Вип. 124, Т.2. – Харків, 2012. – С. 149-153. 5. Забелышинский З.Э. Курсовая устойчивость тракторного поезда при различном распределении крутящих моментов между мостами / З.Э. Забелышинский, В.В. Кириенко, Д.М. Клец, М.А. Подригало // Механізація сільськогосподарського виробництва та переробки сільськогосподарської продукції. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Технічні науки, 2010, Вип. 103. – С. 217-227. 6. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия "тяговая сила" / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007, №1. – С. 25-26. 7. Подригало М.А. Влияние тяговых моментов на динамическое распределение вертикальных реакций между колесами автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, О.А. Назарько, Н.Н. Потапов // Вестник национального технического университета "ХПИ", 2010, №39. – С. 64-74. 8. Станкевич Э.Б. Экспериментальные исследования деформации тракторных шин от нормальной нагрузки / Э.Б. Станкевич, А.С. Лозин, О.М. Блинова // Тракторы и сельхозмашины, 1985, №6. – С. 22-25. 9. Тракторы ХТЗ-150К-09, ХТЗ-150К-12. Руководство по эксплуатации 151.00.000 РЭ. ОАО "Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе". – Харьков, 2007. – 255 с.

Поступила в редколлегию 24.02.2014

УДК 629.017

Влияние распределения нормальных реакций между осями колесного трактора на его эксплуатационные свойства / З. Э. Забелышинский, М. А. Подригало, Е. А. Дубинин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 9 (1052). – С. 18-26. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

Отримав подальший розвиток метод оцінки впливу розподілу нормальних реакцій між осями колісного трактора на його експлуатаційні властивості. Отримано залежності питомої сили тяги на гаку від типу приводу, зміни радіусів коліс і вертикальної складової тягового зусилля трактора. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні нових колісних машин та модернізації таких, що знаходяться в експлуатації.

Ключові слова: колісний трактор, нормальні реакції, ведучі колеса, компоновка, експлуатаційні властивості.

The Influence of the distribution normal reaction between axes of the wheel tractor on its working characteristic / Z. E. Zabelyshinskiy, M. A. Podrigalo, E. A. Dubinin // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 18-26. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-6840.

The method for estimating the impact of the normal reactions distribution between the axles of the wheeled tractor on driving characteristics was further developed. The dependences of the specific thrust on the hook on the drive type, change the wheels radii and the vertical component of the tractor pulling force were obtained. The results obtained can be used for designing new wheeled vehicles and modernization of the vehicles in operation.

Keywords: wheeled tractor, normal reactions, drive wheels, layout, operational properties.

УДК 625.032.821

В. П. ВОЛКОВ, д-р. техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;

Э. Х. РАБИНОВИЧ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;

И. И. ПОНОМАРЕНКО, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;

Ю. В. ЗЫБЦЕВ, инженер, ст. преп. ХНАДУ;

В. А. ЗУЕВ, инженер, асс. ХНАДУ;

В. В. МИТАСОВ, студент ХНАДУ

ИЗМЕНЕНИЕ КОНФИГУРАЦИИ КРИВОЙ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВС ПРИ РАЗГОНЕ АВТОМОБИЛЯ

В статье описаны в сопоставлении с номинальными графиками кривые крутящего момента ДВС, восстановленные по данным разгона автомобилей на разных передачах. Снижение максимального момента не превышало 8 %, однако в зоне низких оборотов момент падает в 3...6 раз. Обороты максимального момента могут смещаться как в зону меньших, так и в зону больших частот.

Ключевые слова: крутящий момент, разгон, максимум, частоты, снижение, смещение, эксперимент.

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

Анализ основных достижений и литературы. Эти вопросы исследовали с 50-х годов XX века. Ими занимались М.И. Лурье, Б.С. Фалькевич, А.Г. Шмидт и многие другие. В работах акад. В.Н. Болтинского указано, что при разгоне максимальное значение крутящего момента получается при меньшей угловой скорости вращения, чем на характеристике, снимаемой при установившихся нагрузках, на 20...30 с⁻¹, т.е. на 100...200 мин⁻¹. Примерно такое смещение оборотов максимального момента получил А.Г. Шмидт [1] на автомобиле класса «Жигулей».

Однако в стендовом эксперименте [2] у автомобиля «Москвич-402» выявлено смещение на 1000 мин⁻¹, от 2750 до 1750 мин⁻¹, а у Volkswagen – на 400, от 1800 до 2200 мин⁻¹, т.е. в область более высоких оборотов (рис. 1). Так же к большим оборотам смещен максимум у автомобиля VW Passat 1.8 T [3] – рис. 2.

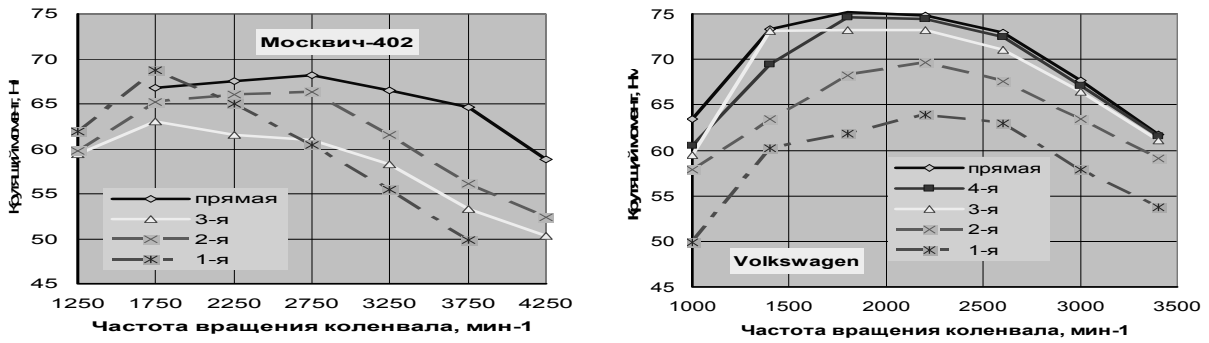


Рисунок 1 – Кривые крутящего момента автомобилей «Москвич-402» (слева) и Volkswagen при разгоне на разных передачах [2]

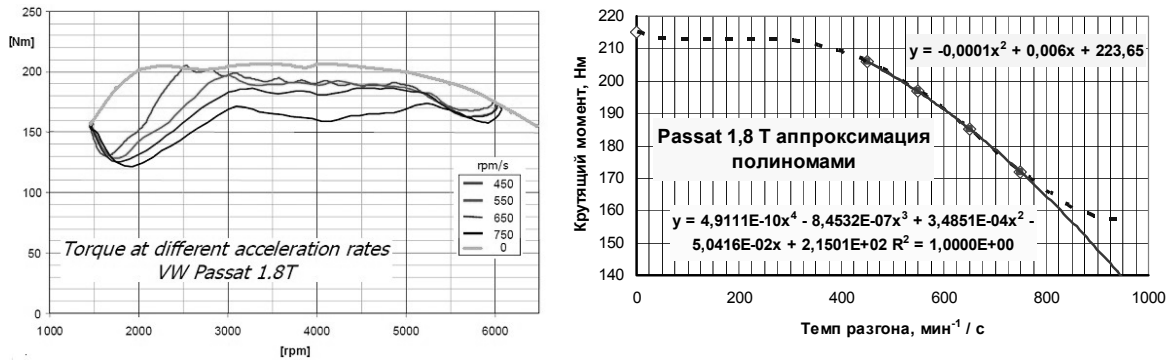


Рисунок 2 – Результаты измерения крутящего момента на ступицах ведущих колес автомобиля VW Passat 1.8 T на стенде Rototest VPA-RX 2WD (слева) и их обработка [3]

Цель исследования и постановка задачи. Цель исследования – повышение точности нормирования диагностических параметров. Для достижения этой цели нужно, в частности, изучить изменение конфигурации кривых крутящего момента ДВС, вызванное ускорением при разгоне автомобиля.

Методика восстановления кривой крутящего момента по параметрам разгона и выбега автомобиля. Значение крутящего момента двигателя вычисляется по известной формуле

$$M_e = \frac{P_{ко} \cdot r_d}{u_{кп} \cdot u_0 \cdot \eta}, \quad (1)$$

где $P_{ко}$ – суммарная сила тяги на всех ведущих колесах, Н;
 r_d – динамический радиус ведущих колес, м;
 $u_{кп}$ – передаточное число коробки передач в расчетном случае;
 u_0 – передаточное число главной передачи (главной пары);
 η – КПД трансмиссии.

$$P_{ко} = P_p + \Sigma P_c = a \cdot m_{ac} + j \cdot m_{dc}, \quad (2)$$

где P_p – резерв тяги, т.е. часть силы тяги, расходуемая на разгон автомобиля, Н;
 ΣP_c – сумма сопротивлений движению автомобиля, Н;
 a – ускорение автомобиля при разгоне, м/с²;
 j – замедление автомобиля при выбеге, м/с²;
 m_{ac} , m_{dc} – приведенная масса автомобиля при разгоне и выбеге соответственно, кг;

$$m_{dc} = m_a + m_{пр.к.пр}; \quad m_{ac} = m_{dc} + m_{пр.дв}, \quad (3)$$

где m_a – масса автомобиля в расчетном случае, кг;
 $m_{пр.к.пр}$ – приведенная к контакту ведущего колеса с дорогой масса колес и трансмиссии, кг;
 $m_{пр.дв}$ – приведенная к контакту ведущего колеса с дорогой масса подвижных частей двигателя, кг.

Здесь принято допущение, что статические сопротивления при разгоне и выбеге одинаковы. Динамический радиус можно считать равным радиусу качения без проскальзывания, что реально для дороги с качественным покрытием. КПД трансмиссии принят по литературным данным.

Примеры восстановления кривых момента по данным наших экспериментов. Из рис. 3 видно, что у ВАЗ-21053 на III и IV передачах обороты максимума момента смещены вправо примерно на 500 мин⁻¹, а на II и I передачах – влево, т.е. в область меньших частот вращения, на 1500...2000 мин⁻¹. Значения максимального момента на II и I передачах больше номинальных. Однако эти кривые рассчитаны при постоянном радиусе качения, взятом из стандарта. Когда же была учтена рекомендация В.А. Петрова [4] и значения радиуса скорректированы с учетом подведенного к ведущим колесам крутящего момента, кривые опустились ниже номинальной и смещение их несколько уменьшилось (см. кривые с индексом «П»).

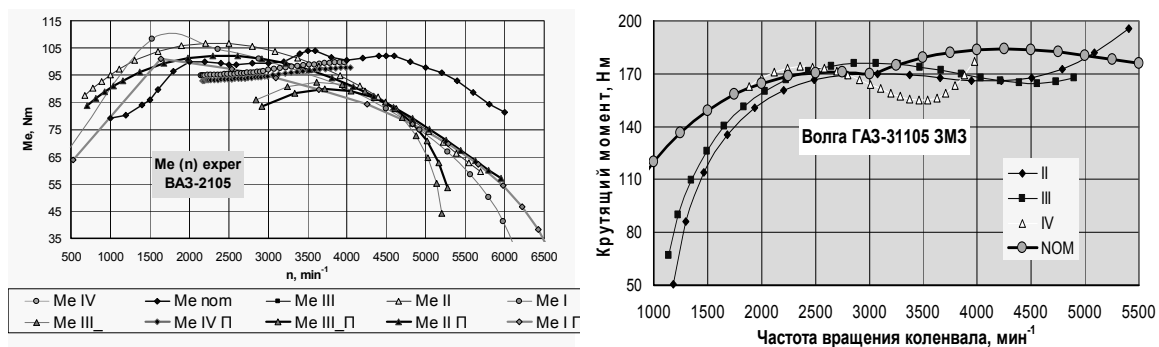


Рисунок 3 – Кривые крутящего момента, восстановленные по данным разгона заднеприводных автомобилей ВАЗ-21053 и «Волга» ГАЗ-31105 с двигателем ЗМЗ-4062.10

Кривые, полученные при испытаниях «Волги», вероятно, соответствуют левой ветви номинальной кривой (судя по наличию на них минимумов) и заметно сдвинуты в область более высоких оборотов. Максимумы на них близки к 170 Нм, т.е. максимуму на левой ветви номинальной кривой.

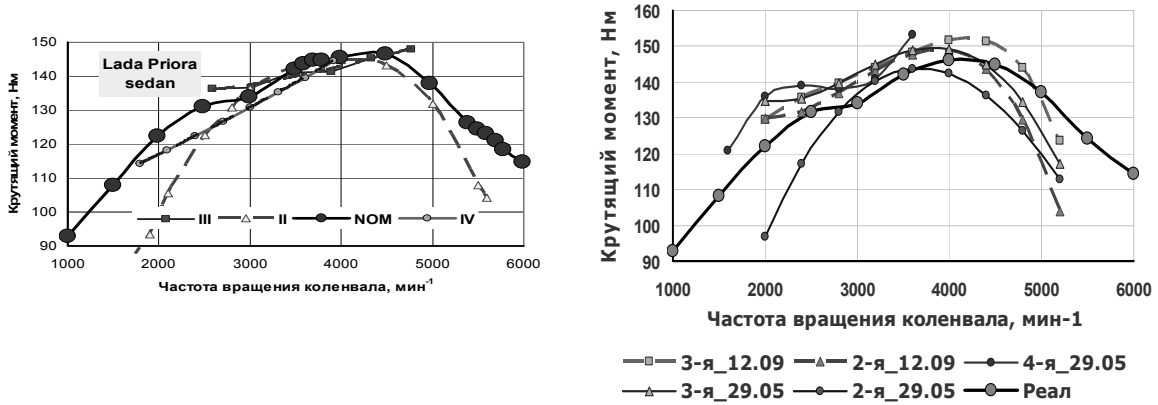


Рисунок 4 – Кривые крутящего момента, восстановленные по данным разгона седана (слева) и хэтчбека Lada Priora

На обеих "Приорах" обороты максимального момента на IV и III передачах не достигнуты, на II смещены влево на 1000 мин⁻¹. Наибольшие достигнутые значения момента незначительно отличаются от номинального: на II передаче снижение составило 4 %, на III достигнут момент 148 Нм, т.е. выше номинального (это возможно – стандартный обкатанный мотор ВАЗ-21126 выдаёт 107 л.с. и 157 Нм при 4800 мин⁻¹ [5]). На II передаче обнаружено некоторое падение момента слева и справа от точки максимума.

Как видно из рис. 5, у автомобиля Volkswagen Passat B4 на II и III передачах обороты максимального момента сдвинуты вправо на 300 и 800 мин⁻¹ соответственно (в этом эксперименте не удалось получить надежные данные на других передачах).

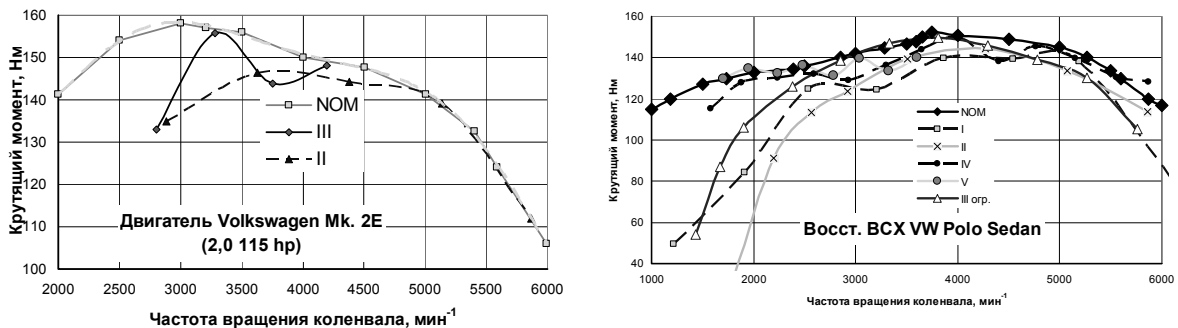


Рисунок 5 – Кривые крутящего момента, восстановленные по данным разгона автомобилей Volkswagen Passat B4 (слева) и Polo Sedan

У Polo Sedan обороти максимального моменту зміщені в область більш високих частот в середньому на 240 мин^{-1} . На III, II і I передачах – круте падіння моменту в зоні оборотів нижче 2500 мин^{-1} .

У двигателя 1,4 л автомобіля Hyundai i-30 (рис. 6, слева) максимальний момент на III передачі практично збігався з номінальним, на IV зменшений на 4 Нм, на II – на 11 Нм. Обороти максимального моменту на III передачі на 200 мин^{-1} менше, ніж на номінальній кривій, на IV передачі менше на 1500 мин^{-1} , на II передачі більше на 1200 мин^{-1} . На III і IV передачах – круте падіння моменту в зоні низьких частот.

В отличие от других автомобилей ВАЗ, проверенных нами, у ВАЗ-2111 на понижающих передачах максимальный крутящий момент уменьшен сильно: на III и I передачах – на 27 Нм. Однако на II передаче снижение составило всего 10 Нм. Обороты максимального момента сильно смещены вправо – на $1000 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$.

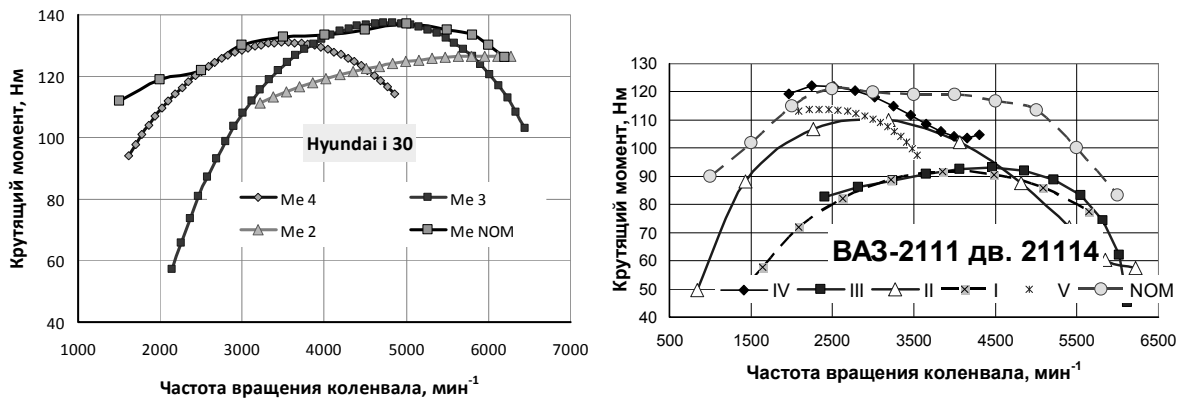


Рисунок 6 – Кривые крутящего момента, восстановленные по данным разгона Hyundai i 30 с двигателем 1,4 (слева) и ВАЗ-2111 с двигателем 21114

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

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

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

возраста двигателя, чтобы исключить влияние технического состояния.

Список литературы: 1. Шмидт А.Г. Мощностные показатели двигателя на режиме разгона автомобиля / Шмидт А.Г., Новохатный П.Н., Сытин К.Ю. // Автомоб. пром., № 7 1977. – с. 18-20. 2. Лурье М.И. Получение разгонной характеристики двигателя путем стендовых испытаний автомобиля / М.И. Лурье // Автомоб. пром.. 1958. - № 8. - С.22-25. 3. Расчет нормативов разгона автомобиля на роликовом стенде / В.П. Волков, Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев, Д.А. Шалина // Вісник НТУ «ХПІ» Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012.– № 64(970) – С. 43-49 – Бібліогр.: 8 назв. 4. Петров В.А. Современная теория качения пневматического колеса и ее практическое приложение // Автомоб. пром., 1993. – №4. – с. 14-18. 5. Кисляков А. Производство силовой установки на базе двигателя ВАЗ 21126 / Александр Кисляков / [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: <http://www.reaa.ru/cgi-bin/yabb/YaBB.pl?action=print;num=1301511341>

Поступила в редколлегию 08.03.2014

УДК 625.032.821

Изменение конфигурации кривой крутящего момента ДВС при разгоне автомобиля / В. П. Волков, Э. Х. Рабинович, И. В. Пономаренко, Ю. В. Зыбцев, В. А. Зуев, В. В. Митасов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 27-32. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-6840.

Криві крутного моменту ДВС, відновлені за даними розгонів автомобілів на різних передачах, зіставлені з номінальними кривими. Зниження максимального моменту не перебільшувало 8 %, однак у зоні низьких обертів момент падає в 3...6 разів. Оберти максимального моменту можуть зміщатися як у зону менших, так й у зону більших частот.

Ключові слова: крутний момент, розгін, максимум, частоти, зниження, зміщення, експеримент.

Configuration change crooked turning moment engine at runaway of the car / V. P. Wolkov, E. H. Rabinovich, I. V. Ponomarenko, Yu. V. Zybcev, V. A. Zuev, V. V. Mitasov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 27-32. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-6840.

Engine torque curves, restored according to acceleration of cars at different gears, were compared with nominal curves. Decrease of maximum moment does not exceed 8%, but in the area of low revs torque is reduced by 3 ... 6 times. Revs of maximum torque can be shifted to the zones of smaller or higher rotation frequencies.

Keywords: torque, acceleration, maximum frequency, reduction, offset, experiment.

УДК 629.113.004

А. П. КРАВЧЕНКО, д-р. техн. наук, проф., заведуючий кафедрой автоники и управления на транспорте, ВНУ им. В. Даля, Луганск;
Е. А. ВЕРИТЕЛЬНИК, асп., ВНУ им. В. Даля, Луганск

МОНИТОРИНГ РАСХОДА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ-ТЯГАЧЕЙ VOLVO FH 1242

Проведен анализ использования запасных частей на примере парка автомобилей-тягачей VOLVO FH 1242, исследовано время доставки запасных частей, время проведения работ, необходимых при замене комплектующих, проведена группировка запасных частей по стоимости и времени доставки. Определены наименования заменяемых деталей, время выполнения работ, время доставки деталей и их стоимость. Проанализирована структура потерь времени на устранение неисправностей.

Ключевые слова: запасные части, время подготовительно-разборочных работ, номенклатура, время доставки, стоимость.

Введение. Для обеспечения интенсивного использования подвижного состава в условиях динамичного развития рыночной ситуации, поддержание грузовых автомобилей в работоспособном состоянии является одной из основных задач, стоящей перед автоперевозчиками. Надежная работа грузового автотранспортного предприятия и поддержание подвижного состава в работоспособном состоянии на предприятии обеспечивается фондом запасных частей, размер и номенклатура которого играют важную роль в себестоимости перевозок. Решение этой задачи связано с прогнозированием потребности в запасных частях с целью повышения эффективности эксплуатации автомобилей на грузовых автотранспортных предприятиях [1]. Колебания спроса на запасные части образуются под воздействием экономических, технических, сезонных, климатических факторов, проявление и силу воздействия которых необходимо предусматривать.

Анализ основных достижений и литературы. Решение вопроса определения требуемого количества запасных частей с позиции системы управления материальными ресурсами [2, 3, 4] в организациях дорожного хозяйства предлагается обоснованием размера оптимального запаса материальных ресурсов, определением надежности системы управления материальными ресурсами, рисков и определения устойчивости системы управления материальными ресурсами. Такое решение проблемы позволяет оптимизировать распределение финансовых ресурсов и осуществлять оперативное управление в режиме реального времени с повышением качества и обеспечения адекватности управленческих решений, но не учитывает влияния эксплуатационных факторов и ресурса деталей в конкретных условиях работы автомобилей.

Общим недостатком этих методов является ограниченность или полное отсутствие учета важных в современных условиях экономии финансовых ресурсов факторов - стоимости запасных частей, времени разборочно-подготовительных работ и времени доставки запасных частей с момента заказа в случае отсутствия их на складе автопредприятия. Формирование потребности в запасных частях с учетом фактической эксплуатационной надежности и скорректированное с учетом перечисленных факторов позволит оптимизировать склад автотранспортного предприятия и повысить эффективность использования подвижного состава.

Цель исследования, постановка задачи. Исследовалась группа автомобилей-тягачей VOLVO FH 1242 2006 г. выпуска в количестве ста единиц в гарантийный и

© А. П. Кравченко, Е. А. Верительник, 2014

послегарантийный периоды эксплуатации. Эксплуатировались автопоезда на дорогах I – й и II – й категории условий эксплуатации.

На основании собранных данных по изучению устранения дефектов и неисправностей контрольных групп автомобилей определены наименования заменяемых деталей, время выполнения работ, время доставки деталей и их стоимость. Для повышения эффективности определения требуемого количества и перечня запасных частей необходимо проанализировать структуру потерь времени на устранение неисправностей, изучить время доставки требуемых запасных частей, провести классификацию их по продолжительности и стоимости.

Материалы исследований. В рамках исследования выполнен анализ комплектующих по времени их доставки на предприятие с момента заказа. Запасные части на предприятии используются только оригинальные, заказываются у официального дилера. По продолжительности ожидания запасных частей выделены следующие группы: один час, один день, одна неделя, более 2-х недель. В таблице 1 приведено распределение по соответствующим группам для деталей, узлов и систем двигателя.

Таблица 1 – Время доставки деталей двигателя VOLVO FH 1242

Один час	Один день	Одна неделя и более
1. Подшипник маховика 2. Прокладки	1. Ступица привода вентилятора 2. Водяной насос 3. Реостат акселератора 4. Термостат 5. Патрубки интеркулера 6. Ремень вентилятора 7. Шланг Adblue 8. Датчик давления масла 9. Датчик картерных газов	1. Головка блока цилиндров 2. Элементы глушителя 3. Турбина 4. Радиатор 5. Распределительный вал 6. Насос Adblue 7. Клапан дозирующий Adblue 8. Подогрев фильтра Adblue

Распределение по времени доставки комплектующих по всем системам автомобиля представлено на рисунке 1, из которого видно, что большую часть наименований (67,14%) доставляют на предприятие в течение одного дня и только 5,71% – в течение одного часа. 27,14% комплектующих доставляют в течение одной, двух или трех недель (см. рис. 1, а). В основном это дорогостоящие детали ДВС (см. табл. 1) и других агрегатов, узлов и систем (насос гидроусилителя рулевого управления, суппорты тормозные, блоки и модуляторы управления тормозами, некоторые элементы автономного отопления). Доля деталей, которые доставляются в течение одного часа, составляет 20,77% (рис. 1, б). В основном это различные прокладки, кабеля ABS и воздушные шланги.

По сумме затрат лидирующее место занимают детали со сроком доставки более одной недели (56,63%), а доля тех, что доставляют в течение одного часа сокращается до 0,07% (см. рис.1, в). Объясняется это относительно низкой их стоимостью. Как показали исследования, среднее время подготовительно-разборочных работ по комплектующим, доставляемых в течение одного часа, составляет 0,38 часа (10,92%),

доставляемых в течение одного дня – 0,75 часа (21,55%), более одной недели – 2,35 часа (67,53%).

Разброс распределения деталей по времени разборочных работ (рис. 1,г) составляет от 0,1 часа (замены кабеля ABS, шпильки колеса энергоаккумулятора и др.) до 11,7 часа (замена головки блока цилиндров).

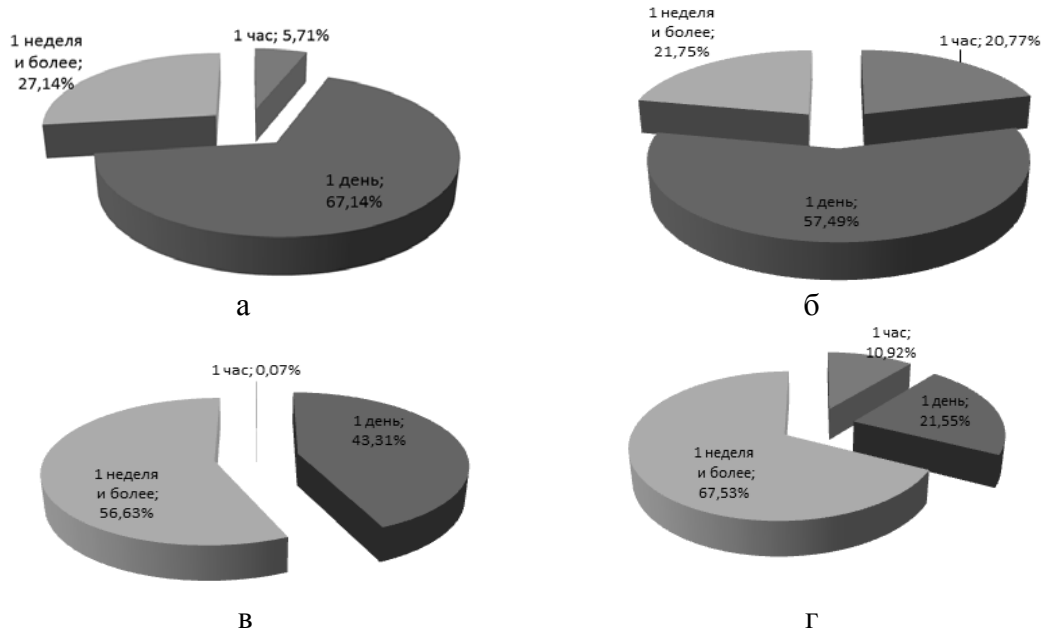


Рисунок 1 – Распределение деталей по времени доставки: а – по наименованию; б – по количеству; в – по суммарным затратам; г – по времени разборки

Исследованиями установлено, что 70% всех наименований деталей производилась замена в течение одного часа (рис. 2, а). Общее распределение по продолжительности разборочных работ за все время эксплуатации (рис. 2, б) позволяет сделать вывод, что 82,1% работ выполнялись за время до одного часа, 12,9% – от одного до 2-х часов и 5% – за время более 2-х часов.

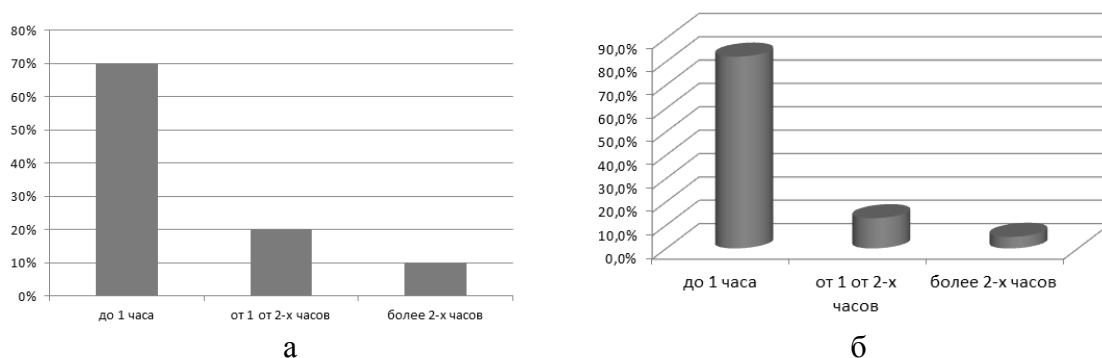


Рисунок 2 – Распределение деталей по времени разборочных работ: а – количество наименований деталей; б – количество выполненных ремонтов

За шесть лет эксплуатации было выполнено 1329 замен деталей на общую стоимость 9,5 млн. грн. На рисунке 3 показано распределение количества и стоимости, замененных деталей в агрегатах и узлах. Наибольшие затраты были произведены при замене деталей двигателя, при 36% от общего количества ремонтов, стоимость деталей ДВС составила 72% от общего количества затрат. Это связано с высокой стоимостью

головки блока цилиндров и элементов выпускной системы, которые были заменены на 50% автомобилей. Следует отметить высокую стоимость деталей трансмиссии. При общем числе замененных деталей 9%, затраты занимают такую же долю. В тоже время стоимость элементов электрооборудования и других систем, включающих в себя системы автономного отопления, не превышают 5% каждая. Низкие затраты на систему рулевого управления связаны с высокой надежностью этой системы. За весь период было выполнено 6 замен на общую сумму 14 тыс. грн., что составляет менее одного процента.

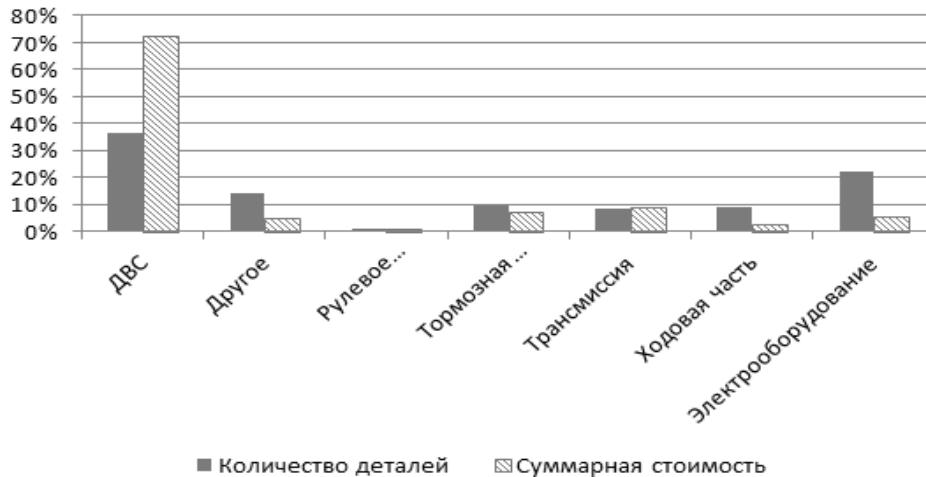


Рисунок 3 – Сравнительная характеристика количества ремонтов и суммарной стоимости деталей

Стоимость замененных деталей варьируется в диапазоне от 30 грн. (подшипник автономного отопителя, гнездо электрическое) до 95774 грн. (редуктор заднего моста). По стоимости все комплектующие были поделены на три группы (рис. 4 а, б). Первая группа – самая многочисленная, в нее входят детали по стоимости, не превышающие 3000 грн. (по наименованиям таких – 41 деталь (58,6% от общего числа)). Таких было заменено 888 единиц (66,8%). Вторая группа – детали, стоимость которых более 3000, но не превышает 30 000 грн. По наименованиям таких – 24 (34,3%), заменено было – 325 ед. (24,5%). Третья группа – самые дорогостоящие детали – их пять наименований (элементы выхлопной системы, корпус коробки передач, распределительный вал, головка блока цилиндров, редуктор заднего моста), всего -7,1%, заменено было – 116 ед. (8,7%).

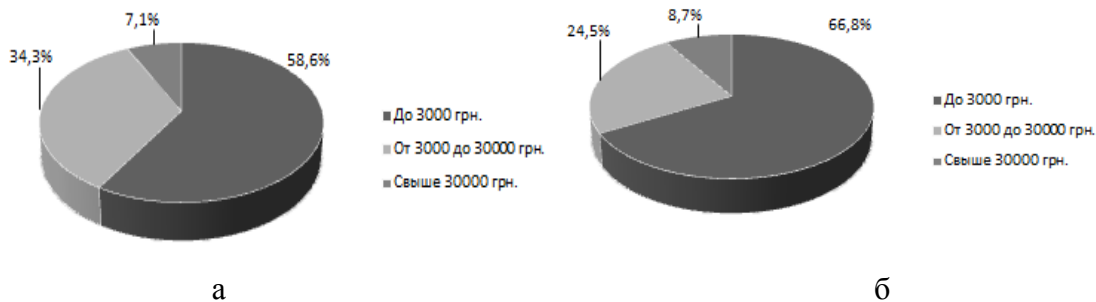


Рисунок 4 – Распределение деталей по стоимости: а – распределение по наименованию; б – распределение по количеству

Результаты исследований. В результате полученных данных были выделены три группы деталей по времени доставки на автопредприятие: доставляемые в течение одного часа, доставляемые в срок до одного дня, и доставляемые в срок более двух недель.

Анализ временных затрат на проведение подготовительно-разборочных работ позволил сформировать три группы – со временем разборки до 1 часа, от одного до 2-х часов и более двух часов.

По стоимости все запасные части также поделены на три группы - с ценой до 3000 грн., от 3000 до 30 000 грн., с ценой более 30 000 грн.

Выводы. Затраты на запасные части грузовых автотранспортных предприятий составляют значительную часть расходов предприятия. Время проведения ремонтных работ меньше времени, требуемого для доставки требуемой детали, в случае ее отсутствия на складе предприятия. Формирование номенклатуры и количества запасных частей на складе с учетом полученных данных позволит минимизировать расходы на запасные части, что повысит эффективность работы автотранспортного предприятия.

Список литературы: 1. *Говорущенко Н.Я.* Системотехника транспорта. / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Изд. 2-е, перераб. и дополн. — Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. — 468 с. 2. *Бурмака М.М.* Управління матеріальними ресурсами в організаціях дорожнього господарства. – Автореф. дисс. на здобуття наукового ступеня кандидата економічних наук за спеціальністю 08.06.01 – економіка, організація та управління підприємствами. – Українська державна академія залізничного транспорту, Харків, 2002. – 17 с. 3. *Дорошкевич Д.В.* Сучасний ринок систем управління ресурсами підприємства / Д.В. Дорошкевич // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ.- 2007. - №2 – С. 244-247. 4. *Агафонов А.В.* Определение потребности дилерских станций технического обслуживания автомобилей в запасных частях и повышение эффективности управления запасами. – Автореф. Дисс. канд. техн. наук – М.: МАДИ, 2003. – 221 с.

Надійшла до редколегії 06.03.2014

УДК 629.113.004

Мониторинг расхода запасных частей автомобилей-тягачей VOLVO FH 1242 / А. П. Кравченко, Е. А. Верительник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 33-37. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено аналіз використання запасних частин на прикладі парку автомобілів-тягачів VOLVO FH 1242, досліджено час доставки запасних частин, час проведення робіт, необхідних для заміни деталі, проведено угруповання запасних частин за вартістю і часом доставки.

Ключові слова: запасні частини, час підготовчо-розбірних робіт, номенклатура, час доставки, вартість.

Monitoring the consumption of the spare parts of the cars-tractors VOLVO FH 1242 / A. P. Kravchenko, E. A. Veritelinik // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 33-37. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-6840.

The analysis using of awaiting-parts is conducted on the example of park of cars-tractors VOLVO FH 1242, time the delivery of awaiting-parts at the moment of order, time the realization of works necessary at replacement of detail, is investigational, the groupment of awaiting-parts is conducted on a cost and time of delivery.

Keywords: awaiting-parts, time of preparatorily–take aparting works, nomenclature, time to delivery, cost.

УДК 629.113

Ю. А. МОНАСТИРСЬКИЙ, д-р. техн. наук, проф. ДВНЗ «КНУ», Кривий Ріг;
А. В. ГАЛЬЧЕНКО, асистент ДВНЗ «КНУ»;
А. С. ВІВЧАРИК, аспірант ДВНЗ «КНУ»

АНАЛІЗ ПАРКІВ КАР'ЄРНИХ САМОСКИДІВ ПІДПРИЄМСТВ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ УКРАЇНИ

На основі статистичних даних встановлені розподіли кар'єрних самоскидів в центральній частині України по вантажопідйомності, рокам експлуатації і моделям. Встановлено, що парк кар'єрних самоскидів вантажопідйомністю 30-45 т представлений в основному машинами які вироблені більше 20 років назад. Найбільш стабільний по віку та моделям парк кар'єрних самоскидів вантажопідйомністю 120-130 т.

Ключові слова: кар'єрний самоскид, фірмовий сервіс, парк машин, вік самоскидів, моделі самоскидів, БелАЗ.

Вступ. Кар'єрні самоскиди сьогодні є основними транспортними засобами при вивезенні гірничої маси із вибоїв в кар'єрах, доставці гірничих порід для створення дамб хвостосховищ на залізорудних гірничо-збагачувальних комбінатах та при транспортуванні шлаків на металургійних підприємствах. Сталий розвиток гірничо-металургійної галузі, яка забезпечує більше 25% промислового виробництва держави, дає близько 40% валютних надходжень в Україну і більше 10% надходжень до Державного бюджету України [1 **Юшибка! Источник ссылки не найден.**], потребує вдосконалення технологічного автотранспортного комплексу підприємств. В центральній частині України сконцентровано близько 50 % парку кар'єрних самоскидів, у тому числі близько 80 % найбільших на сьогодні, вантажопідйомністю 130 т, в зв'язку з чимданий регіон обраний в якості об'єкту досліджень.

Аналіз основних досягнень і літератури. Питання створення та розвитку фірмових сервісних підприємств для автомобілів загального користування приділяється багато уваги [2, 3]. Кар'єрні самоскиди серед автомобілів виділяються тим, що вони внаслідок своїх великих габаритів не приїжджають на сервісне підприємство для проведення технічних дій, тому на кожному підприємстві створені спеціальні гірничотранспортні підрозділи функціями яких є виконання програми перевезень та підтримання рухомого складу в працездатному стані. При цьому ефективність проведення обслуговувань та ремонтів кар'єрних самоскидів залишається на низькому рівні внаслідок малої кількості машин на підприємстві та відповідно рідкісного та нерегулярного виконання робіт. Якісне обслуговування та ремонт можна забезпечити комплексним фірмовим сервісом та створення регіональних спеціалізованих центрів. ВАТ «БелАЗ» реалізує програму переходу на фірмове сервісне обслуговування кар'єрних самоскидів та спеціальних машин на їх базі через мережу регіональних підприємств, які виконують задачі по підтримці машин у працездатному стані в гарантійний і післягарантійний періоди, забезпеченню більшою надійністю роботи машин шляхом якісного та своєчасного проведення технічних дій з рухомим складом підприємств, виконанню пуско-налагодочних робіт при введенні техніки в експлуатацію; контроль за експлуатацією протягом усього періоду, аж до списання машин [4].

Основними параметрами сервісних центрів є чисельність робітників, площа виробничих приміщень та відкритих майданчиків та площа складів. Для визначення параметрів виробничо-технічних баз підприємств, що експлуатують кар'єрні самоскиди

© Ю. А. Монастирський, А. В. Гальченко, А. С. Вівчарик, 2014

виробництва ВАТ «БелАЗ» застосовується нормативний документ заводу-виробника «Положення ...» [5], згідно якого для визначення трудомісткості робіт, обсягів нормативних запасів запасних частин необхідно знати чисельний і віковий склад та структуру парку машин. Значення коефіцієнтів корегування нормативів трудомісткості проведення технічного обслуговування відрізняються на 35 % та поточного ремонту в 2,2 рази для кар'єрних самоскидів з гідромеханічною трансмісією вантажопідйомністю до 55 т, для самоскидів з електромеханічною трансмісією вантажопідйомністю 120-130 т відповідно 30 % та 2,8 рази.

Мета досліджень, постановка задачі. Метою роботи є встановлення розподілу кар'єрних самоскидів по структурному складу, технологічно-сумісним групам та по терміну роботи, які будуть використані у наступному для визначення параметрів сервісних підприємств, що обслуговують машини регіону.

Матеріали досліджень. Вихідними даними для досліджень були статистичні матеріали підприємства ТОВ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП», яке на сьогодні забезпечує фірмове обслуговування частини машин означеного регіону та ТОВ «АЛТА УКР», офіційного дилера ВАТ «БелАЗ» в Україні.

Всього на 69 підприємствах регіону працює 920 кар'єрних самоскидів та спеціальної техніки на їх базі, серед яких 890 машин виробництва ВАТ «БелАЗ». На 33 підприємствах працюють машини тільки однієї вантажопідйомності, як правило 30 або 40-45 т, на інших 36 підприємствах – від 2 до 16 моделей. Найбільша чисельність машин на ПАТ «Інгулецький гірничо-збагачувальний комбінат» - 111 одиниць (16 моделей), ПАТ «Північний гірничо-збагачувальний комбінат» - 98 (11), ПАТ «Центральний гірничо-збагачувальний комбінат» - 74 (12). В кар'єрах ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» працює власних 72 (11) одиниці рухомого складу та додатково 31 (2) кар'єрний самоскид ЧП «Схід», що перевозить гарячі сталеплавильні шлаки по промислового майданчику заводу.

Результати досліджень. Аналіз розподілу кар'єрних самоскидів в центральній частині України показує, що можна виділити дві найбільші за кількістю (266 та 291 одиниць) групи машин: вантажопідйомністю 30 т – 31,63 % та 40-45 т – 28,91 % від загальної чисельності парку (див. рис. 1).

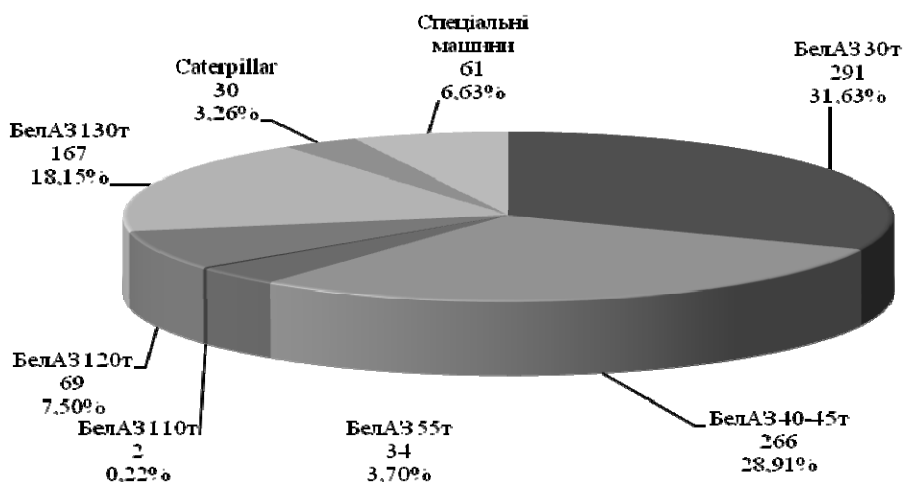


Рисунок 1 – Розподіл кар'єрних самоскидів та спеціальних машин на їх базі по вантажопідйомності

Кар’єрні самоскиди вантажопідйомністю 110 та 120 т вже зняті з виробництва, по суті випрацьовують свій ресурс і замінюються на машині вантажопідйомністю 130 т, разом чисельність цієї, третьої за величиною, групи машин складає 238 одиниць (25,92 %). На інші моделі кар’єрних самоскидів та спеціальних машин на їх базі приходиться близько 14 %, з яких 3,26 % на кар’єрні самоскиди та автонавантажувачі (24 та 6 одиниць відповідно) виробництва Caterpillar.

Загальна структура парку за віком показує, що процес оновлення парку присутній тільки для машин вантажопідйомністю 55 та 130 т (див. рис. 2), оновлення парку машин вантажопідйомністю 30 та 40-45 т практично не здійснюється.

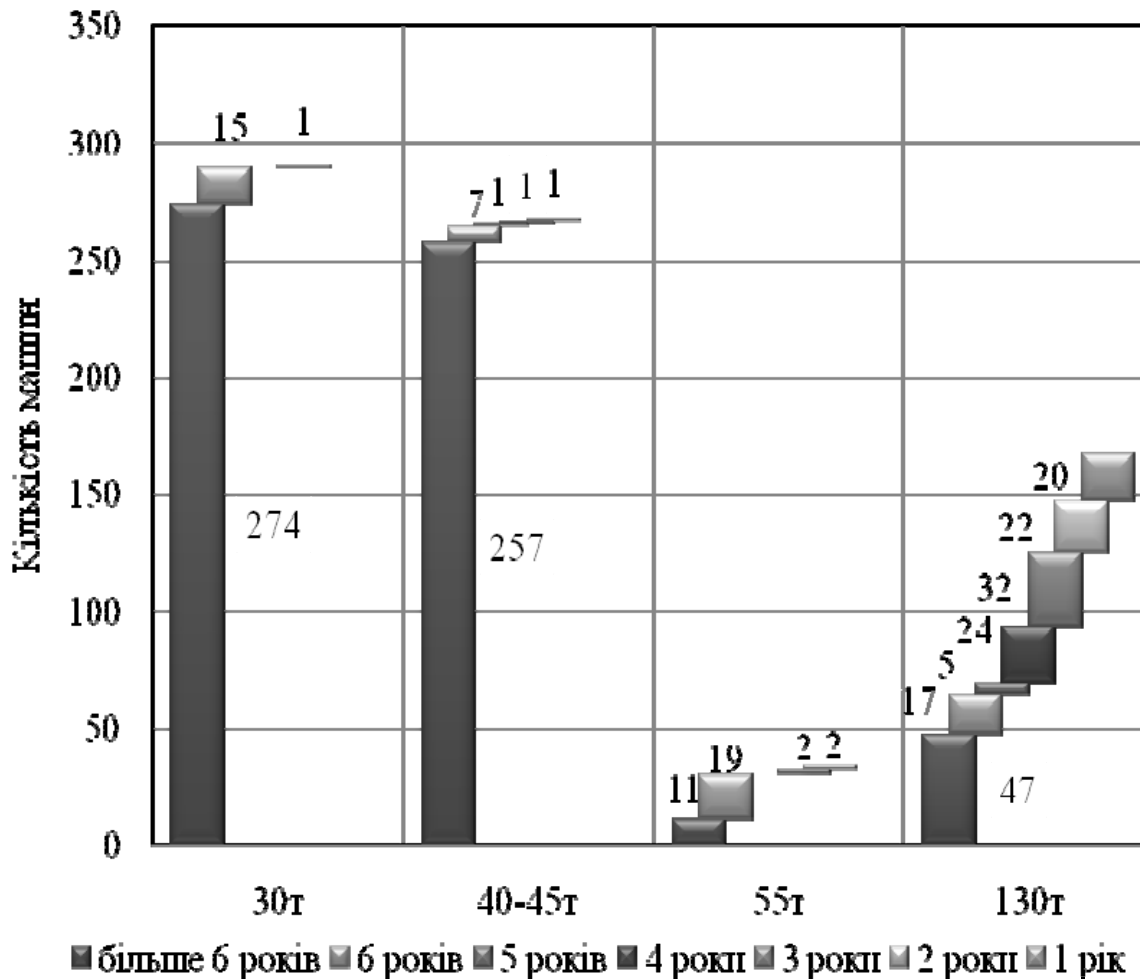


Рисунок 2 – Розподіл кар’єрних самоскидів за вантажопідйомністю та по рокам експлуатації

Кар’єрні автосамоскиди вантажопідйомністю 130 т на сьогодні є основним транспортним засобом залізрудних кар’єрів Кривого Рогу, щорічно кожен з них перевозить близько 1,5 млн. т на відстань близько 2,5 км. Оновлення регіонального парку з 238 машин можна визнати стабільним та при рекомендованому заводом-виготовлювачем терміні експлуатації 10 років, близьким до середньо річного старіння та списання машин у 24 одиниці.

Кар'єрні автосамоскиди БелАЗ-7555В працюють на 4 підприємствах і заповнюють великий проміжок між машинами вантажопідйомністю 45 та 130 т. Це відносно нова і перспективна модель, в Україні ще тільки вивчають її можливості, переваги над машинами вантажопідйомністю 45 т.

Аналіз розподілу кар'єрних самоскидів по моделям та рокам випуску (див. табл. 1) свідчить про те, що основна маса (близько 62-64 % парку) машин вантажопідйомністю 30 т та 40-45 т представлена рухомим складом з більш як з 20 річним терміном експлуатації.

Таблиця 1 – Розподіл кар'єрних самоскидів по моделям та рокам випуску

ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ	МОДЕЛЬ	КІЛЬКІСТЬ	РОКИ ВИПУСКУ
30т	БелАЗ-540	2	1965-1972
	БелАЗ-540А	1	1984
	БелАЗ-7522	187	1985-1991
	БелАЗ-75405	10	1991-1997
	БелАЗ-7540А	27	1998 - 2001
	БелАЗ-7540В	63	2001 - 2008
	БелАЗ-7540К	1	2011
Разом		291	
40-45 т	БелАЗ-548	11	1963-1966
	БелАЗ-7523	161	1986-1991
	БелАЗ-7547	27	2003-2008
	БелАЗ-75473	5	2004-2011
	БелАЗ-7547В	6	2002-2004
	БелАЗ-7548	13	1980-1995
	БелАЗ-75485	22	1991-1995
	БелАЗ-7548А	12	1991-2001
	Разом	266	
55 т	БелАЗ-7555В	34	2005-2013
110 т	БелАЗ-7519	1	1990
	БелАЗ-75192	1	1991
	Разом	2	
120 т	БелАЗ-7512	19	1989-2001
	БелАЗ-75121	7	1991-2001
	БелАЗ-75125	1	2001
	БелАЗ-75145	42	2002 -2006
	Разом	69	
130 т	БелАЗ-75131	167	2004 -2013

Висновки. Виконані дослідження показали, що парк кар'єрних самоскидів вантажопідйомністю 30-45 т представлений машинами великого віку, для його ремонту на промислових підприємствах регіону задіяні людські ресурси та виробничі площі з максимальними значеннями. По мірі оновлення парку кількість робітників та потреби у площах буде зменшуватися, що необхідно враховувати при перспективному плануванні

сервісних центрів. Парк кар'єрних самоскидів вантажопідйомністю 120-130 т стабільно рівномірно оновлюється і потребує середніх значень людських ресурсів та площ технологічних приміщень сервісного підприємства.

Список літератури: 1. Державна служба статистики України. // [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.ukrstat.gov.ua/> 2. Левківський О. П. Стратегія розвитку авторемонтного виробництва в період глобальних трансформацій / О. П. Левківський, О. М. Козіс // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – 2005. – №2. – С. 68-72. 3. Левковець П. Р. Управління проектами виробництва і технічної експлуатації автотранспортних засобів: [монографія] / П. Р. Левковець, О. П. Левківський. – Київ: НТУ, 2006. – 142 с. 4. Пархомчик П. А. Техника БЕЛАЗ для горнодобиваючих підприємств України / П. А. Пархомчик, И. В. Бондарь, Ю. А. Монастырский // Горная промышленность. М. – 2011. – Специальный выпуск. – С. 84-87. 5. Положение о техническом обслуживании, диагностировании и ремонте карьерных самосвалов БелАЗ / [подред. Н. Егорова]. – Жодино: ПО БелАЗ, 2004. – 44 с.

Надійшла до редколегії 08.03.2014

УДК 629.113

Аналіз парків кар'єрних самоскидів підприємств центральної частини України / Ю.А. Монастирський, А. В. Гальченко, А. С. Вівчарик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 38-42. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-6840.

На основе статистических данных установлены распределения карьерных самосвалов в центральной части Украины по грузоподъемности, годам эксплуатации и моделям. Установлено, что парк карьерных самосвалов грузоподъемностью 30-45 т представленный в основном машинами, произведенными более 20 лет назад. Наиболее стабильный по возрасту и моделям парк карьерных самосвалов грузоподъемностью 120-130 т.

Ключевые слова: карьерный самосвал, фирменный сервис, парк машин, возраст самосвалов, модели самосвалов, БелАЗ.

Analysis park open-pit dump-trucks enterprise of the central part of Ukraine / U.A. Monastirskiy A. V. Galchenko, A. S. Vivcharik // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 38-42. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-6840.

The distribution of open-pit dump-trucks in central part of Ukraine on a carrying capacity, years of exploitation and models, which based of statistical data, are set. It is set that park of open-pit dump-trucks by the carrying capacity of 30-45 t presented mainly by the machines produced more than 20 years back. Most stable on age and to the models park of open-pit dump-trucks by a carrying capacity 120-130 t.

Keywords: open-pit dump-trucks, brandname service, park of machines, age of open-pit dump-trucks, model of open-pit dump-trucks, BelAZ.

УДК 629.4.016.15

И. А. МАРМУТ, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харьков

КОНТРОЛЬ РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЕЙ НА ЛИНИИ

Рассмотрен вопрос нормирования расхода топлива при коммерческом использовании автомобилей с учетом дорожных, транспортных, атмосферно-климатических условий и культуры эксплуатации. Проанализированы средства оперативного контроля за расходом топлива на линии. Установлена функциональная связь между входными переменными и переменными состояния автомобиля.

Ключевые слова: расход топлива, нормирование расхода топлива, система контроля.

Введение. Нормирование расхода топлива – это установление допустимой меры его потребления в определенных условиях эксплуатации автомобилей, для чего применяют базовые линейные нормы, установленные в отношении конкретных моделей (модификаций) автомобилей, и систему нормативов и корректирующих коэффициентов, которые позволяют учесть выполненную транспортную работу, климатические, дорожные и другие условия эксплуатации.

Списание топлива на автомобильном транспорте предприятиями, учреждениями и организациями производится на основании Норм расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте, утвержденных приказом Министерства транспорта Украины № 43 от 10.02.1998 г. (далее – Нормы). Данный документ является единым для учета расхода горюче-смазочных материалов и контроля за их использованием предприятиями, учреждениями и организациями, использующими личный и арендованный автотранспорт.

Существенные изменения в Нормы N 43 были осуществлены с принятием приказа Министерства инфраструктуры Украины № 36 от 24.01.2012 г. Методика расчета норм расхода топлива дополнена и доработана с учетом результатов последних исследований экономичности автомобилей в разных условиях.

Переработан раздел 3 Норм № 43, который определяет коэффициент корректировки норм расхода топлива, приведенных в форме процентов повышения или понижения базового значения нормы, при помощи которых осуществляется учет дорожных, климатических и других эксплуатационных факторов. Изменения затронули порядок определения нормы на выполнение транспортной работы в зависимости от вида топлива. Обновлена методика определения временных норм расхода топлива и смазочных материалов, предусмотрена процедура разработки индивидуальных норм под заказ.

Временные, индивидуальные, базовые линейных норм расхода топлива, вступили в силу со дня официального опубликования приказа № 36, а п. 4 приказа – с 01.03.2012 г.

Анализ последних достижений и публикаций. Работы, посвященные исследованиям топливной экономичности автомобилей, с учетом режимов движения и конечных результатов, можно распределить по следующим направлениям:

- исследования при установившихся, неуставившихся и циклических режимах движения;
- разработка методов оценки топливной экономичности автомобилей;
- исследование влияния различных факторов на эксплуатационные качества автомобилей;

© И. А. Мармут, 2014

- повышение топливной экономичности автомобилей.

Наиболее полно изучены вопросы оценки рассматриваемых качеств автомобилей на установившихся режимах. Однако качественное влияние факторов для этих режимов на дорогах с горизонтальным профилем может существенно отличаться в реальных условиях эксплуатации. В связи с этим проблема изучения топливной экономичности автомобилей при неустановившихся и циклических режимах движения с каждым годом все больше привлекает исследователей. Наиболее сложными являются циклические режимы движения с остановками [1], включающие практически все фазы движения, встречающиеся в эксплуатации, а также все используемые при этом передачи коробки передач.

В большинстве работ не уделяется внимания такой важной проблеме, как комплексная оценка скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля. В то же время известно, что в ряде случаев изменение некоторых параметров автомобиля оказывает противоположное влияние на эти качества.

С учетом их специфики факторы, влияющие на расход топлива, могут быть разбиты на три группы:

- группа постоянных факторов – вид выполняемой работы, организация выполнения работ, погодные условия, квалификация водителя, техническое состояние автомобиля, качество топливно-смазочных материалов и т.д., если они остаются на одинаковом уровне или имеют незначительные изменения за сравниваемые периоды;

- группа учитываемых факторов – те же самые факторы, если они поддаются количественному или качественному учету и имеют значительные отклонения в соответствующие периоды;

- группа неучтенных факторов – факторы, которые могут иметь случайные значения (случайные колебания режимов нагрузки, сопротивления движению автомобиля, климатических условий и т.д.).

Исследования [2] показали, что основными факторами, влияющими на средний километровый расход топлива, являются: дорожные условия, масса автомобиля, удельная мощность, пробег автомобиля с начала эксплуатации, тип двигателя.

Существенное влияние на расход топлива оказывает также организация движения: однородность транспортного потока (возможность двигаться на наиболее экономичных скоростях), организация безостановочного движения, строительство объездных дорог, подземных или наземных пешеходных переходов и транспортных развязок в разных уровнях.

Увеличение расхода топлива автомобилями в городских условиях (при неустановившихся режимах движения) по сравнению с расходом топлива на установившейся скорости связано не только с остановками или замедлением у перекрестков улиц, но и с увеличением движения по перегонам магистрали. Для того чтобы учесть плотность транспортных потоков для современных условий крупных городов, в [3] предлагается использовать параметр, отражающий неравномерность скоростного режима – градиент скорости, значения которого определяются по формуле

$$G_v = \left[\frac{(\Delta V)^2}{\Delta t \cdot T} \sum_{i=1}^m n^2 \right]^{0,5} / V_c, \quad (1)$$

где ΔV – фиксированное значение изменения скорости, $\Delta V=0,28$ м/с; Δt – фиксированное значение изменения времени, $\Delta t=1$ с; T – время движения, с; n –

число изменений скорости за время Δt ; V_c – скорость сообщения, м/с.

Цель и постановка задачи. Проф. Говорушенко Н.Я. (ХНАДУ) предложил аналитический метод нормирования расхода топлива, который принципиально отличается от существующих тем, что он базируется на строгой математической модели расхода топлива бензиновых и дизельных автомобилей. Методика построена с учетом разработанной единой классификации условий эксплуатации, в которой дорожные и транспортные условия количественно оцениваются средней технической скоростью, а атмосферно-климатические – давлением и температурой окружающего воздуха. Важным преимуществом разработанной методики является возможность индивидуального нормирования расхода топлива на предприятии с помощью несложной вычислительной техники по фактическим скоростям движения автомобилей и суточной температуре воздуха.

Математическая модель расхода топлива, л/100км, в общем виде [4]

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \left[A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \left(G_a \cdot \psi + 0,077kF \cdot V_a^2 \right) \right], \quad (2)$$

где η_i – индикаторный КПД двигателя; A, B, C – постоянные коэффициенты для данной модели автомобиля; i_k – среднее передаточное число коробки передач; ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления; G_a – вес автомобиля, Н; kF – фактор обтекаемости, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; V_a – скорость автомобиля, км/ч.

При разработке аналитических методов нормирования расхода топлива необходимо установить функциональную связь между входными переменными и переменными состояния автомобиля.

Материалы исследований. Расход топлива является одним из основных выходных переменных параметров системы «автомобиль-водитель». В общем виде (рис. 1) выходные параметры Y_1, Y_2, \dots, Y_n зависят от параметров состояния этой системы X_1, X_2, \dots, X_n и входных переменных параметров Z_1, Z_2, \dots, Z_n (внешняя среда).

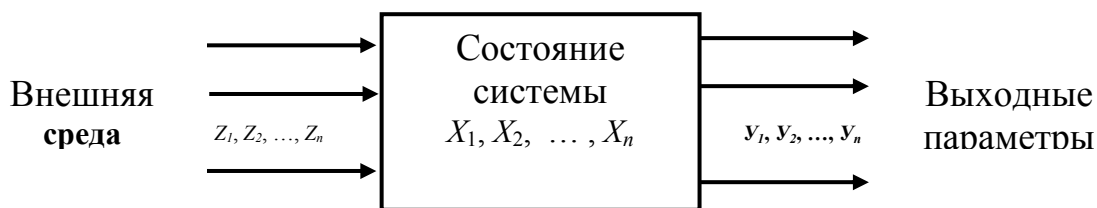


Рисунок 1 – Схема взаимосвязи входных и выходных параметров

Систему «автомобиль-водитель», ее входы и выходы можно рассматривать как взаимосвязанные объекты в зависимости от того, какая решается задача (анализ, синтез, измерение), рассматриваются те или иные переменные. При анализе (например, расхода топлива) исследуются выходы по изменению переменных входа и самой системы (автомобиль-водитель).

К входным переменным (внешним воздействиям) относятся дорожные, транспортные, атмосферно-климатические условия и культура эксплуатации.

К внутренним переменным состояния относятся развиваемый крутящий момент, обороты двигателя, передаточные числа главной передачи и коробки передач, КПД

трансмиссии, индикаторный КПД двигателя, радиусы колес, параметры подвески и др.

Выходными параметрами (реакцией на внешние воздействия), кроме расхода топлива, являются скорость (производительность, себестоимость) автомобиля, состав отработавших газов двигателя, уровень шума, интенсивность отказов, расход запчастей и т.д.

Расход топлива в значительной степени зависит от уровня квалификации водителя. Результаты исследовательских работ, проведенных в НИИАТ, НТУ (КАДИ), ХНАДУ (ХАДИ) и др. организациях, показывают, что водители оказывают большое влияние на показатели разгона автомобиля. С точки зрения топливной экономичности и выбросов вредных веществ, разница между худшими и лучшими разгонами, по признаку изменения частот вращения коленчатого вала при переключении передач, может достигать 15%

Немаловажное значение для повышения топливной экономичности автомобилей имеет метрологический уровень контроля за фактическими расходами топлива и транспортной работой автомобилей на линии. Для этого необходимо приборное обеспечение контроля транспортной работы, загрузки, топливных затрат автомобилей в собственно перевозочном процессе. Значительное улучшение контроля топливной экономичности грузовых и пассажирских перевозок возможно с применением тахографов или других автоматизированных методов учета условий эксплуатации (например, с использованием счетчиков времени), а также датчиков расхода топлива. Это может дать экономию топлива до 10...15%.

Рассмотрим несколько вариантов систем контроля расхода топлива [5].

1. *Контроль с помощью датчиков расхода топлива (ДРТ).* Рассмотрим особенности подключения датчиков расхода топлива в системах питания транспортных средств с дизелями (рис. 2, рис. 3). В зависимости от мощности двигателя, типа топливной системы (ТНВД, Common Rail) и схемы установки контроля топлива (прямая или дифференциальная) подбираются необходимые расходомеры.

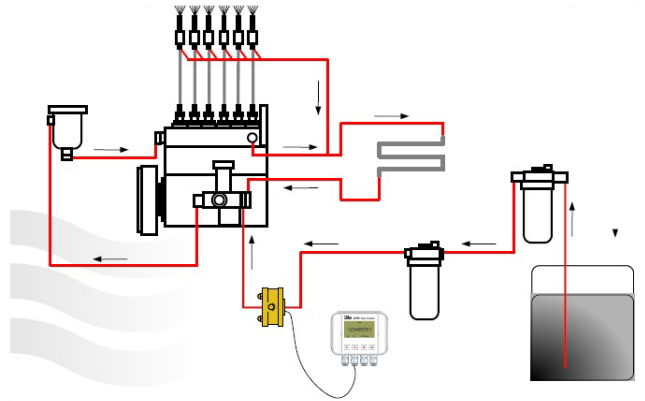


Рисунок 2 – Прямая схема подключения расходомера топлива

Прямая схема измерения расхода топлива – это наиболее подходящий вариант для топливных систем с ТНВД. Данная схема имеет следующие преимущества: высокая точность измерения расхода топлива (98...99%), небольшая стоимость комплекта оборудования и установки на одно транспортное средство (например, трактор Т-150 или МТЗ-80 – от 3850 грн.). Однако есть и недостатки: требует регулярного сервисного обслуживания по замене фильтра и очистке расходомера, требует изменение схемы обратной подачи топлива.

Дифференціальна схема вимірювання витрати палива не потребує додаткового втручання в паливну систему, більше підходить на Common Rail. Однак вона дорожче за рахунок контролю прямої та зворотної подачі палива. Точність вимірювань становить 97...98%. Данна схема може встановлюватися тільки з системою GPS моніторингу. Вартість комплексу обладнання з установкою від 8530 грн. Головним недоліком цієї схеми є те, що можливо підключення «тройників», продувка повітрям витратоміра і проче. Також необхідно більш ретельний контроль стану фільтрів, регулярна заміна і чистка витратомірів.

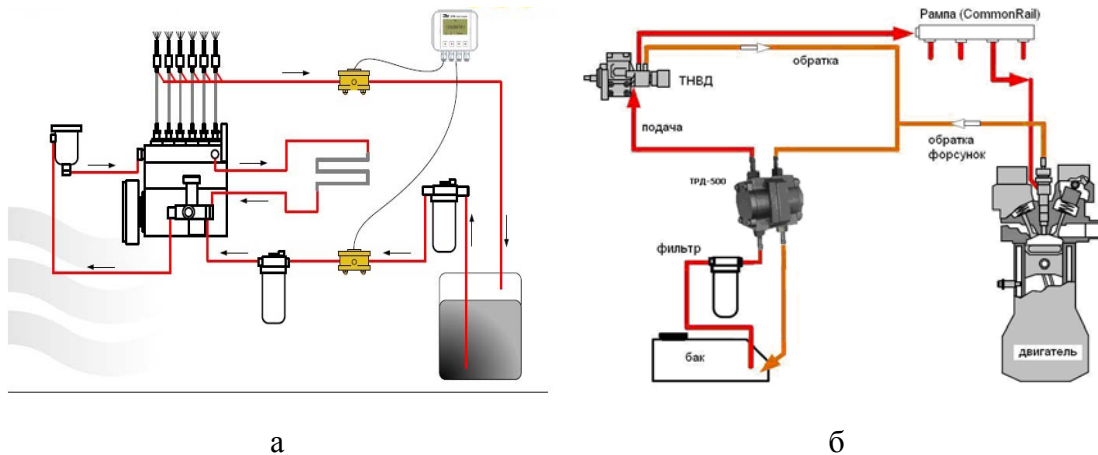


Рисунок 3 – Дифференціальна схема підключення витратоміра палива: а – система живлення з ТНВД, б – система живлення Common Rail

2. *Установка системи GPS сліження і контроль витрати палива.* Даний варіант в основному використовується на автомобілях з бензиновими двигачами, тому що установка датчика рівня палива або нецелесообразно дорого, або технічно неможливо. GPS трекер (рис. 4) з високою точністю вимірює пробіг автомобіля, система GPS сліження контролює по заданній нормі. В разі необхідності GPS система дозволяє застосовувати більш складну форму розрахунку норми з використанням маси вантажу, наявності і маси причепа, процентної надбавки.



Рисунок 4 – GPS трекер

3. *Установка системи GPS моніторингу з використанням датчика рівня палива.* Найбільш підходящий варіант контролю витрати палива вантажних автомобілів, бортових, самосвальних і магістральних тягачів. Система контролю витрати палива передбачає установку автомобільного GPS/GSM терміналу, датчика рівня палива в бак (рис. 5), якщо баків декілька, то в кожен окремо.

Датчик вимірює рівень палива в баку, передає значення в GPS термінал,

терминал «запоминает» свое местоположение и передает на сервер информацию по уровню топлива в баке и местоположению. Сервер сохраняет всю принятую информацию в базе данных и позволяет отобразить на компьютере расход топлива на 100 км, за 1 час, за указанный промежуток времени либо в любой точке и любое время.

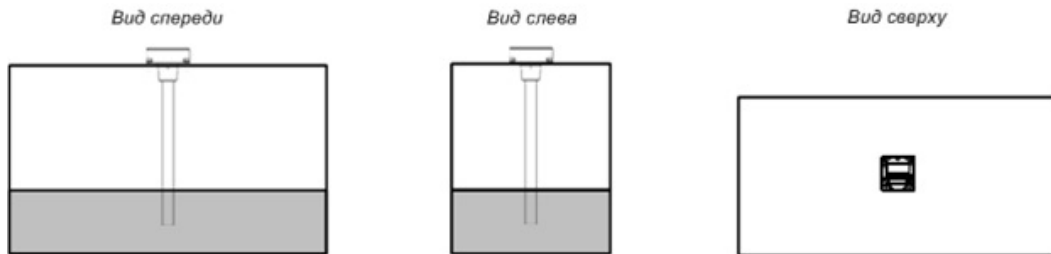


Рисунок 5 – Установка датчика уровня топлива в бак

По стоимости данное решение дороже, чем установка расходомера, но имеет свои преимущества:

- не зависит от типа топливной системы и не требует вмешательства в топливную систему;
- позволяет контролировать объем, место и время заливок, а также сливов;
- не требует регулярного сервисного обслуживания, как расходомеры;
- данные по расходу топлива можно получать автоматически на компьютере.

4. *Установка системы GPS мониторинга с использованием датчика уровня топлива и датчиками расхода топлива одновременно.* Самый лучший вариант по контролю расхода топлива. Он позволяет свести погрешность к минимуму и контролировать топливо в двух точках – на выходе из бака и на входе в топливную систему. Этот вариант позволяет легко выявлять кражи топлива даже, когда происходит врезка в топливную систему.

Система мониторинга состоит из GPS терминала, датчика уровня топлива и датчика расхода топлива. Недостатком является высокая стоимость внедрения системы.



Рисунок 6 – Система GPS мониторинга расхода топлива

Выводы. Основной целью маршрутного нормирования является максимальное приближение нормативной величины расхода топлива к фактическому на конкретном маршруте. Применение дифференцированных маршрутных норм дает возможность вскрыть резервы экономии топлива, осуществить более рациональное внутреннее перераспределение топлива по маршрутам, в зависимости от конкретных условий, которые не учитываются в линейных нормах.

Список литературы: 1. Токарев А.А. Методы исследования тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей / Токарев А.А. – М.: НИИавтопром, 1976. – 60 с. 2. Шарай С.М. Оценка топливной экономичности автомобилей с использованием статистических характеристик дорожных условий: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Шарай С.М. – К.: КАДИ, 1990. – 21 с. 3. Рузский А.В. Влияние организации дорожного движения на расход топлива автомобилями в городских условиях: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.22.10 / Рузский А.В. – К.: КАДИ, 1986. – 18 с. 4. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. – Харьков: ХГАДТУ, 1998. – 468 с. 5. Материалы сайта <http://avtotracker.com.ua/kontrol-raschoda-topliva>.

Поступила в редколлегию 28.02.2014

УДК 629.4.016.15

Контроль расхода топлива автомобилей на линии / И. А. Мармут // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 43-49. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-6840.

Розглянуто питання нормування витрати палива при комерційному використанні автомобілів з урахуванням дорожніх, транспортних, атмосферно-кліматичних умов та культури експлуатації. Проаналізовано засоби оперативного контролю за витратою палива на лінії.

Ключові слова: витрата палива, нормування витрати палива, система контролю.

Checking the consumption fuel cars on lines / I. A. Marmut // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 43-49. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-6840.

The problem of fuel consumption rationing at automobile commercial use with account of road, transport, weather and climatic conditions as well as operation culture has been considered. Facilities for route fuel monitoring have been analyzed.

Keywords: fuel consumption, fuel consumption rationing, system of control.

УДК 629.33

О. П. СІТОВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц. Луцького НТУ;
А. М. КАШУБА, аспірант Луцького НТУ

**ВИЗНАЧЕННЯ РОЗПОДІЛУ ПИТОМИХ ПРОБІГІВ ПРИВАТНИХ
АВТОМОБІЛІВ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ЄМНОСТІ БАТАРЕЙ ГІБРИДНИХ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Проведено експериментальні дослідження режимів руху та відстані разових поїздок на автомобілях приватного користування у м. Луцьк. Узагальнено отримані експериментальні значення та визначено основні типи розподілу пробігів. Визначено відсотковий розподіл величин пробігів по експерименту і встановлено значущі, для автомобілів з гібридною силовою установкою, величини разових пробігів. Встановлено, що ємність накопичувачів енергії, при проектуванні серійних автомобілів, в більшості випадків має забезпечувати до 30 км. пробігу.

Ключові слова: ємність, LiFePO₄ батареї, розподіл, пробіг, разова поїздка.

Вступ. З кожним роком все більше і більше випускають транспортних засобів з гібридною силовою установкою (ГСУ). Існує тенденція збільшення потужності електричного приводу в ГСУ та збільшення ємності накопичувачів електроенергії. Для оптимізації потужності електродвигунів та ємності акумуляторних батарей на кафедрі автомобілів і транспортних технологій проводяться відповідні дослідження.

Дана робота є продовженням досліджень [1], пов'язаних з аналізом режимів руху легкового автомобіля в міських умовах.

Аналіз основних досліджень і літератури. Аналіз джерел свідчить про те, що раніше ретельні дослідження щодо режимів руху та разових пробігів не проводились.

Так в літературі зустрічається значення річних пробігів 9-10 тис.км., і денних до 30-40 км.. [2]

При аналізі деяких автомобільних форумів, на яких користувачі-власники автомобілів вказують режими руху на своїх приватних автомобілях, дальність денних пробігів та пробіг автомобіля за рік, можна встановити більш точні значення.

Так в Нижньому Новгороді, з населенням 1,2 млн. чоловік при довжині денної поїздки 30-40 км., річний пробіг автомобілів може становити 10-15 тис.км., інші користувачі заявляють значення 15-20 тис.км. за рік[3].

Також в літературі представлені технічні характеристики серійних автомобілів, які показують, що ємності тягових батарей може вистачати на 100-200 км [4].

Мета дослідження, постановка задачі. Для оптимізації потужності накопичувачів енергії транспортних засобів з ГСУ необхідно уточнити значення довжини денних пробігів легкових автомобілів приватного користування. В якості накопичувачів енергії останнім часом все більше використовуються Li-іонні батареї, які можуть заряджатися до 85% від своєї ємності за 0,5-1 годину струмом 1-2 С [5]. Тому необхідно було провести дослідження довжини разових поїздок з врахуванням стоянки автомобіля більше 1 години, так як передбачається, що є технічна можливість зарядки за цей час LiFePO₄ батарей на 50-80%.

Для досягнення цієї мети було поставлено задачу максимально дослідити режими руху приватних легкових автомобілів протягом декади восени.

Матеріали дослідження. Дослідження проводились на приватних легкових автомобілях, які використовувались в м.Луцьку з населенням приблизно 200 тис.жителів. Автомобілі використовувались для повсякденних поїздок у звичайному режимі. Під час поїздок фіксувались дата, час, покази одометра. За окрему

поїздки і, відповідно, її протяжність бралися ті, які здійснювались після стоянки автомобіля тривалістю більше ніж 1 година.

Ця тривалість вибрана по тій причині, що за цей час Li-іонні батареї можуть бути підзаряджені на 50% і більше своєї ємності. Так як батареї повністю можуть бути заряджені під час нічної стоянки, то за 1 годину також можна зарядити батареї до ємності близької до повного заряду.

Для проведення досліджень випадковим чином були вибрані 16 легкових та вантажопасажирських автомобілів, які використовувались в приватних, некомерційних цілях. Автомобілями керували водії-власники: викладачі, студенти, інженери, лікарі.

Результати дослідження. Дослідження проводились в жовтні місяці протягом двох тижнів.

За результатами проведених досліджень було побудовано графіки і встановлено, що можна вирізнити три різні типи розподілу пробігів автомобілів. (рис.1)

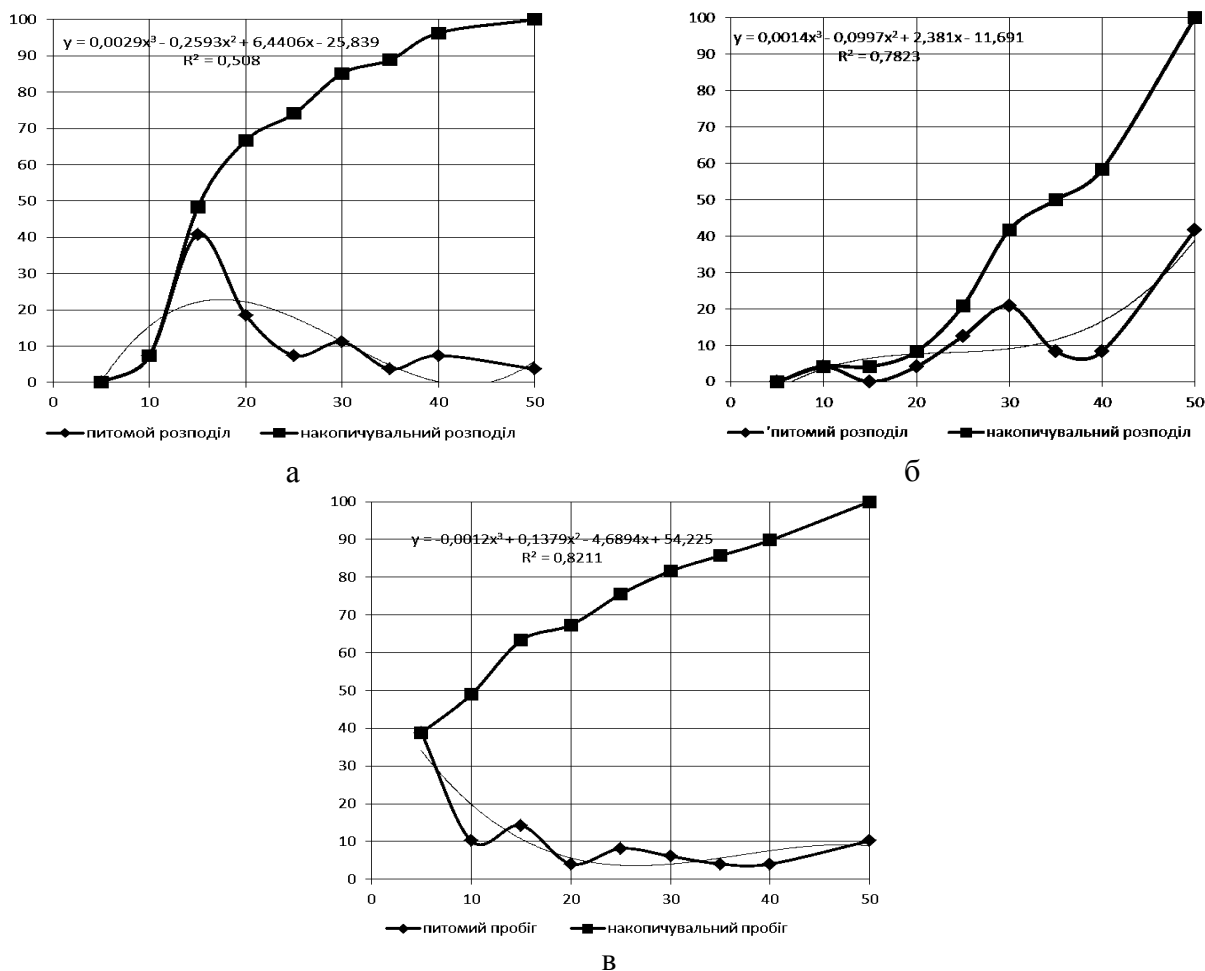


Рисунок 1 – Розподіл разових поїздок на автомобілях приватного користування

На рисунку 1а представлений розподіл, при якому є явно виражений один маршрут, за яким здійснюється абсолютна більшість поїздок.

Графік на рисунку 1б характеризує неоднорідність довжини маршрутів, за яким здійснюються поїздки. Також виділяється значна кількість поїздок довжиною понад 40 км.

На рисунку 1в представлені поїздки, які характерні для поїздки на дуже короткі відстані. Так 50% поїздки мають протяжність S до 10 км.

Крім відсотків питомого розподілу на всіх графіках представлені накопичувальні розподіли в залежності від довжини поїздки. Ці криві дають можливість оцінити відсотковий розподіл залежно від довжини разової поїздки.

Після сумісної обробки результатів дослідження всіх автомобілів, які брали участь в експерименті було побудовано графік загального розподілу довжини S пробігу по експерименту (рис. 2).

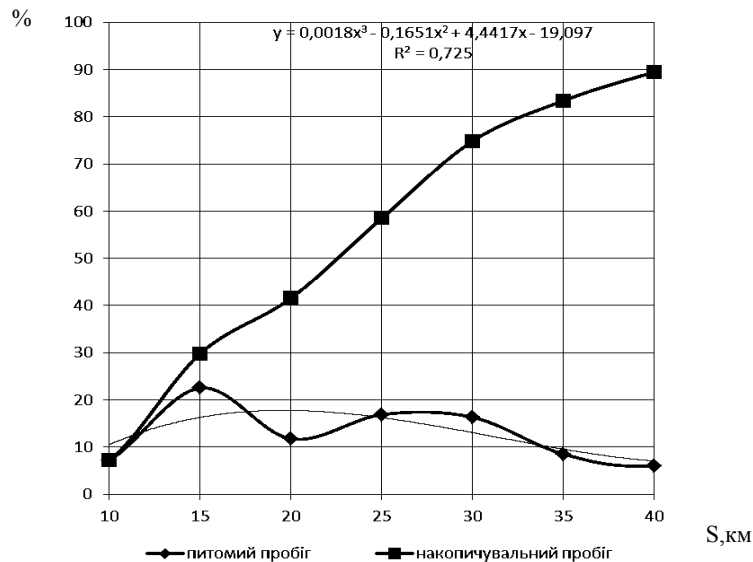


Рисунок 2 – Загальний розподіл довжини пробігу по експерименту

З графіків (рис.1) можна встановити, що 50% пробігів автомобілів мають довжини пробігів відповідно до 15,35 і 10 км., а 75% пробігів - до 25, 45 і 25 км..

Аналізуючи графік загального розподілу по експерименту (рис.2) можна встановити, що 30% пробігів автомобілів мають довжину поїздки S до 15 км., 50% - до 22 км. і 75% - до 30 км.

Враховуючи отримані дані, можна констатувати, що для більшості автомобілів з ГСУ необхідно вибирати ємність акумуляторних батарей, які можуть забезпечити довжину разової поїздки S до 30 км. Так як LiFePO_4 батареї можуть мати до 2000 циклів заряд-розряд [5], то довжина загального пробігу автомобіля на цих батареях може становити до 60000 км.

З урахуванням того, що термін служби вказаних батарей становить 6-7 років їх ємність є цілком достатньою для забезпечення надійної експлуатації.

Решта 25% пробігів має довжину більше 30 км.. Для забезпечення цих пробігів може використовуватись ДВЗ. Так як відсоток таких поїздки відносно невеликий, то немає необхідності встановлювати тягові батареї значно більшої ємності і потужності, оскільки вони все рівно не зможуть гарантовано забезпечити рух на всьому діапазоні довжин можливих поїздки.

Цю задачу надійно забезпечує ДВЗ, який може не використовуватись для руху на коротких поїздки.

Висновки. В результаті проведених досліджень було визначено реальні величини пробігів S автомобілів приватного користування та їх відсотковий розподіл, які, для

всієї вибірки експерименту, становлять: 30%- до 15 км., 50% - до 22км., 75% - до 30 км. Також було встановлено, що ємність накопичувачів енергії, при проектуванні серійних автомобілів, в більшості випадків має забезпечувати до 30 км. пробігу.

Для покращення використання електричного приводу необхідно встановлювати електричні розетки на місцях парковок автомобілів.

Список літератури: 1. *Сітовський О.П., Кашуба А.М.* Аналіз режимів руху легкового автомобіля малого класу в міських умовах для визначення оптимальної ємності акумуляторних батарей в Г// Вісник Східноєвропейського національного університету ім. Володимира Даля. Науковий журнал № 15 (205) ч.2. – Луганськ: 2013. с. 243 –246. 2. Основы технической эксплуатации автомобилей. Транспортные условия и требования к конструкции автомобилей – Перевозки легковыми автомобилями личного пользования : [Електронний ресурс] // <http://www.usecar.ru/page40.htm> (Дата звернення: 25.01.2014) 3. Нижегородский автофорум: Для автолюбителей и автопрофессионалов: [Електронний ресурс] // <http://www.nn.ru/community/auto/main> (Дата звернення: 24.01.2014). 4. Toyota Prius Технічна характеристика автомобіля [Електронний ресурс] // <http://toyota.dp.ua/models/prius/tech> (Дата звернення: 10,02,2014) 5. Е.Звонарев. До 2000 циклов «заряд-разряд»: литий-железофосфатные аккумуляторы ЕЕМВ. Новости электроники № 2, 2012г. [Електронний ресурс] // http://compeljournal.ru/images/articles/2012_2_10.pdf (Дата звернення: 18.02.2013).

Надійшла до редколегії 28.02.2014

УДК 629.33.

Визначення розподілу питомих пробігів приватних автомобілів для оптимізації ємності батарей гібридних транспортних засобів / О. П. Сітовський, А. М. Кашуба // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 9 (1052). – С. 50-53. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведены экспериментальные исследования режимов движения и длины разовых поездок на автомобилях частного пользования в г. Луцк. Обобщены полученные экспериментальные значения и определены основные типы распределения пробегов. Определено процентное распределение величин пробегов по эксперименту и установлено значимые, для автомобилей с гибридной силовой установкой, величины разовых пробегов.

Ключевые слова: емкость, LiFePO₄ батареи, распределение, пробег, разовая поездка.

Determination of the distribution specific run quotient of the cars for optimization of the capacities batteries hybrid transport facilities / O. F. Sitovskiy, A. N. Kashuba // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 50-53. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-6840.

We conducted a experimental research of modes of motion and distance of disposable trips by private car in Lutsk. Summarizes obtained experimental values and identified main types of distribution mileage. Are determined percentage distribution values of mileage on main experiment and found for automobiles with hybrid propulsion system the value of disposable mileage

Keywords: capacity, LiFePO₄ batteries, distribution, mileage, single trip.

УДК 629.3.027

В. М. ПАВЛЕНКО, канд. техн. наук, доцент ХНАДУ, Харків;
О. О. КРИВОРУЧКО, студент ХНАДУ

СУЧАСНИЙ СТАН РОЗВИТКУ АКТИВНИХ ПІДВІСОК ДЛЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Проведено теоретичне дослідження стану розвитку активних підвісок сучасних легкових автомобілів та доцільність їх впровадження. Розглянуті найрозповсюджені активні підвіски, які є на сьогоднішній день одним з найважливіших напрямків розвитку автомобільної галузі. Визначено особливості конструкції та експлуатації підвісок активного типу, до яких відносяться: пневматична підвіска AIRMATIC Dual Control, гідравлічна підвіска Active Body Control та гідропневматична підвіска Hidractive.

Ключові слова: автомобіль, підвіска, активна (адаптивна) підвіска, стійкість, керованість, система керування.

Вступ. Розвиток конструкції легкового автомобіля призвів до необхідності розробки та впровадження активних підвісок. Можна назвати декілька причин, котрі заставили інженерів використовувати адаптивні підвіски на легкових автомобілях.

По-перше, це пов'язано зі значними змінами навантаження на підвіску. Відбулося зменшення власної ваги автомобілів при підвищенні їх вантажопідйомності, особливо малолітражних, малогабаритних та компактних легкових автомобілів. Збільшення маси навантаженого автомобіля у порівнянні з порожнім досягає ста і більше відсотків. По-друге, значно підвищилися швидкості руху легкових автомобілів. З'явилася необхідність зміни положення кузова та жорсткості підвіски для підвищення стійкості та керованості. По-третє, не втратила свого значення проблема підвищення плавності ходу та комфортабельності руху в різних дорожніх умовах. Необхідність підвищення плавності ходу гостро відчувається на вітчизняних дорогах, якість яких далека від ідеалу. По-четверте, при використанні адаптивних підвісок стало можливим отримати додаткові переваги та зручності у порівнянні зі звичайною підвіскою. Легко можна зберігати або примусово змінити положення кузова та коліс відносно дороги. Наприклад, постійний кліренс покращує роботу фар, особливо при дальньому світлі, регулювання забезпечує можливість піднімання кузова для подолання перешкод, піднімання та опускання коліс для монтажу та демонтажу коліс без використання домкрата [1, 2].

Аналіз основних досягнень і літератури. Характеристика підвіски впливає на довговічність, як самої машини, так і цілого ряду її вузлів та деталей. В тяжких дорожніх умовах саме можливості підвіски, а зовсім не потужність двигуна, визначає середні та максимальні швидкості руху.

Дослідження показують, що на нерівних дорогах середня швидкість руху падає на 35...40%, витрата палива збільшується на 50...70 %, міжремонтний інтервал зменшується на 35...40%. При цьому продуктивність автотранспорту знижується на 32...36%, а вартість поїздки зростає на 50...60%. До цього слід додати втрати, зумовлені перевитратою метала, палива, гуми і додатковими затратами робочої сили. Для зменшення цих втрат можна або покращити дороги, що дорого, або удосконалити підвіски автомобілів, що є ще більш вартісним, але в перерахунку на тисячі автомобілів виходить дешевше [3].

Аналізуючи всі існуючі конструкції активних підвісок їх вдалося класифікувати

© В. М. Павленко, О. О. Криворучко, 2014

за двома основними ознаками: керованістю та типом пружного елемента. Дана класифікація представлена на рис. 1.



Рисунок 1 – Класифікація активних підвісок

Активні підвіски є на сьогоднішній день одним з найважливіших напрямків розвитку автомобільної галузі. Під терміном «активна» розуміється підвіска, параметри якої можуть змінюватися при експлуатації [4]. Електронна система керування у складі активної підвіски дозволяє змінювати параметри автоматично. Конструкції активних підвісок можна умовно розділити по елементам підвіски, параметри яких змінюються. Елементи підвіски та змінюваний параметри приведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Елементи підвіски та їхній змінюваний параметр

Елемент підвіски	Змінюваний параметр
Амортизатор	Ступінь демпфування; жорсткість підвіски
Пружний елемент	Жорсткість підвіски; висота кузова
Стабілізатор поперечної стійності	Жорсткість стабілізатора
Важелі	Довжина важеля; сходження коліс

Якщо говорити про підвіски, де керування досягається за рахунок керуючих систем, які реалізуються за рахунок бортових обчислювальних пристроїв, то можна дати наступну порівнювальну характеристику, представлена в табл. 2.

Таблиця 2 – Порівняння керуючих систем активних підвісок

	Переваги	Недоліки
Алгоритми керування на основі математичних моделей руху автомобіля	Великий досвід використання, детермінованість.	Адаптивність до поточних властивостей автомобіля. Не потребує розробки математичної моделі автомобіля.
Алгоритми керування на основі систем, заснованих на знаннях, нечіткій логіці, нейромережей і т.д.	Надмірна складність математичної моделі, мала адекватність моделі реальному автомобілю.	Недоліки, властиві пошуковому характеру поведінки при навчанні.

Найширшого застосування на даний час отримали пневматична, гідропневматична та гідравлічна активні підвіски керовані за допомогою контролерів за детермінованим принципом. Конструкцію даних підвісок буде приведена далі.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є теоретичне дослідження стану розвитку активних підвісок сучасних легкових автомобілів та доцільність їх впровадження. Основним завданням дослідження є пошук та аналіз найбільш розповсюджених активних підвісок, які використовуються на легкових автомобілях.

Матеріали дослідження. *Пневматична підвіска AIRMATIC Dual Control.* Система AIRMATIC Dual Control автоматично налаштовує пневмопідвіску жорсткіше або м'якше, в залежності від стану дорожнього покриття, а також індивідуального стилю водіння – від режиму «комфортний» до режиму «спортивний» [5]. Пневматична підвіска AIRMATIC Dual Control у порівнянні зі звичайною пружинною підвіскою дозволяє отримати додаткові переваги в плані комфортності кочення шин, та безпечності руху. Режими «спортивний» та «комфортний» пневматична підвіска AIRMATIC Dual Control з електронним керуванням та адаптивною системою амортизації ADS II працює повністю автоматично. Налаштування пневмопідвіски в залежності від ситуації на дорозі за впливом електроніки змінює жорсткість. Якщо датчики реєструють, наприклад, спортивну манеру водіння, основне комфортне налаштування автоматично додає жорсткості. На рис. 2 представлена пневматична підвіска AIRMATIC Dual Control безпосередньо на автомобілі.

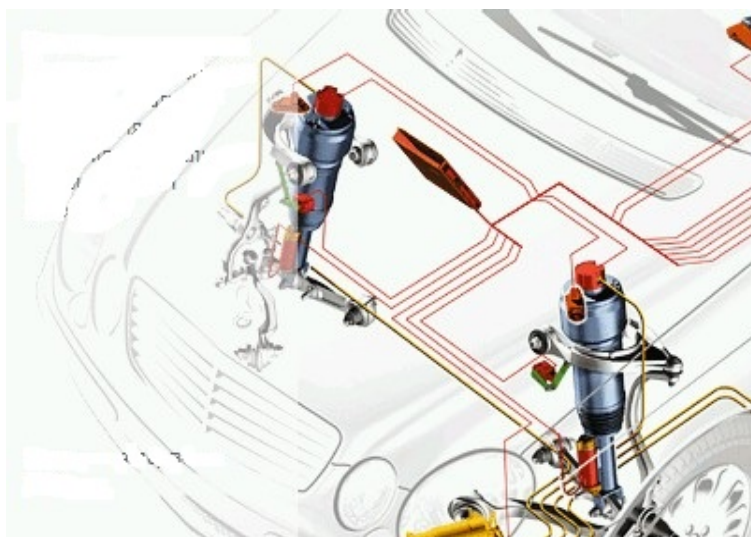


Рисунок 2 – Пневматична підвіска AIRMATIC Dual

Підвіску та амортизатор можна налаштувати на комфортний та спортивний режими вручну, за допомогою перемикача. Електроніка дозволяє реалізувати чотири різних рівня жорсткості (ADS II), котрі автоматично змінюють амортизаційне зусилля на кожному колесі в залежності від актуальних умов та стану дороги. Інтегрована в систему функція регулювання дорожнього просвіту по всьому периметру автомобіля навіть при значному завантаженні автомобіля забезпечує практично незмінний дорожній просвіт і за рахунок цього більшу стабільність. На швидкості приблизно 120 – 140 км/год дорожній просвіт з ціллю зниження аеродинамічного опору автоматично зменшується на 10 – 15 мм, а на швидкості вище 160 км/год – ще на 10 мм. При зменшенні швидкості нижче 70 км/год дорожній просвіт знову повертається на

нормальний рівень. Завдяки цьому також знижується показник аеродинамічного опору. На ділянках з поганим дорожнім покриттям можна вручну збільшити дорожній просвіт приблизно на 25 – 30 мм. Під час тривалої їзди при швидкості вище 80 км/год або при збільшенні швидкості вище 120 км/год рівень кузова знову опускається до нормального рівня.

Гідравлічна підвіска Active Body Control. Активна підвіска Active Body Control (ABC) найдосконаліша система активної підвіски у світі. ABC забезпечує оптимальну динаміку та комфорт за рахунок автоматичної адаптації налаштувань підвіски до тієї чи іншої дорожньої ситуації. Вбудована в ABC додаткова система стабілізації автомобіля при боковому вітрі активізується на швидкості 80 км/год при русі по прямій або незначних поворотах. Активна, швидка корекція траєкторії водієм за допомогою керма відключає систему стабілізації при боковому вітрі. Гідравлічна активна підвіска Active Body Control безпосередньо на автомобілі представлена на рис. 3.

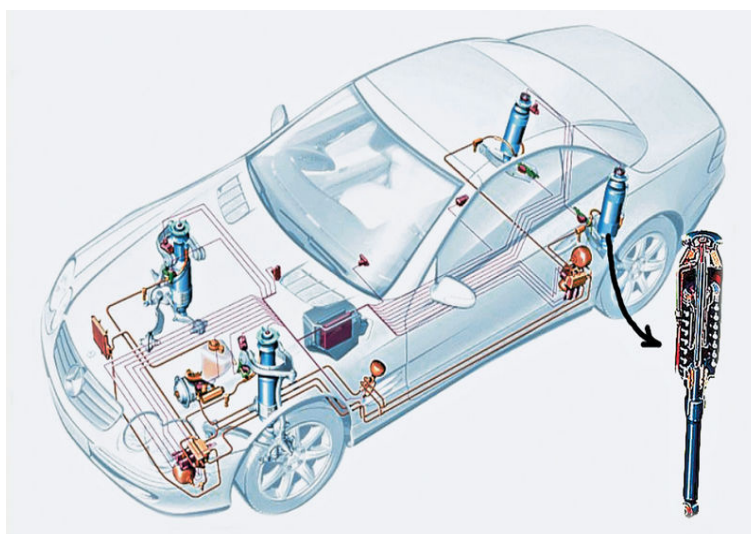


Рисунок 3 – Гідравлічна активна підвіска Active Body Control

Мікропроцесор для аналізу тієї чи іншої дорожньої ситуації оцінює сигнали від датчиків поперечного, повздовжнього та вертикального прискорення кузова та датчиків тиску в кожній амортизаторній стійці. Рівень кузова вимірюють датчики, розташовані на важелях передньої та задньої осі. Для попередження коливань кузова в гідравлічні циліндри амортизаційних стійок подається або відводиться мастило. При цьому змінюється висота верхніх опор стійок, а кузов залишається на попередньому рівні.

Гідравлічний насос системи ABC, встановлений на двигун, створює в системі тиск мастила до 200 бар. Завдяки тиску в системі та вбудованим гідроаккумуляторам система ABC за частки секунди може зреагувати на виникнення коливань кузова. Встановлені в електрогідравлічних блоках запірні клапани запобігають опусканню кузова під час стоянки. Ефективна система охолодження та запасу мастила доповнює досконалість гідравлічної конструкції системи. Слід відмітити що ресурс даної активної підвіски складає приблизно 400 – 500 тис. км (що є на порядок більше, ніж в підвісці AIRMATIC), але й вона не є вічною.

Гідропневматична підвіска Hidaractive. Розвиток гідропневматичної підвіски Hidaractive здійснюється в двох напрямках – підвищення надійності та розширення функціональних можливостей. Підвіска Hydractive 3 (рис. 4) включає наступні

конструктивні елементи: гідроелектронний блок; резервуар робочої рідини; стійки передньої підвіски; задні гідропневматичні циліндри; гідроприводи; система керування.

Гідроелектронний блок, резервуар робочої рідини, передні стійки, задні циліндри, регулятори жорсткості утворюють гідравлічну систему підвіски.

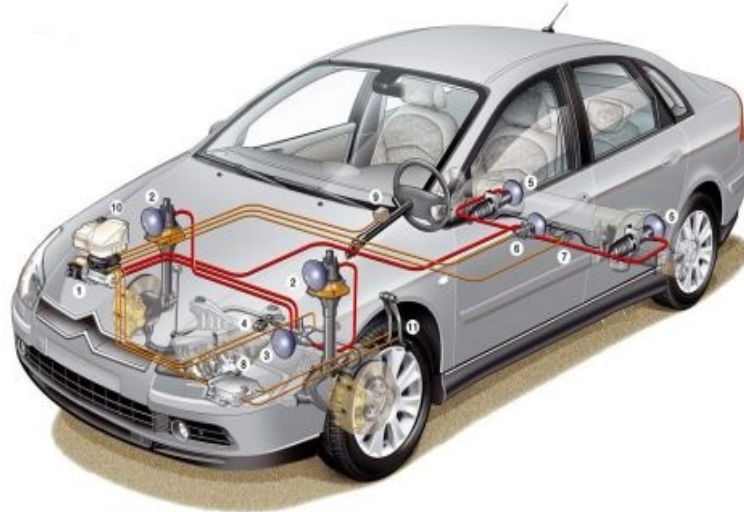


Рисунок 4 – Схема гідропневматичної підвіски Hydractive 3:

1 – гідро електронний блок; 2 – передня стійка; 3 – передній регулятор жорсткості; 4 – передній датчик положення кузова; 5 – задній гідропневматичний циліндр; 6 – задній регулятор жорсткості; 7 – задній датчик положення кузова; 8 – встановлений інтерфейс; 9 – датчик рульового колеса; 10 – резервуар робочої рідини; 11 – педаль газу та педаль гальма

В гідравлічну систему також включений контур гідравлічного підсилювача рульового керування.

Гідроелектронний блок (гідротронік) забезпечує необхідну кількість та тиск робочої рідини в гідравлічній системі підвіски. Він об'єднує електродвигун, аксіально-поршневий насос, електронний блок керування, електромагнітні клапани регулювання висоти кузова, запірний клапан (запобігає опусканню кузова в неробочому стані), запобіжний клапан. Електронний блок керування та електромагнітні клапани є елементами системи керування підвіски.

Резервуар робочої рідини розташований безпосередньо над гідро електронним блоком. В підвісці Hydractive 3 використовується робоча рідина LDS (оранжевий колір), яка прийшла на зміну рідині LHM (зелений колір).

Стійка передньої підвіски об'єднує гідроциліндр та гідропневматичний пружний елемент, між якими розташований амортизатор ний клапан, який забезпечує гасіння коливань кузова.

Гідропневматичний пружний елемент являє собою металічну сферу, котра всередині розділена еластичною багатошаровою мембраною. Над мембраною знаходиться стиснутий газ – азот, під мембраною – спеціальна рідина. Рідина передає тиск в системі, а газ виступає пружним елементом. На підвісці Hydractive 3+ встановлюють по одному пружному елементу на кожне колесо і по одній додатковій сфері на кожну вісь. Застосування додаткових пружних елементів значно розширює параметри регулювання жорсткості підвіски. Сучасні сфери мають сірий колір і зберігають працездатність в межах 200000 км пробігу.

Гідравлічні циліндри призначені для нагнітання рідини в пружні елементи та регулювання висоти положення кузова відносно дорожнього покриття. Гідроциліндр обладнаний поршнем, шток якого з'єднаний з відповідним важелем підвіски. Задні гідропневматичні циліндри по конструкції аналогічні переднім стійкам, але розташовані під кутом до горизонтальної площини.

Регулятор жорсткості служить для зміни жорсткості підвіски. Він включає електромагнітний клапан регулювання жорсткості, золотник, два додаткових амортизаторних клапана. На регуляторі жорсткості закріплена додаткова сфера. Регулятор жорсткості встановлений на передній та задній підвісці. В м'якому режимі підвіски регулятор жорсткості об'єднує всі гідропневматичні пружні елементи між собою, при якому досягається максимальний об'єм газу. Електромагнітний клапан при цьому знеструмлений. При подачі напруги на електромагнітний клапан включається жорсткий режим підвіски, при якому стійки, задні циліндри та додаткові сфери ізолюються один від одного.

Система керування гідропневматичної підвіски включає вхідні пристрої, електронний блок керування та виконавчі пристрої. До вхідних пристроїв відносяться вхідні датчики та перемикач режимів роботи. Вхідні датчики перетворюють відповідні характеристики в електричні сигнали. В гідропневматичній підвісці Hydractive 3 використовуються датчики положення кузова по висоті та кутовий датчик рульового колеса. Датчик положення кузова по висоті представляє інформацію про середню висоту кузова. На автомобілі Citroen встановлюють 2 або 4 таких датчика. Датчик кута повороту рульового колеса вимірює напрямок та швидкість обертання рульового колеса. Перемикач режимів роботи забезпечує ручне (примусове) регулювання висоти кузова та жорсткості гідропневматичної підвіски.

Електронний блок управління приймає сигнали від вхідних пристроїв, обробляє їх у відповідності до закладеної програми та форматує управляючі впливи на виконавчі пристрої. В своїй роботі електронний блок управління взаємодіє з системою керування двигуном, анти блокувальною системою.

До виконавчих пристроїв системи управління Hydractive 3 відносять: електродвигун насоса; електромагнітні клапана регулювання висоти; електромагнітні клапана регулювання жорсткості; електричний коректор фар.

Електродвигун під керуванням змінює швидкість обертання, відповідно змінюється продуктивність насоса і тиск в системі. В підвісці Hydractive 3 використовуються 4 електромагнітні клапана регулювання висоти – два на передню підвіску (впускний та випускний) та два на задню підвіску (впускний та випускний). Електромагнітні клапани регулювання жорсткості розташовані в регуляторах жорсткості.

Гідропневматична підвіска Hydractive 3 забезпечує: автоматичне регулювання дорожнього просвіту; автоматичне регулювання жорсткості; примусову зміну дорожнього просвіту та жорсткості.

Автоматичне регулювання дорожнього просвіту здійснюється в залежності від швидкості руху автомобіля, якості дорожнього покриття та стиля водіння конкретної людини. При русі по автомагістралі зі швидкістю більше 110 км/год висота кузова автоматично знижується на 15 мм. За поганих дорожніх умов та швидкості нижче 60 км/год кліренс автоматично збільшується на 20 мм. В автомобілі автоматично підтримується певна висота кузова незалежно від навантаження (завантаження). Висота підйому кузова визначається об'ємом спеціальної рідини, яка циркулює в контурі системи. Об'єм рідини дозується регулятором положення кузова. Робота гідропневматичної підвіски забезпечує збереження заданого рівня полу кузова при переміщенні коліс по нерівному дорожньому покритті.

Результати дослідження. Більшість провідних автовиробників ведуть інтенсивні дослідження в даній області. В цьому сегменті ринку заявляють про себе: Lotus Cars Ltd., McLaren, Williams, Mercedes Benz, Lotus, General Motors, Cadillac, Ferrari, Ford, Lincoln, Opel, Audi, Renault, Citroen, Volvo, Mitsubishi, Toyota, Nissan. Тренд ринку полягає в тому, що якщо в 80-ті роки активні підвіски використовувались тільки в гоночних автомобілях Формули 1, в 90-ті роки – в дорожніх позашляховиках та SUV, в 2000 році – в дорожніх легкових автомобілях, то на даний час про впровадження активних підвісок говорять практично всі розробники легкових автомобілів середнього класу. Особливу увагу до активних підвісок проявляють розробники спеціалізованого транспорту – реанімаційних автомобілів швидкої допомоги, машин для перевезення спеціальних вантажів.

Висновки. Впровадження адаптивних підвісок сприяє підвищенню безлічі експлуатаційних якостей автомобіля: плавності ходу, комфортабельності, стійкості руху, довговічності, як самої машини, так і цілого ряду її вузлів та деталей. Активна підвіска надає наступні можливості: автоматична компенсація заданого кліренсу, незалежно від навантаження на передню чи задню вісь; автоматична компенсація крену кузова у випадку нерівномірного завантаження з лівої або правої сторони автомобіля; зменшення кліренсу при збільшенні швидкості руху автомобіля; можливість налаштування підвіски в ручному режимі, що і було висвітлено в виконаному дослідженні.

Список літератури: 1. *Воронов А.А.* Устойчивость, управляемость, наблюдаемость / Воронов А.А. М.: Наука, 1979. – 111с. 2. Адаптивная подвеска автомобиля [Электронный ресурс] Режим доступа : http://systemsauto.ru/pendant/adaptive_chassis.html. 3. *Павлюк А.С.* Подвески легковых автомобилей: [Учебн. пособие] / Павлюк А.С. М.: МАДИ, 1995. – 172 с. 4. Адаптивная подвеска. Устройство, принцип действия [Электронный ресурс] Режим доступа : <http://www.auto-observer.ru/sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveskaustroystvo-i-princip-deystviya-aktivnoy-podveski.html>. 5. Какими бывают активные и адаптивные подвески [Электронный ресурс] Режим доступа : <http://mens.by/technology/cars/1229-646>.

Надійшла до редколегії 28.02.2014

УДК 629.3.027

Сучасний стан розвитку активних підвісок для легкових автомобілів / В. М. Павленко, О. О. Криворучко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 54-60. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-6840.

Рассмотрены самые распространенные активные подвески, которые являются на сегодняшний день одним из важнейших направлений развития автомобильной отрасли. Определены особенности конструкции и эксплуатации подвесок активного типа, к которым относятся: пневматическая подвеска AIRMATIC Dual Control, гидравлическая подвеска Active Body Control и гидропневматическая подвеска Hidractive.

Ключевые слова: автомобиль, подвеска, активная (адаптивная) подвеска, устойчивость, управляемость, система управления.

Modern condition of the development of the active suspension for passenger cars / V. N. Pavlenko, O. A. Krivoruchko // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 54-60. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-6840.

The most widespread active suspension which are to date one of major development directions motor-car industry are considered. The features of construction and exploitation suspension of impulse-type, to which behave, are certain: pneumatic suspension of AIRMATIC Dual Control, hydraulic suspension of Active Body Control and hydropneumatic suspension of Hidractive.

Keywords: car, suspension, active (adaptive) suspension, stability, controllability, control system.

УДК 629.3+504

О. П. СМІРНОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМИ РОЗВИТКУ СУЧАСНОГО АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Проведено аналіз перспективних напрямків науково-технічного розвитку сучасного автомобілебудування. Науково обґрунтовано технічні рішення щодо створення автомобілів на найближчу перспективу. Створення сучасних автомобілів йде за різними напрямками: вдосконалення ДВЗ, застосування альтернативних джерел енергії, розроблення гібридних автомобілів та електромобілів. Зроблені висновки підтверджують актуальність та доцільність розробки гібридних силових установок автомобілів.

Ключові слова: автомобіль, електромобіль, гібридний автомобіль, альтернативні джерела енергії, економічність.

Вступ. В теперішній час зростає потреба в ефективних та екологічно чистих автотранспортних засобах. Екологічні проблеми сучасності у більшій мірі пов'язані з використанням традиційного моторного палива у двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ). Цю проблему можна вирішити за рахунок втілення прогресивних енергозберігаючих та екологічно чистих технологій у силові установки автомобілів. Тому в теперішній час провідні автомобілебудівні корпорації проводять інтенсивні розробки у різних напрямках, таких як застосування альтернативних видів палива, впровадження енергоємних накопичувачів енергії, розроблення автомобілів з електричним приводом: електромобілів та гібридних автомобілів.

Аналіз основних досягнень і літератури. В теперішній час виникає протиріччя між жорсткими нормами та вимогами до автомобілів та їх сучасним станом. Ця проблема пов'язана з невирішеними задачами, які пов'язані з тим, що в якості силових установок автомобілів застосовуються двигуни внутрішнього згорання (бензинові, дизельні або з газовим обладнанням), які, як показує аналіз, досягають піку своєї еволюції у галузі екологічної безпеки. Подальше вдосконалення ДВЗ звичайно буде здійснюватися, але сам факт споживання нафтового або газового моторного палива передбачає шкідливі сполуки у вихлопних газах автомобілів. За оцінками експертів інтенсивне зростання автомобільного парку буде продовжуватися і далі, отже, якщо не впроваджувати енергозберігаючі та екологічно чисті технології на транспорті, не розробляти альтернативні джерела живлення для автомобілів, то забруднення зовнішнього середовища буде продовжитися такими ж стрімкими темпами.

Створення сучасних автомобілів, з метою зниження викидів токсичних речовин і підвищення економічності силових енергоустановок, йде за різними напрямками:

- вдосконалення систем упорскування і згорання палива традиційних ДВЗ, застосування каталізаторів і нейтралізаторів;
- розробка новітніх енергозберігаючих технологій та систем на транспорті, це і застосування альтернативного палива та створення альтернативних силових установок, це і втілення в силову установку тягового електропривода для створення електромобілів та гібридних автомобілів [1-5].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження є підвищення екологічної безпеки та економічної ефективності автомобілів за рахунок визначення та обґрунтування перспективних напрямів розвитку сучасного автомобілебудування.

Задачами дослідження є аналіз сучасного стану автомобілебудівної галузі, визначення перспективних напрямів його розвитку та наукове обґрунтування технічних рішень щодо створення автомобілів на найближчу перспективу.

© О. П. Смирнов, 2014

Матеріали досліджень. Проблема підвищення паливної економічності та екологічної безпеки автомобілів на сучасному етапі може бути вирішена за рахунок розвитку наступних науково-технічних напрямків: подальше вдосконалення ДВЗ, застосування альтернативних джерел енергії та видів палива, розроблення автомобілів з гібридними силовими установками, впровадження електромобілів (рис. 1).

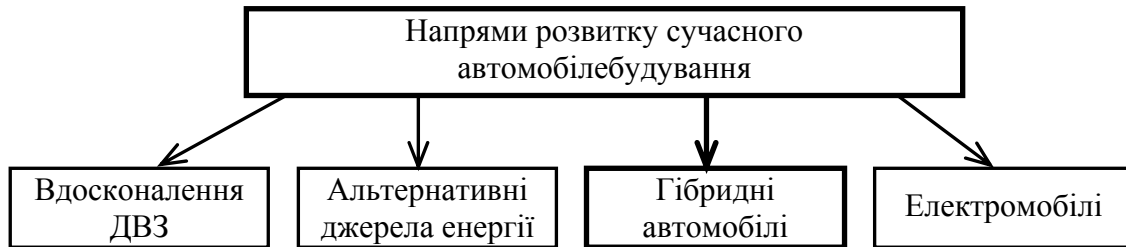


Рисунок 1 – Напрями підвищення паливної економічності автомобілів

Аналіз перспективних напрямів розвитку сучасного автомобілебудування показав, що заходи щодо вдосконалення двигунів внутрішнього згорання виявляються не дуже ефективними. Це пов'язано як з низьким коефіцієнтом корисної дії (ККД) ДВЗ, так і з особливістю експлуатації автомобілів у великих мегаполісах, наприклад, у заторах. Середня швидкість автомобілів на завантажених ділянках дороги не перевищує 5,56 м/с (20 км/год.), а потужність ДВЗ використовується менш ніж на 10 %. Крім того, сам характер руху в місті є послідовністю прискорень і гальмувань. В результаті у процесі гальмування кінетична енергія автомобіля безповоротно розсіюється в гідравлічних гальмівних системах, на відміну від автомобілів з електроприводом, які мають систему рекуперативного гальмування.

Широке розповсюдження ДВЗ обумовлено низкою переваг перед іншими типами силових установок:

- висока енергетична щільність палива, яка, навіть при невисокому ККД ДВЗ, дозволяє автомобілю здійснювати рух до 800 км на однієї заправці паливного баку;
- можливість задоволення сьогоденніми міжнародним вимогам з екологічної безпеки, але наступні екологічні вимоги автомобілі з ДВЗ можуть вже не задовольнити;
- добре відпрацьована технологія виготовлення ДВЗ, що забезпечує їх невисоку питому вартість (витрати/кВт);
- удосконалення робочого процесу призвело до високої об'ємної та масової енергоємності (кВт/м³, кВт/кг).

Основним недоліком автомобілів з ДВЗ, крім шкідливих викидів у вигляді хімічних речовин і з'єднань, є його неефективна робота, особливо при експлуатації автомобілів у великих мегаполісах в години пік. Теоретичні та експериментальні дослідження показують, що шляхом оптимізації ступеня стиснення і робочого об'єму ДВЗ може бути поліпшена експлуатаційна паливна економічність і забезпечено зниження викиду парникових газів (CO₂) в умовах міського руху не більш ніж на 20-40 %.

В даний час провідні світові виробники автомобілів впроваджують близько 100 різних моделей автомобілів, що працюють на альтернативних видах палива. В якості альтернативних видів палива розглядаються: зріджений нафтовий газ, природний газ, біометан, біопаливо і водень. До 2020 р., згідно резолюції ООН, в країнах Європи очікується збільшення таких автомобілів до 23 % від всього автопарку, з них 10 % (близько 30,5 млн. одиниць) будуть експлуатуватися на природному газі.

Найбільш перспективним видом альтернативного палива є водень. Але сучасний

рівень розвитку технологій не дозволяє використовувати водень ефективно. Виготовлення водневого палива для автомобілів в чотири рази дорожче, ніж виробництво автомобільного бензину в кількості, достатній для виробництва аналогічної кількості енергії. Крім того, залишається проблемою створення «водневої інфраструктури» – мережі заправних станцій і сервісних центрів необхідних для обслуговування автомобілів, що працюють на водневому паливі. За оцінками Аргоннської національної лабораторії, в масштабах США для цього потрібно витратити більше \$ 600 млрд. Може тому президент США Барак Обама признав безперспективним розвиток виробництва автомобілів, що працюють на водні, зробивши вибір на користь електромобілів. Він ліквідував «Фонд розвитку автомобілів з водневими двигунами» з бюджетом \$ 1,2 млрд., який був заснований його попередником Джорджем Бушем молодшим у 2003 р. Як вважає Обама, майбутнє водневої технології викликає сумніви, особливо на тлі швидкого розвитку ринку електричних транспортних засобів.

В теперішній час вирішення екологічних та економічних проблеми в сучасному автомобілебудуванні можливо за рахунок використання електричного привода, який застосовується в електромобілях та гібридних автомобілях. Увага конструкторів до автотранспортних засобів з електричною тягою підтримується також тим, що вони мають важливу перевагу – відсутність шкідливих викидів. По-друге, коефіцієнт корисної дії сучасних електричних двигунів досягає 95 %. В порівнянні, ККД бензинового двигуна в оптимальному режимі не перевищує 30 %, дизельного – 40 %, паливних елементів на водню – 60 %. Тому електромобілі відрізняються низькою собівартістю експлуатації. Але джерела енергії електромобілів – тягові акумуляторні батареї (АКБ) – поки не можуть конкурувати з бензином, газом або дизельним паливом за щільністю енергії. Наприклад, паливний бак автомобіля ємністю 50 л акумулює 2.35 ГДж енергії, відповідаючи щільності енергії 47 ГДж/м³ (13 МВт·год./м³). Тому основним недоліком електромобілів є недостатня ємність тягових акумуляторних батарей, від чого запас ходу електромобілів не надто великий.

Проблема невеликого пробігу електромобілів виникає через низьку щільність енергії акумуляторних батарей. Питома енергоємність накопичувачів та джерел енергії, що використовуються в силових установках автомобілів, з урахуванням максимального ККД перетворення енергії зведена у табл. 1.

Таблиця 1 – Питома енергоємність накопичувачів та джерел енергії для автомобілів

Джерело енергії	ККД, %	Питома енергоємність, кВт·год./кг	Питома енергоємність з урахуванням ККД, кВт·год./кг
Водень	60	38	22,8
Бензин, дизельне паливо, газ	30	12...14	3,6...4,2
Свинцева-кислотна АКБ	50	0,04	0,02
Нікель-метал-гідридна АКБ	80	0,08	0,064
Літієва АКБ	90	0,15	0,135
Суперконденсатори	95	0,006	0,006

Електромобілі – це, безумовно, перспективний напрямок розвитку автомобілебудування. Вже декілька років випускаються серійні електромобілі: Nissan LEAF, Mitsubishi i-MiEV, Tesla S та ін. В списку компаній, що готуються до серійного випуску повноцінних автомобілів на електричній тязі – Hyundai, Subaru, BMW, Audi, Mercedes, Volkswagen, Peugeot та багато інших відомих корпорацій. Але без якісного стрибка енергетичних характеристик акумуляторних батарей та без значного зниження їх вартості електромобілі будуть мати обмежений попит серед споживачів автомобілів. Поки електромобілі, порівняно з традиційними автомобілями з ДВЗ, поступаються їм за технічними характеристиками, ціною та зручністю експлуатації.

Результати досліджень. На сучасному етапі розвитку автомобілебудування доцільно розробляти гібридну технологію, тому що електромобілі та інфраструктура зарядних станцій ще не набули широкого розповсюдження. Гібридна силова установка синергетично об'єднує позитивні властивості двигуна внутрішнього згоряння та електричного двигуна. Це відбувається за рахунок використання електропривода, який допомагає або повністю заміняє ДВЗ в неекономічних режимах роботи, коли споживання палива та токсичність вихлопу максимальна. Електричні двигуни вже з малих обертів забезпечують високий обертовий момент та достатню потужність, не витрачаючи паливо і не забруднюючи навколишнє середовище. Бензиновий двигун дозволяє розвинути високу швидкість автомобіля та одночасно заряджати тягові акумуляторні батареї. Робота у гібридному режимі дозволяє кожному джерелу енергії працювати в оптимальному режимі, забезпечуючи автомобілю високу динамічність і паливну економічність.

Найбільш зручними в експлуатації є гібридні автомобілі, які мають режим електромобіля та які здатні накопичувати енергію в акумуляторній батареї безпосередньо від стаціонарних джерел електричної енергії (система plug-in hybrid). Це обумовлено суттєво нижчою вартістю кВт·год., що отримані від електричної мережі, в порівнянні з вартістю кВт·год., що одержані з генераторних установок ДВЗ, які отримують енергію від бензину, дизпалива або газу.

Науково-дослідні роботи, що проводяться на кафедрі автомобільної електроніки ХНАДУ, підтверджують доцільність розробки автомобілів з гібридною силовою установкою. Колектив авторів розробив прототип гібридного автомобіля на базі автомобіля ЗАЗ Ланос Пікап, який наданий ПАТ «ЗАЗ» для проведення науково-дослідних робіт та подальшого впровадження гібридної силової установки у виробництво. В якості накопичувача електричної енергії в розробленому гібридному автомобілі використовуються 20 літій-залізо-фосфатних акумуляторних батарей Thunder Sky TS - LFP90AH, а їх заряд здійснюється в трьох режимах: від стаціонарної електричної мережі 220 В, 50 Гц, від системи ДВЗ-генераторна установка та від тягової електричної машини при рекуперації гальмівної енергії автомобіля. Привід тягового електричного двигуна здійснюється на вторинний вал коробки передач через полікліновий ремінь.

Проведені дорожні випробування гібридного автомобіля ЗАЗ Ланос Гібрид показали, що при русі автомобіля на відстань до 50 км, особливо в міському циклі руху, електричний двигун є основним, тому, що під час простою в заторах, руху з місця, набору швидкості до 30-40 км/год. і гальмуванні відбувається виключно на електроприводі. Саме на цих режимах ДВЗ працює в неекономічних режимах, тому еквівалентна витрата палива не перевищує 4л/100 км. При подальшому прискоренні автомобіля підключається ДВЗ, енергія від якого використовується для руху, як у базовому автомобілі та для заряду тягових акумуляторних батарей. Запас ходу

модернізованого автомобіля в режимі електромобіля на одному заряді акумуляторних батарей становить 30-35 км в залежності від умов руху. У режимі гібридного автомобіля в міському режимі руху економія палива становить 30-50 % (залежно від пройденої відстані та умов руху).

Висновки. Основними напрямками розвитку дорожніх транспортних засобів є підвищення економічної ефективності, екологічної чистоти та експлуатаційних властивостей. Створення сучасних та перспективних автомобілів йде за різними напрямками: вдосконалення ДВЗ, застосування альтернативних джерел енергії, розроблення гібридних автомобілів та електромобілів. На сучасному етапі розвитку автомобілебудування доцільно розробляти гібридну технологію. Це підтверджується дослідженнями, що проводяться на кафедрі автомобільної електроніки ХНАДУ, в результаті яких розроблений гібридний автомобіль на базі ЗАЗ Ланос Пікап. Отримані результати дорожніх випробувань модернізованого автомобіля підтверджують актуальність та доцільність розробки гібридних силових установок автомобілів.

Список літератури: 1. *Бажинов О. В.* Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / *О. В. Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, В. Я. Двадненко.* – Х.: ХНАДУ, 2011. – 236 с. 2. *Смирнов О. П.* Шляхи вдосконалення гібридних силових установок автомобілів / *О. П. Смирнов, О. І. Репницький* // Вестник ХНАДУ. – 2010. – № 49. – С. 26–28. 3. *Смирнов О. П.* Концептуальні рішення створення екологічно чистих автотранспортних засобів з електроприводом / *О. П. Смирнов* // Вестник ХНАДУ. – 2011. – № 55. – С. 52–57. 4. *Смирнов О. П.* Модернизация легкового автомобиля в гибридный / *О. П. Смирнов* // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: Материалы международной научно-практической конференции. Том 1. Модернизация наземных транспортно-технологических машин и комплексов. Транспорт. Теоретические разработки и проектирование. Практика применения, эксплуатация и сервис: г. Пермь, Россия, Изд-во ПНИПУ. – 2013. – С. 336-343. 5. *Смирнов О. П.* Гибридная силовая установка для транспортных средств / *О. П. Смирнов, А. Б. Богаевский, А. О. Смирнова* // – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2013. – № 139 – С. 207-211.

Надійшла до редколегії 05.03.2014

УДК 629.3+504

Перспективні напрями розвитку сучасного автомобілебудування / О. П. Смирнов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 61-65. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен аналіз перспективних напрямлений науково-технічного розвитку сучасного автомобілебудування. Створення сучасних автомобілів йде по різних напрямках: вдосконалення ДВС, застосування альтернативних джерел енергії, розроблення гібридних автомобілів та електромобілів. Сформульовані висновки, які підтверджують актуальність і доцільність розробки гібридних силових установок автомобілів.

Ключевые слова: автомобиль, электромобиль, гибридный автомобиль, альтернативные источники энергии, экономичность.

Perspective directions of the development of the modern autoindustry / O. P. Smyrnov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 61-65. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-6840.

The analysis of the promising areas of scientific and technological development of the modern automobile. Creating modern cars are in different directions: improving the engine, the use of alternative energy sources, the development of hybrid and electric vehicles. Formulated conclusions that confirm the relevance and feasibility of developing hybrid propulsion vehicles.

Keywords: car, electric, hybrid car, alternative energy, economy.

УДК 621.318

А. Ю. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ»;
В. Б. ФИНКЕЛЬШТЕЙН, д-р техн. наук, проф., ХНУГХ им. А. Н. Бекетова,
 Харьков;
Т. В. ГАВРИЛОВА, канд. физ.-мат. наук, доц., ХНАДУ, Харьков

ВНЕШНЯЯ РИХТОВКА КУЗОВОВ АВТОТРАНСПОРТА С ПОМОЩЬЮ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИ ПРЯМОМ ПРОПУСКАНИИ ИМПУЛЬСНОГО ТОКА

В статье предложены принципиальные решения модельных конструкций электродинамических систем, принцип действия которых основан на силовом взаимодействии параллельных проводников с однонаправленными токами, позволяющими устранить вмятины в кузовах автомобилей. Продемонстрировано реальную работоспособность предложенного инструмента внешней магнитно-импульсной рихтовки конкретными вычислениями.

Ключевые слова: внешняя рихтовка, индукторная система, однонаправленный ток.

Постановка проблемы. В результате механического воздействия в металлических кузовах автомобилей возможно появление вмятин различного размера сфероидальной или конической формы. Традиционная рихтовка с внутренней стороны кузовной обшивки зачастую невозможна из-за отсутствия доступа, так как здесь могут присутствовать рёбра жёсткости, разного рода электротехническое, электронное и другое оборудование [1].

Анализ публикаций. Описание традиционных подходов к устранению вмятин в металлических обшивках автомобильных кузовов контактными механическими методами дано, например, в [2]. Не останавливаясь на перечислении недостатков, связанных с физическими основами их действенности, следует отметить появление прогрессивных предложений по использованию магнитно-импульсных методов притяжения заданных участков листовых металлов, позволяющих осуществлять операции рихтовки с внешней стороны автомобильного кузова без какого-либо механического контакта с возможным сохранением защитного лакокрасочного покрытия [3,4,5]. Аналогично известным обрабатывающим технологиям в машиностроении магнитно-импульсные методы кузовного ремонта реализуются с помощью оборудования, включающего две основные составляющие: источник мощности и инструмент [6]. Последний, в специальной литературе получил название «индукторной системы», и представляет собой технически довольно сложное устройство, принцип действия которого основан на силовом взаимодействии полей и токов. В ряде случаев, когда требование сохранения защитного покрытия не является определяющим и допускается контакт с объектом обработки, инструмент магнитно-импульсного метода можно упростить, если использовать «прямое пропускание тока» через металл устраняемой вмятины. Впервые принципиальное предложение такого рода было сформулировано авторами работ [7,8]. Помимо технической простоты, его несомненным достоинством является возможность работы как с магнитными (сталь), так и с немагнитными (алюминий) металлами кузовных покрытий автомобилей. Практическая реализация инструментов с «прямым пропусканием тока» требует дальнейших разработок конструктивного исполнения с последующей практической апробацией.

Цель настоящей работы – предложение принципиальных решений, а также теоретическое и экспериментальное обоснование работоспособности модельных

© А. Ю. Бондаренко, В. Б. Финкельштейн, Т. В. Гаврилова, 2014

конструкций электродинамических систем, принцип действия которых основан на силовом взаимодействии параллельных проводников с однонаправленными токами, позволяющих устранить (рихтовку) вмятин в кузовах автомобилей.

Оборудование. В целом, комплекс для рихтовки вмятин в кузовных элементах автомобилей показан на рис.1а. Как было ранее отмечено, он состоит из двух крупных составляющих: первая – это источник мощности, обеспечивающий питание инструмента, а вторая составляющая – это собственно инструмент метода.

Источник мощности (в общепринятых терминах специальной литературы – это магнитно-импульсная установка [6]) включает зарядное устройство, батарею емкостных накопителей, коммутаторы и др.

Инструмент метода, получивший в специальной литературе название – «индукторная система» [6], включает исполнительный орган – «основной токопровод» или просто «индуктор» и металл участка с вмятиной – «обрабатываемую заготовку».

Один из вариантов конструктивного исполнения предлагаемого инструмента для удаления вмятин с параллельным подсоединением основного токопровода и участка листовой заготовки с вмятиной иллюстрируется схемой на рис.1б.

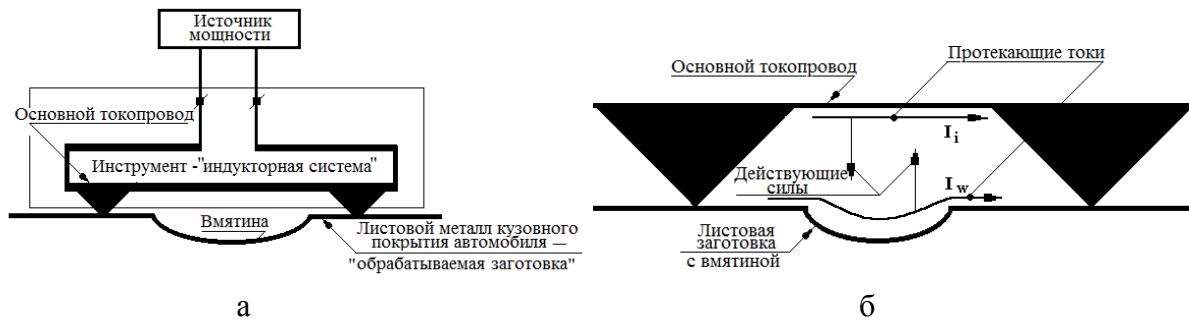


Рисунок 1 – Схематическая иллюстрация комплекса для рихтовки с инструментом, принцип действия которого основан на притяжении проводников с однонаправленными токами (закон Ампера): а принципиальная схема комплекса в целом; б физическая схема возбуждения механических сил притяжения при взаимодействии тока в основном токопроводе – I_i с током в металле листовой заготовки с вмятиной – I_w .

Через кабель высокого напряжения индукторная система подключается к источнику мощности. Рабочая часть инструмента – индуктор накладывается на поверхность кузова с вмятиной (напомним, что в специальных терминах – эта часть кузова названа «обрабатываемой заготовкой»). Электрические выводы основного токопровода – индуктора должны войти в плотный электрический контакт с металлом обшивки кузова и обеспечить минимальное переходное сопротивление.

В реальных условиях это может обеспечиваться, например, притяжением за счёт применения мощных электромагнитов, которые устанавливаются по краям основного токопровода непосредственно в области контактов. Может оказаться, что таковые не нужны совсем, и для обеспечения требуемого контакта будет вполне достаточно физического усилия со стороны оператора, работающего с инструментом. В конечном итоге, каким образом должен осуществляться требуемый электрический контакт будет зависеть от токового режима работы инструмента. Ответ на данный вопрос могут дать только исследования с конкретной работоспособной электродинамической системой, практически позволяющей выполнение заданной производственной операции.

Работа комплекса. После подачи источником мощности импульса напряжения на электрический вход индукторной системы, в её цепи (состоит из токопроводов, основного токопровода и участка металлического кузова с вмятиной) будет протекать ток. В рабочей зоне индукторной системы (область вмятины) этот ток в соответствии электрической схемой параллельного соединения проводников разделяется и будет протекать по контурам: первый – это основной токопровод индуктора (ток – I_i), а второй – это участок кузова с вмятиной (ток – I_w). Токи в элементах указанного контура будут иметь одинаковое направление. По закону Ампера между ними возникают мощные ponderomotorные силы, под действием которых произойдёт притяжение деформированного участка кузова к жёстко зафиксированному основному токопроводу – индуктору.

В результате, реализуется предлагаемая производственная операция по устранению вмятины в обшивке кузова автомобиля.

Следует отметить, что параллельное электрическое соединение основного токопровода индуктора и металла кузова – обрабатываемой заготовки не обязательное условие практической действенности данной электродинамической системы. Соединение может быть и последовательным. Главным требованием работоспособности является требование протекания токов в одном направлении.

Оценка электродинамических и температурных показателей. Поскольку классическая формулировка закона Ампера дана для постоянных токов в вакууме [9], расчёты параметров протекающих электромагнитных процессов, возбуждаемых механических усилий и возможных температурных режимов в первом приближении можно провести именно для этой идеализации. Хотя практически, токовые импульсы, у которых время нарастания и спада много меньше длительности собственно сигнала, можно считать «постоянными» при достижении амплитудного значения.

Для проведения расчётов необходимо выбрать конкретную модель инструмента, позволяющую реализацию ранее сформулированного принципа действия. В качестве таковой возьмём конструкцию и соответствующую электрическую схему замещения, представленные на рис.2.

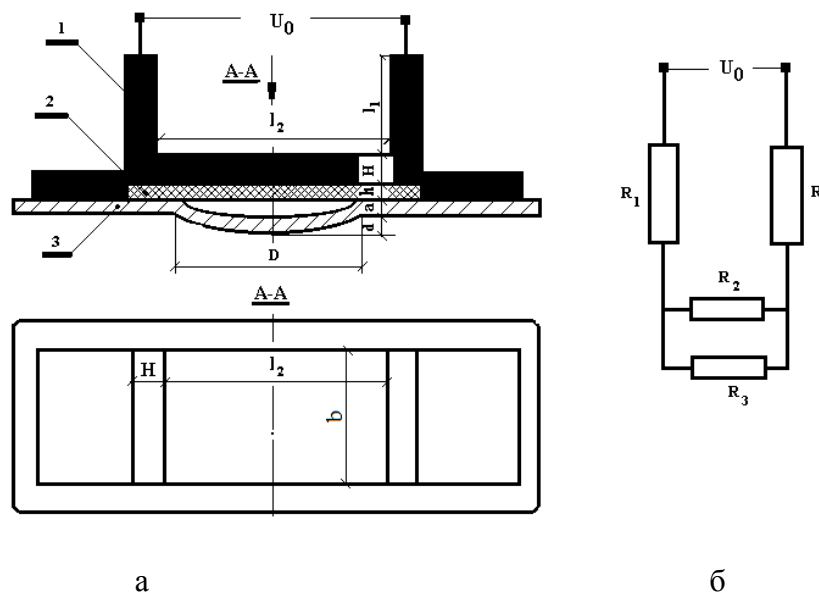


Рисунок 2 – Расчётная модель: а конструкция; б электрическая схема замещения

Постановка задачі.

Дано:

1) Соответственно рисунку индуктор представляет собой металлический виток прямоугольной формы со сторонами: l_1 – длина токоподводов; l_2, b, H – длина, ширина, толщина основного токопровода, соответственно, общая длина токоподводов и основного токопровода – $l = 2l_1 + l_2$.

2) Основание индуктора (основной токопровод) – рабочая зона отделяется от листовой заготовки изолирующей прокладкой толщиной – h .

3) Электрическое соединение прямоугольного витка индуктора с листовой заготовкой осуществляется по основаниям двух уголков, расположенных с внешних сторон токоподводов.

4) Листовая заготовка – стальной лист с удельной электропроводностью: $\gamma_w = 0,15 \cdot 10^7 \frac{1}{\text{Ом} \cdot \text{м}}$ (данное значение электропроводности – минимальная величина для существующих сталей).

5) Размеры листовой заготовки в рабочей зоне: l_2 – длина, b – ширина, a – толщина.

6) В листовой заготовке существует вмятина полусферической формы с диаметром на поверхности листа – D , глубиной – d .

Найти:

1) Ток в индукторе – I_i , обеспечивающий развитие силового воздействия с амплитудой – F .

2) Температуры нагрева индуктора и заготовки при протекании тока в индукторе – I_i .

Расчётные соотношения.

При подключении напряжения к токоподводам индуктора в системе протекает суммарный ток – I , разветвляющийся по двум параллельным контурам, первый из которых – это основание витка (основной токопровод), второй – часть листовой заготовки, находящейся в рабочей зоне.

Ток в рабочей зоне витка (основание) – I_i , ток в заготовке (область вмятины в металле кузова) – I_w .

Общий ток – $I = I_i + I_w$.

Токи протекают в одном направлении, следовательно, между основанием витка индуктора и листовой заготовкой согласно рис.2а будет иметь место притяжение с силой – F , определяемой законом Ампера [9].

$$F = \frac{\mu_0}{2\pi} \cdot I_i \cdot I_w \cdot \frac{D}{(d + h)}, \quad (1)$$

где $(d + h)$ – расстояние между проводниками, μ_0 – магнитная проницаемость вакуума,

$$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \frac{\text{А}}{\text{м}}.$$

При равенстве площадей основного токопровода и деформируемого участка заготовки токи в параллельных контурах, согласно электрической схеме замещения связаны, соотношением [10]

$$I_w = I_i \cdot \frac{1}{\alpha}, \quad (2)$$

где $\alpha = \frac{\gamma_i \cdot H}{\gamma_w \cdot a}$.

Подставляя (2) в (1), находим, что заданную величину силы воздействия на листовую заготовку можно получить при токе

$$I_i = \sqrt{2\pi \cdot \alpha \cdot \frac{F}{\mu_0} \cdot \frac{(d+h)}{D}} \quad (3)$$

Суммарное сопротивление индукторной системы (включая виток и заготовку) в соответствии с электрической схемой замещения при постоянном токе будет равно [10]:

$$R = \frac{1}{\gamma_i} \cdot \frac{l_2}{H \cdot b} \cdot \left[2 + \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{\alpha}{1 + \alpha} \right]. \quad (4)$$

Температуры нагрева индуктора и заготовки при протекании прямоугольного импульса тока с длительностью – t_i может быть вычислена по формулам

а) индуктор,

$$\Delta T_i^o = \left(\frac{I_i}{b \cdot H} \right)^2 \cdot \frac{t_i}{\gamma_i \cdot \rho_i \cdot c_i}, \quad (5)$$

где ρ_i, c_i – плотность и удельная теплоёмкость материала индуктора;

б) заготовка,

$$\Delta T_w^o = \left(\frac{I_w}{b \cdot a} \right)^2 \cdot \frac{t_i}{\gamma_w \cdot \rho_w \cdot c_w}. \quad (6)$$

где ρ_w, c_w – плотность и удельная теплоёмкость материала заготовки.

Пример расчёта.

Задано:

1. Геометрия системы:

$$l_1 = l_2 = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; b = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; a = 10^{-3} \text{ м}; H = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}, h = 10^{-3} \text{ м}, D = 4 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

2. Пусть виток индуктора выполнен из меди. Обрабатывается листовая заготовка из стали. Физические параметры металлов:

$$\text{медь} - \gamma_{cu} = 6 \cdot 10^7 \frac{1}{\text{Ом} \cdot \text{м}}, \rho_{cu} = 9000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, c_{cu} = 437 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\text{сталь} - \gamma_{steel} = 0.15 \cdot 10^7 \frac{1}{\text{Ом} \cdot \text{м}}, \rho_{steel} = 7500 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, c_{steel} = 483 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

3. Необходимые силы притяжения по справочным данным:
 $F \leq 1000 \text{ Н}.$

Вычисления:

1) формула (2): $\alpha = \frac{\gamma_i}{\gamma_w} \cdot \frac{H}{a} = \frac{6 \cdot 10^7}{0.15 \cdot 10^7} \cdot \frac{2 \cdot 10^{-3}}{10^{-3}} = 80;$

2) ток в индукторе, формула (3):

$$I_i = \sqrt{2\pi \cdot \alpha \cdot \frac{F}{\mu_0} \cdot \frac{(d+h)}{D}} = \sqrt{2\pi \cdot 80 \cdot \frac{1000}{4\pi \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{4 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-2}}} \approx 200 \text{ кА};$$

3) ток в заготовке, формула (2):

$$I_w = \frac{I_i}{\alpha} = \frac{200}{80} = 2,5 \text{ кА}.$$

Примечание.

Если токи одинаковы, то их амплитуды для развития заданной величины силы должны составлять $I_i \approx I_w \approx 22 \text{ кА}.$

4) Нагрев индуктора, формула (5):

$$\Delta T_i^o = \left(\frac{I_i}{b \cdot H} \right)^2 \cdot \frac{t_i}{\gamma_i \cdot \rho_i \cdot c_i} \approx 10^4 \cdot t_i.$$

Во временном интервале – $t_i \leq 10^{-3} \text{ с}$ повышение температуры нагрева должно составить $\sim \Delta T_i^o \leq 10^o.$

5) Нагрев заготовки, формула (6):

$$\Delta T_w^o = \left(\frac{I_w}{b \cdot a} \right)^2 \cdot \frac{t_i}{\gamma_w \cdot \rho_w \cdot c_w} \approx 372 \cdot t_i.$$

Во временном интервале – $t_i \leq 10^{-3} \text{ с}$ повышение температуры нагрева должно составить $\sim \Delta T_i^o \leq 0.372^o.$

Выводы. Полученные результаты показали, что

- для внешней рихтовки вмятин в металлических покрытиях автомобильных кузовов в качестве инструмента предложена электродинамическая система, принцип действия которой основан на силовом взаимодействии однонаправленных больших токов;

- вычисления, выполненные для принятой модели электродинамической системы с прямым пропуском постоянного тока, продемонстрировали реальную

работоспособность предложенного инструмента внешней магнитно-импульсной рихтовки.

Список литературы. 1. *Бажинов А. В.*, Использование энергии импульсных магнитных полей в автомобильной промышленности. / *А. В. Бажинов, Ю. В. Батыгин, Е. А. Чаплыгин* //Сб. научных трудов Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. - Харьков. - 2005. - Выпуск 16. - С.349-353. 2. <http://auto-remont.com.ua/rihtovka.html>. 3. *Meichtry R.*, Dent Removing Method and Device. International Patent Application WO2006/119661 A1, 2006. 4. *Batygin Y. V.*, Pulsed Electromagnetic Attraction of Sheet Metals – Fundamentals and Perspective Applications / *Y. V. Batygin., S. F. Golovashchenko, A. V. Gnatov* //Journal of Materials Processing Technologies. – Elsevier: 2013. 213, PP. 444-452. 5. *Batygin Y. V.*, Pulsed Electromagnetic Attraction of non-magnetic Sheet Metals. Applications / *Y. V. Batygin., S. F. Golovashchenko, A. V. Gnatov* // Journal of Materials Processing Technologies. – Elsevier: 2014. 214, PP. 390-401. 6. *Батыгин Ю. В.*, Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. Том 1. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий / *Ю. В. Батыгин, В. И. Лавинский, Л. Т. Хищенко* // Издание второе, переработанное и дополненное. Под общей ред. д.т.н., проф. Батыгина Ю. В.– Харьков: изд. МОСТ-Торнадо. 2003. – 284 с. 7. *Батыгин Ю. В., Лавинский В. И., Хищенко Л. Т.*, Физические основы возможных направлений развития магнитно-импульсной обработки тонкостенных металлов.// *Електротехніка і електромеханіка*. Харків. 2004, №2, С.80-84. 8. *Батыгин Ю. В.*, Инструмент для магнитно-импульсного притяжения листовых заготовок / *Ю. В. Батыгин, В. И. Лавинский, Л. Т. Хищенко* //Авиационно-космическая техника и технология.2007.№11(47). – СС.44 – 51. 9. *Яворский Б. М.* Справочник по физике / *Б. М. Яворский, А. А. Детлаф*. – М.: Наука, 1974. – 940 с. 10. *Нейман Л. Р., Демирчян К. С.*, Теоретические основы электротехники. Часть 2. Теория линейных электрических цепей / *Л. Р. Нейман, К. С. Демирчян* – Л.: Энергия, 1967. – 340 с.

Надійшла до редколегії 01.02.2014

УДК 621.318

Внешняя рихтовка кузовов автотранспорта с помощью электродинамических систем при прямом пропускании импульсного тока / А. Ю. Бондаренко, В. Б. Финкельштейн, Т. В. Гаврилова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 66-72. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті запропоновані принципи рішення модельних конструкцій електродинамічних систем, принцип дії яких заснований на силовому взаємодії паралельних провідників з односпрямованими струмами, що дозволяють усунення вм'ятин в кузовах автомобілів. Продемонстровано реальну працездатність запропонованого інструменту зовнішньої магнітно-імпульсної рихтування конкретними обчисленнями.

Ключові слова: зовнішнє рихтування, індукторна система, односпрямований струм.

External straightening basket of the motor transport by means of electro dynamic of the systems at direct drive pulsed current / A. Yu. Bondarenko, V. B. Finkelishteyn, T. V. Gavrilova // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 66-72. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The paper proposes the fundamental solution of model structures electrodynamic systems, whose operation is based on the force interaction of parallel conductors with unidirectional currents, allowing the removal of dents in the body of car. Proposed design concept tool for removing dents with parallel connection of the conduction and a site of sheet metal with a dent is offered. Demonstrated the real efficiency of the proposed instrument of external magnetoimpuls straightening by concrete calculations.

Key words: external straightening, induction system, unidirectional current.

УДК 614.846.6

С. А. ВІНОГРАДОВ, канд. техн. наук, ст. викладач НУЦЗ України, Харків;

О. М. СЕМКО, д-р техн. наук, проф., проф. ДонНУ, Донецьк;

Я. В. ШМИТЬКО, студент ДонНАБА, Донецька область, Макіївка;

М. В. БЕЗКРОВНАЯ, канд. техн. наук, с.н.с., ДонНУ

РОЗРОБКА КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ ОСНОВНОГО ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ ЦІЛЬОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ДЛЯ ГАСІННЯ ПОЖЕЖ ГАЗОВИХ ФОНТАНІВ

В роботі запропонована компоновальна схема основного пожежного автомобіля цільового призначення для гасіння газових фонтанів, який складається з базового шасі – вантажного автомобіля підвищеної прохідності Зил 131 Н, та установки пожежогасіння «Фонтан», яка реалізує імпульсний залповий викид вогнегасної речовини. Застосування вказаної конструкції пожежного автомобіля дозволить підвищити дальність ефективного гасіння пожеж газових фонтанів шляхом використання струменів води високої швидкості.

Ключові слова: пожежний автомобіль, компоновальна схема, газовий фонтан, установка пожежогасіння.

Вступ. Основні пожежні автомобілі цільового призначення застосовуються для доставки до місця пожежі особового складу, вогнегасних речовин і пожежно-технічного обладнання та гасіння пожеж на промислових підприємствах, відомчих об'єктах хімічної, нафтовидобувної та нафтопереробної промисловості та ін. .

Для гасіння газових фонтанів пожежно-рятувальні підрозділи використовують основний пожежний автомобіль цільового призначення – автомобіль газоводяного гасіння (АГВГ). Він складається з базового шасі та установки пожежогасіння. У якості базового шасі використовується вантажний автомобіль підвищеної прохідності, а у якості установки пожежогасіння – турбореактивний двигун, у потік відпрацьованих газів якого додатково вводять струмені води. У газоводяному струмені автомобіля міститься близько 60% води і 40% газу, на виході з сопла концентрація кисню не більше 14%, по мірі віддалення від сопла вміст кисню збільшується і в робочому перетині, тобто на відстані 12-15 м складає 17-18%. Вода частково випаровується, потрапляючи в струмінь розпеченого газу, а в зону горіння вода потрапляє в розпиленому стані.

АГВГ реалізує безперервну доставку вогнегасної речовини в зону горіння, при цьому максимальна ефективна дальність гасіння складає 15 м, що є значним недоліком, адже газовий фонтан, що горить, випромінює велику кількість тепла, а значить на такій відстані є небезпека для особового складу, що задіяний при гасіння пожежі. Крім того, для роботи АГВГ необхідна велика кількість води, що в тих умовах, в яких проводиться видобуток газу, є складною задачею. Збільшити дальність ефективного гасіння і, водночас, зменшити витрати води на гасіння можна шляхом її імпульсної доставки.

Імпульсна доставка вогнегасної речовини в зону горіння – найбільш перспективний напрямок розвитку засобів боротьби з пожежами різних класів і, зокрема, пожеж газових фонтанів. Перевагами імпульсного пожежогасіння є: підвищення ефективності гасіння за рахунок збільшення дисперсності струменю, збільшення дальності подачі вогнегасної речовини і підвищена мобільність установок гасіння.

На Україні розроблені та активно застосовуються возимі пневматичні порошкові полумяподавачі ППП-200, які містять 200 кг вогнегасного порошку, що викидається за один постріл [1]. Їх недоліком є мала дальність ефективного гасіння (до 20 м) та негативний вплив вогнегасного порошку на шкіру, органи дихання і центральну нервову систему людини, а також на навколишнє середовище.

Щодо технічних засобів, які створені на базі інженерної техніки то слід відмітити пожежні машини імпульсного пожежогасіння Імпульс-1, Імпульс-2, Імпульс-3М, а також Імпульс-Шторм, що створені на базі танкових шасі [2]. Головними недоліками "Імпульсів" є негативний вплив, який чинить вогнегасний порошок на організм людини і навколишнє середовище, складність конструкції, висока вартість пристрою і великі витрати вогнегасного порошку (300-1500 кг за постріл).

Найбільш безпечною вогнегасною речовиною з точки зору впливу на людину і навколишнє середовище є вода. Застосування її для гасіння газових фонтанів в імпульсному режимі подачі реалізовано фірмою iFEX у вигляді установок залпового водяного пожежогасіння, встановлених на шасі позашляховика, вертольота або танка Leopard 1 [3]. Однак безвідмовність роботи складних систем Fire Commander не перевірена в умовах роботи у прифонтанній зоні – при високій температурі навколишнього середовища і забрудненому повітрі. Крім цього, Fire Commander дуже дорогий.

У Національному університеті цивільного захисту України спільно з Донецьким національним університетом протягом значного часу ведуться розробки водної системи пожежогасіння імпульсної дії для гасіння газових фонтанів (ВСПД) за допомогою струменів рідини високої швидкості. На сьогоднішній день розроблена схема ВСПД, створений її дослідний зразок, проведені дослідження з гасіння макетного вогнища пожежі класу С (пожежі горючих газів), визначені залежності швидкості водного струменя від дальності до фонтану, визначені особливості розповсюдження такого струменя та його взаємодії з фонтаном, що горить [1]. Авторами отриманий патент [4] на конструкцію установки гасіння пожеж газових фонтанів.

Мета дослідження. Метою цієї статті є розробка компоувальної схеми основного пожежного автомобіля цільового призначення для гасіння пожеж газових фонтанів, до складу якого входить установка пожежогасіння та базове шасі, з урахуванням особливостей його експлуатації.

Виклад основного матеріалу. Основний пожежний автомобіль цільового призначення для гасіння пожеж газових фонтанів повинен складатися з установки пожежогасіння та базового шасі.

Особливості утворення струменя рідини високої швидкості в ВСПД, що пропонується, викладені в [1]. В результаті чисельних розрахунків були визначені основні гідродинамічні параметри ВСПД для гасіння газових фонтанів. Ескіз пропонованої системи і її основні розміри наведено на рис. 1.

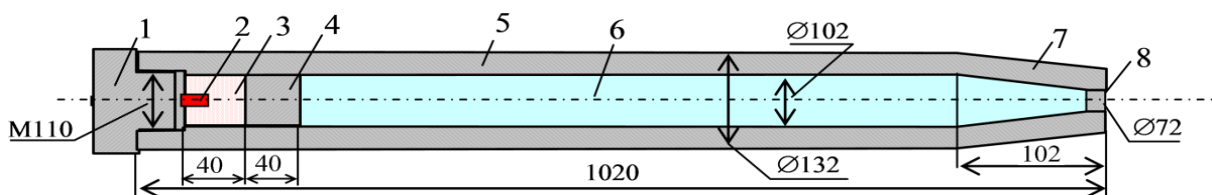


Рисунок 1 – Ескіз ВСПД: 1 – притискна гайка (затвор), 2 – капсуль (запальник), 3 – патрон з порохом, 4 – пиж для штовхання води, 5 – ствол, 6 – вода, 7 – конічне сопло, 8 – заглушка

Робота таких систем описується системою наступною рівнянь внутрішньої балістики [1]

$$\frac{dm_w}{dt} = -u_s F_s \rho_0 = Q_w; \quad (1)$$

$$\frac{dp_g}{dt} = \frac{(k-1)qQ_g + ka_1 p_g Q_w - \alpha_1 p_g Q_g}{V_g + ka_2 p_g}; \quad (2)$$

$$\frac{dm_g}{dt} = m_{p0} \chi_1 \sigma u_{p1} = Q_g; \quad (3)$$

$$\frac{dz}{dt} = \frac{u_1}{h_1} p_g = u_{p1}; \quad (4)$$

$$V_g = V_{g0} + (V_{w0} - a_1 m_w) + \alpha_1 m_g. \quad (5)$$

де u_s – швидкість витікання струменя із сопла; t – час; $z = h/h_1$ – відносна товщина шару пороху, що згорів, $2h_1$ – початкова товщина порохового зерна, h – товщина шару пороху, що згорів, u_1 і q – постійна швидкості горіння та питома теплота згоряння пороху, V_g , m_g і p_g – об'єм, маса і тиск порохових газів, m_{p0} – початкова маса пороху, χ_1 – коефіцієнт, що визначається формою порохового зерна, $\sigma(z)$ – відносна площа поверхні горіння, k – показник адиабати продуктів згоряння пороху, $\alpha_1 = 1/\rho_p - \alpha$ – поправка, що враховує власний об'єм молекул порохових газів, ρ_p – густина твердого пороху, m_w – поточна маса рідини в водометі; F_s – площа поперечного перерізу сопла; a_0 – швидкість звуку в рідині при атмосферному тиску; ρ_0 – густина рідини; V_{w0} – початковий об'єм рідини; a_1 і a_2 – змінні величини.

Початкові умови для системи (1) – (5) наступні

$$z = 0; V_g = V_{g0}; m_g = m_{g0}; p_g = p_{g0}; x_g = 0. \quad (6)$$

За системою (1) - (6) проведені розрахунки параметрів пострілу ВСПД, результати яких наведені на рис. 2.

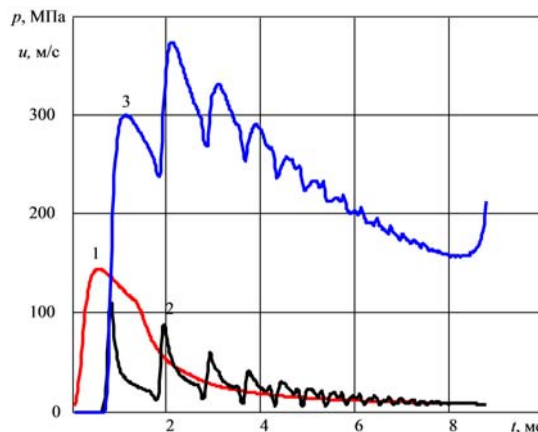


Рисунок 2 – Результати розрахунку параметрів пострілу установки пожежогасіння:
1 – тиск порохових газів; 2 – тиск води; 3 – швидкість струменя

В результаті аналізу пристроїв для гасіння газових фонтанів, гідродинамічних параметрів ВСПД і експериментальних досліджень гасіння макетних вогнищ за допомогою дослідного зразка ВСПД були визначені тактико-технічні дані установки пожежогасіння «Фонтан», які призначені для гасіння газових фонтанів за допомогою імпульсних струменів рідини високої швидкості. Технічні характеристики пропонованої установки наведені в таблиці 1. Установка пожежогасіння розташовується на відкритій платформі базового шасі на опорно-поворотному пристрої, за допомогою якого вона обертається на 360° відносно своєї вісі.

Таблиця 1 – Тактико-технічні дані установки «Фонтан»

Характеристики одного ствола установки	
Швидкість імпульсного струменю	350 м/с
Маса заряду рідини	7,5 кг
Маса порохового заряду	0,140 кг
Довжина ствола	1020 мм
Внутрішній діаметр ствола	102 мм
Зовнішній діаметр ствола	132 мм
Маса ствола	45 кг
Імпульс струменя	2000 Н·с
Тривалість пострілу	8 мс
Швидкість віддачі ствола при пострілі	40 м/с
Сила віддачі при пострілі	$2,5 \cdot 10^5$ Н
Характеристики установки вцілому	
Швидкість імпульсного струменю	350 м/с
Кількість стволів	20
Вогнегасна рідина	вода
Маса заряду рідини	150 кг
Маса порохового заряду	2,8 кг
Мобільність	самохідна
Автономність	автономна
Скорострільність	1 залп/30 хв.
Час приведення у готовність	30 хв.
маса у спорядженому стані	3000 кг
Обслуговуючий персонал	2 чол.

У якості базового шасі для пропонованого ПА повинен бути використаний автомобіль підвищеної прохідності. Враховуючи особливості експлуатації та доступність, пропонується використовувати ЗиЛ 131Н.

Ця вантажівка, що відрізняється своєю підвищеною прохідністю, була обрана виходячи з наступних міркувань:

1) ЗиЛ 131Н випускався як автомобіль для перевезення ракет і розроблявся спеціально для зенітно-ракетний військ, отже має добрі показники стійкості;

2) шасі ЗІЛ 131Н було розроблено таким чином, щоб на нього можна було встановити спецобладнання, таке як цистерну, паливозаправники і маслозаправники. Така можливість модернізації не залишилася не поміченою, з часів минулого століття і донині, ЗІЛ-131Н широко застосовується в спеціальних аварійно-рятувальних формуваннях.

Компонувальна схема пропонованого пожежного автомобіля наведена на рис. 3.

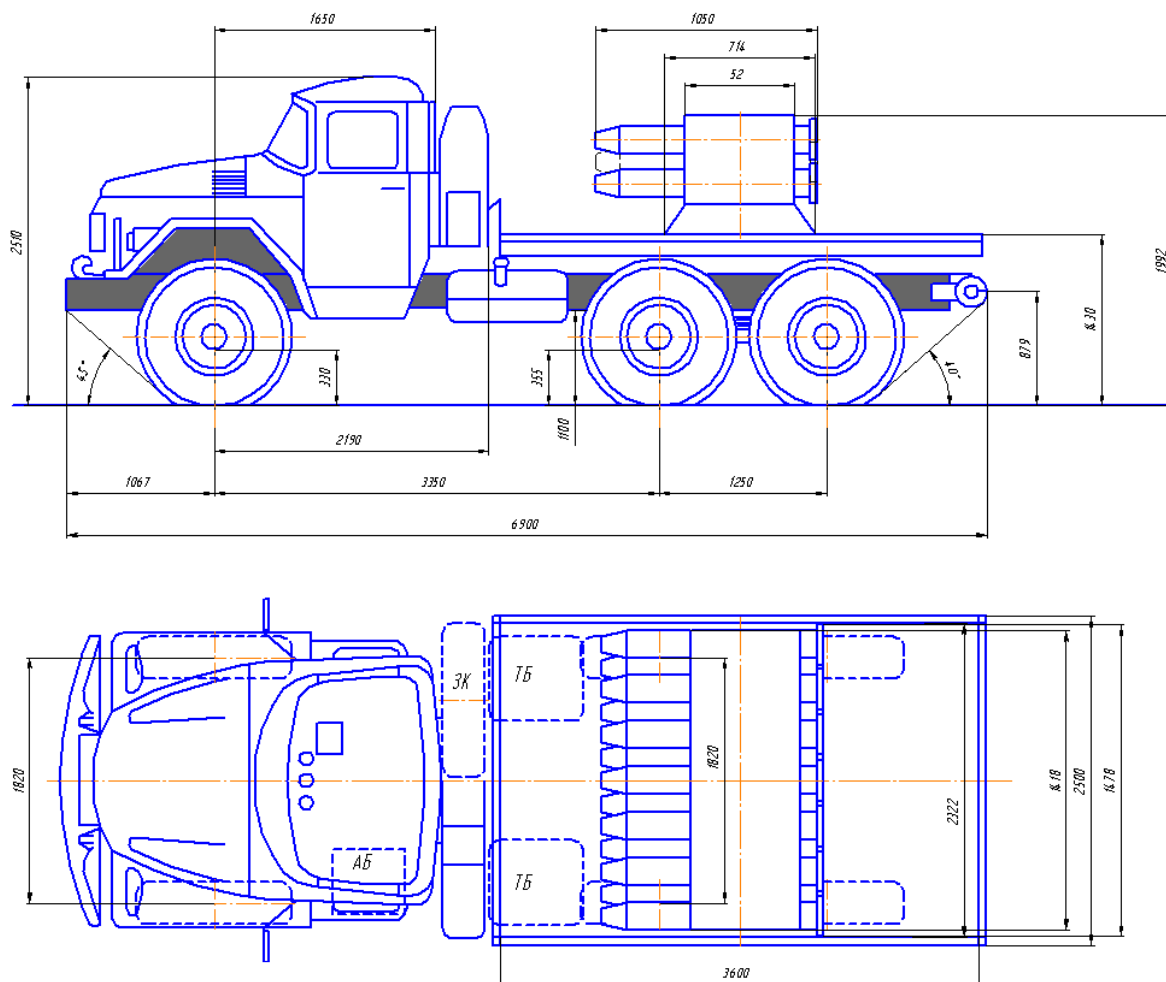


Рисунок 3 – Основний пожежний автомобіль цільового призначення для гасіння газових фонтанів на базі шасі ЗиЛ-131Н

Висновки. Таким чином, в роботі запропонована компоновальна схема основного пожежного автомобіля цільового призначення для гасіння газових фонтанів, який складається з базового шасі – вантажного автомобіля підвищеної прохідності ЗиЛ 131 Н, та установки пожежогасіння «Фонтан», яка реалізує імпульсний залповий викид вогнегасної речовини (води). Застосування вказаної конструкції пожежного автомобіля дозволить підвищити дальність ефективного гасіння пожеж газових фонтанів шляхом використання струменів води високої швидкості.

Список літератури: 1. *Виноградов С.А.* Підвищення ефективності гасіння газових фонтанів: дис. ... канд. техн. наук: 21.06.02 / *Виноградов Станіслав Андрійович.* – Х., 2012. – 168 с. 2. Equipment - IMPULSE STORM. – Режим доступу: <http://www.impulset-storm.com/storm/>. 3. Fire Commander. – Режим доступу <http://newsec.com/?CategoryID=169>. 4. Пат. 66434 Україна, МПК (2011.01) А 62 С 27/00. Установка для гасіння пожеж / *Ларін О.М., Семко О.М., Грицина І.М., Виноградов С.А.*; заявник та патентовласник Національний університет цивільного захисту України. - № и 201103022, заяв. 15.03.2011; опубл. 10.01.2012, Бюл. №1.

Надійшла до редколегії 05.03.2013

УДК 614.846.6

Розробка компоувальної схеми основного пожежного автомобіля цільового призначення для гасіння пожеж газових фонтанів / С. А. Виноградов, О. М. Семко, Я. В. Шмитько, М. В. Безкровна // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 73-78. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-6840.

В работе предложено компоновочную схему основного пожарного автомобиля целевого назначения для тушения пожаров газовых фонтанов, реализующий импульсную струйную доставку огнетушащего вещества в зону горения, и состоящий из базового шасси и установки пожаротушения.

Ключевые слова: пожарный автомобиль, компоновочная схема, газовый фонтан, установка пожаротушения.

Development arrangement of the schemes main fire truck purpose for stewing fire gas fountains / С. А. Vinogradov, О. М. Semko, Ya. V. Shmitiko, М. V. Bezкровna // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 73-78. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-6840.

The paper presents the layout scheme of the main fire truck for the purpose of extinguishing fires gas blowouts that implements a impulse jet of extinguishing agent delivery to the combustion zone and consists of a base chassis and installing fire.

Keywords: fire truck, layout scheme, gas blowout, fire extinguishing installation.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

І. В. ГРИЦУК, канд. техн. наук, доц. ДонІЗТ УкрДАЗТ, Донецьк;
Ю. В. ПРИЛЕПСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц. ДонІЗТ УкрДАЗТ, Донецьк;
Д. С. АДРОВ, асист. ДонІЗТ УкрДАЗТ, Донецьк;
А. П. КОМОВ, асп. ХНАДУ, Харків;
О. В. ПРЕДКО, магістрант, АДІ ДонНТУ, Горлівка

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ ПРОГРІВУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ З ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ

У статті представлені результати формування автоматичного керування системою прогріву двигуна внутрішнього згорання з тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву. Обґрунтовано склад і взаємодію елементів схеми автоматичного керування системою прогріву двигуна внутрішнього згорання з тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву. Розроблена система прогріву двигуна внутрішнього згорання дозволяє проводити дистанційне і автоматичне керування роботою і тепловою підготовкою двигуна в структурі інтелектуальних транспортних систем.

Ключові слова: автоматичне керування, тепловий акумулятор, відпрацьовані гази, бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс, блок керування системою забезпечення оптимальних температур охолоджуючої рідини в ДВЗ.

Вступ. Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), що використовуються в транспортних засобах (ТЗ) і стаціонарних енергетичних установках (СЕУ) та експлуатуються в умовах низьких температур, зазвичай мають проблему в процесі здійснення «холодного пуску». Режим «холодного пуску» супроводжується суттєвим навантаженням на елементи пускових механізмів, зносом деталей ДВЗ та струмовим навантаженням на акумуляторні батареї, що значно скорочує моторесурс двигуна та термін експлуатації акумуляторів. Окрім цього, післяпусковий прогрів ДВЗ до робочих температур потребує значних витрат пального. Ці проблеми стають особливо актуальними зі зростанням маси та потужності ДВЗ. Для забезпечення передпускового і подальшого прогріву після пуску двигунів, оснащених системами прогріву (СП) з тепловими акумуляторами (ТА) фазового переходу, потрібно враховувати інформацію систем *OBD(OnBoardDiagnostic)*, зокрема інформацію, отриману скануванням пам'яті бортового комп'ютера ТЗ спеціальними технологічними засобами (за наявності) [1] або додатково встановлених датчиків. Аналіз літературних джерел показав, що дослідження особливостей формування автоматичного керування системами прогріву ДВЗ ТЗ і СЕУ з тепловими акумуляторами в процесі передпускового і подальшого прогріву після пуску двигуна не проводилось і, відповідно, не розроблявся спеціальний комплекс для здійснення дистанційного або автоматичного керування СП двигуна з ТА в структурі інтелектуальних транспортних систем (Intelligent Transport Systems (ITS)) [2].

Аналіз останніх досліджень. Впровадження системи прогріву (рекуперації теплової енергії) з використанням теплового акумулятору [3,4, 5] вирішує проблеми передпускового прогріву ДВЗ та дозволяє економити пальне. Окрім наявності теплового акумулятору, важливу роль в ефективній роботі рекуперації теплової енергії займає оптимальне керування тепловими потоками за рахунок оснащення системою автоматичного контролю та керування. У роботах [6, 7] представлені конструктивні схеми елементів вимірювального комплексу для автоматичного управління теплонакопиченням та передпусковим прогрівом двигуна внутрішнього згорання, але

© І. В. Грицук, Ю. В. Прилепський, Д. С. Адров, А. П. Комов, О. В. Предко, 2014

в представленому вигляді їх застосування не можливо для транспортних засобів, що працюють в умовах *ITS* [8, 9].

Постановка задачі. Метою роботи є формування автоматичного керування системою прогріву двигуна внутрішнього згорання з тепловим акумулятором для транспортних засобів, що працюють в умовах *ITS*. Для цього необхідно вирішити наступні завдання:

- обґрунтувати склад і взаємодію елементів схеми автоматичного керування системою прогріву двигуна внутрішнього згорання з тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву;
- розробити схему інформаційного обміну і взаємодії між елементами схеми автоматичного керування системою прогріву ДВЗ з ТА.

Основний матеріал. В рамках даної роботи розроблена схема автоматичного керування системою прогріву двигуна внутрішнього згорання з тепловим акумулятором [10], що зображена на рис. 1.

Розроблена система містить (рис. 1) ДВЗ 1, обладнаний насосом системи охолодження (помпою двигуна) 2, клапаном-термостатом 3, радіатором системи охолодження 4, що з'єднані між собою трубопроводами в штатну систему охолодження двигуна, тепловим акумулятором фазового переходу системи охолодження 5, клапанами 6, клапаном 7, клапаном 8, електричним програмованим насосом системи охолодження 9, одноходовими кранами 10, одноходовим краном 11, одноходовим краном 12, додатковим електричним програмованим насосом системи охолодження 13, тепловим акумулятором фазового переходу теплоти відпрацьованих газів 14, клапаном байпасу 15, клапаном випускної системи 16, датчиком температури охолоджуючої рідини системи охолодження 17, датчиком температури охолоджуючої рідини ДВЗ 18, датчиком температури оливи системи мащення ДВЗ 19, датчиком параметрів повітря на впуску до ДВЗ 20, датчиком витрати палива 21, датчиком частоти обертання колінчастого валу 22, датчиком параметрів відпрацьованих газів 23, датчиком температури відпрацьованих газів, встановленим до теплового акумулятора фазового переходу 24, датчиком температури теплового акумулятора фазового переходу 25, датчиком температури відпрацьованих газів, встановленим після теплового акумулятора фазового переходу 26, датчиком температури охолоджуючої рідини після теплового акумулятора фазового переходу 27, датчиком температури охолоджуючої рідини до теплового акумулятора фазового переходу 28, контрольним (резервним) датчиком температури охолоджуючої рідини після теплового акумулятора фазового переходу 29, випускною трубою 30, датчиком тиску оливи системи мащення ДВЗ 31, датчиком температури оточуючого середовища 32, блоком керування системою забезпечення оптимальних температур охолоджуючої рідини в ДВЗ 33, блоком керування ДВЗ 34, сукупністю *I* – АКДКОТС (рис. 2) (автоматизований комплекс дистанційного контролю і обстеження технічного стану системи забезпечення оптимальних температур охолоджуючої рідини в ДВЗ), яка включає бортовий модуль-блок системи забезпечення оптимальних температур охолоджуючої рідини в ДВЗ 35, канал супутникового зв'язку 36, інформаційну панель 37, датчик температури теплового акумулятора фазового переходу системи охолодження 45, трубопроводи 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, радіатор «підки» 57, пробковий кран 58, крани 59, трубопроводи 60, 61, датчик температури радіатора «підки» 62; сукупністю *II* – АРМ ІМТС (рис. 2) (автоматизоване робоче місце інженера-механіка технічної служби), що включає, центральний сервер 38, сервер бази даних 39, автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі 40, сукупністю *III* – АСУ СЗ ТОР ДВЗ (рис. 2) (автоматизована

система управління системою забезпечення оптимальних температур охолоджуючої рідини в ДВЗ), яка включає робочу станцію оператора автоматизованого управління системи забезпечення оптимальних температур охолоджуючої рідини в ДВЗ41, корпоративний сервер прикладних задач технічної служби 42, а також робочу станцію – віддалене автоматизоване робоче місце системи споживачів 43; мережу зв'язку 44.

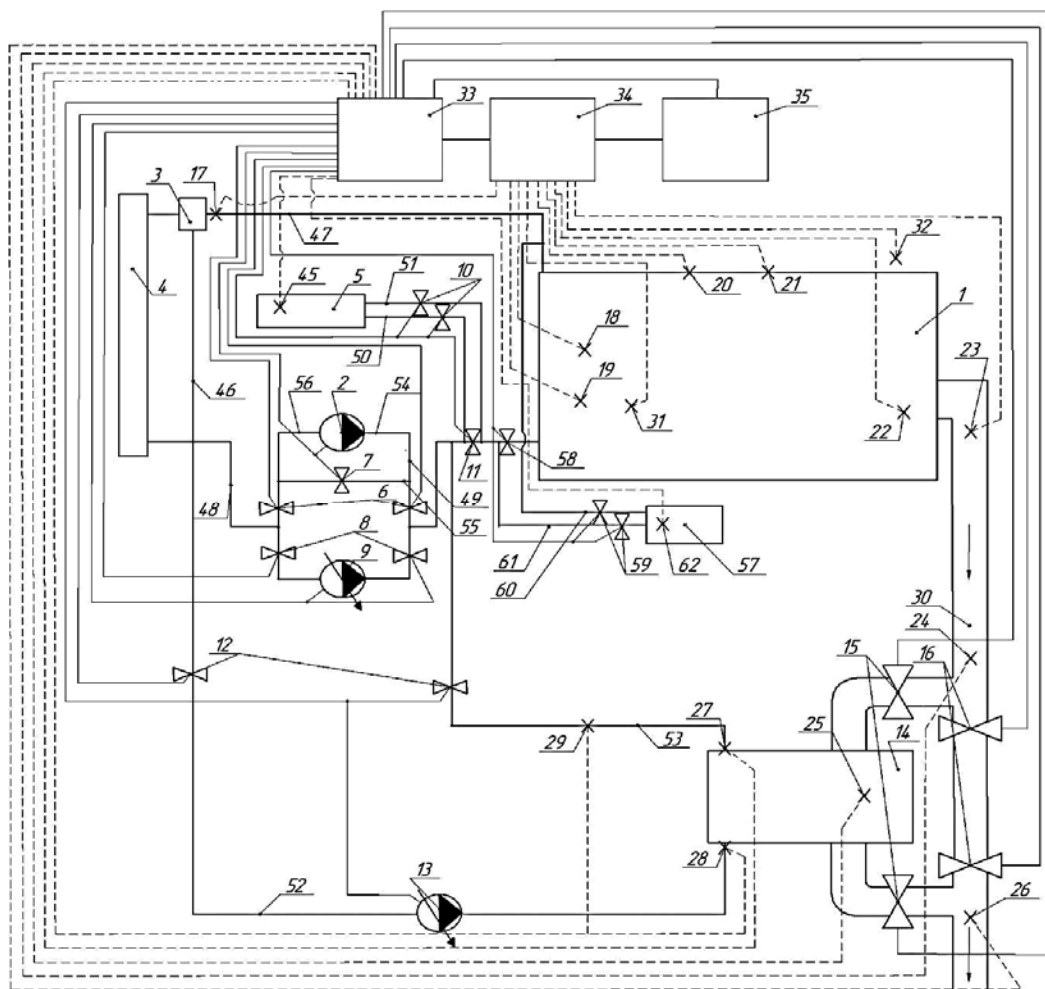


Рисунок 1 – Схема системи прогріву ДВЗ з тепловим акумулятором

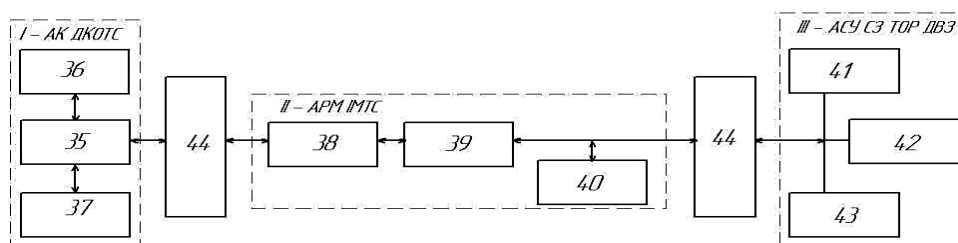


Рисунок 2 – Блок-схема взаємодії елементів системи прогріву ДВЗ з тепловим акумулятором, призначених для здійснення дистанційного автоматизованого контролю і обстеження його технічного стану

В розроблену схему у порівнянні з [11] внесені деякі зміни. Замість одного крана перед радіатором «підки» у схемі [11] в конструкції запропонованої системи передбачено встановлення двох кранів 59 перед і після радіатора «підки» 57 на відповідних трубопроводах 60 і 61. Це зроблено для того, щоб усунути попадання повітря в радіатор «підки» 57 в період зупинки ДВЗ, щоб підвищити надійність і довговічність роботи запропонованої системи, а також для більш надійного відокремлення (теплоізоляції) елементів системи охолодження ДВЗ, коли не потрібно використовувати радіатор «підки» 57. Замість електричного насосу у схемі [11] встановлений електричний програмований насос (насос, що має програмоване керування) системи охолодження 9. Це дозволяє розширити функціональні можливості самого насосу і, відповідно, запропонованої системи, а також дозволяє здійснювати програмований прогрів і підтримання температури охолоджуючої рідини в системі забезпечення оптимальних температур охолоджуючої рідини в ДВЗ за рахунок зміни швидкості циркуляції охолоджуючої рідини при роботі електричного програмованого насосу системи охолодження 9. Замість одного клапана перед електричним насосом і одного клапана після нього у [11], в конструкції запропонованої системи передбачено відповідно встановлення попарно двох клапанів 6 і 8 з різних кінців трубопроводів, що підводять і відводять охолоджуючу рідину системи охолодження ДВЗ на відповідних трубопроводах до електричного програмованого насосу системи охолодження 9 і до насосу системи охолодження (помпи двигуна) 2. Це зроблено для того, щоб усунути попадання повітря в електричний програмований насос системи охолодження 9 і в насос системи охолодження (помпи двигуна) 2 при їх включенні і відключенні, або зупиненні ДВЗ і відключенні роботи всієї запропонованої системи, для того, щоб підвищити надійність і довговічність роботи запропонованої системи, а також для більш надійного відокремлення (теплоізоляції), або електричного програмованого насосу системи охолодження 9, або насосу системи охолодження (помпи двигуна) 2 при їх відключенні від роботи [12].

Для здійснення автоматичного керування СП двигуна ТЗ з ТА під час пуску і прогріву в структурі інтелектуальних транспортних систем необхідна тісна взаємодія інформації систем *OBD* під час сканування пам'яті бортового комп'ютера та додатково встановлених датчиків. Серед них, датчики температури теплоносіїв в ТА, t , °C (T , K). При цьому запропоновано забезпечити СП двигуна [6, 7] можливість і засобами дистанційного інформування водія (оператора) відомостями про поточний стан температури теплоносіїв та відповідні процеси прогрівання ДВЗ, що здійснюються згідно спеціального алгоритму роботи СП двигуна.

Схема інформаційного обміну і взаємодії між елементами схеми автоматичного керування системою прогріву ДВЗ з ТА в процесі пуску і прогріву (рис. 3), що працює в межах віртуального підприємства [9] у відповідності до рис. 1 і 2. Схема містить ТЗ з ДВЗ, систему прогріву двигуна з ТА зі штатними датчиками, датчиками, що встановлені додатково для вимірювання різних параметрів ТА, ДВЗ, і ТЗ, лінії системи стандарту *OBD-II*, адаптер (сканер) *OBD-II*, контролер сканер-комунікатор (трекер), що зв'язаний з системою прогріву двигуна з ТА через блок керування системою забезпечення оптимальних температур охолоджуючої рідини в ДВЗ (в подальшому блок керування), який керує електричними програмованими насосами системи охолодження (основними додатковим), клапанами байпасу і випускної системи ДВЗ, клапанами і кранами керування: пічкою, системою прогріву, тепловими акумуляторами, підключення до спряженого пристрою за допомогою *USB* або *Wi-Fi*, або *Bluetooth*, бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс (ІДК), *GPS*, *a-GPS*,

ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet або локальну мережу, Web-сервер, базу даних, необхідне програмне забезпечення, інтелектуальні програмні комплекси для розрахунку і керування роботоздатністю ТЗ, оперативну інформацію, отриману з (через) Internet, GPS, ГЛОНАСС, SBASi (або) GPRS, учасників процесу випробування і дослідження ДВЗ і ТЗ, автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі. ТЗ, ДВЗ, система прогріву двигуна з ТА, штатні датчики, встановлені на ДВЗ і ТЗ, лінії системи стандарту OBD-II утворюють сукупність внутрішніх мереж ТЗ - ВМ ТЗ (рис. 3).

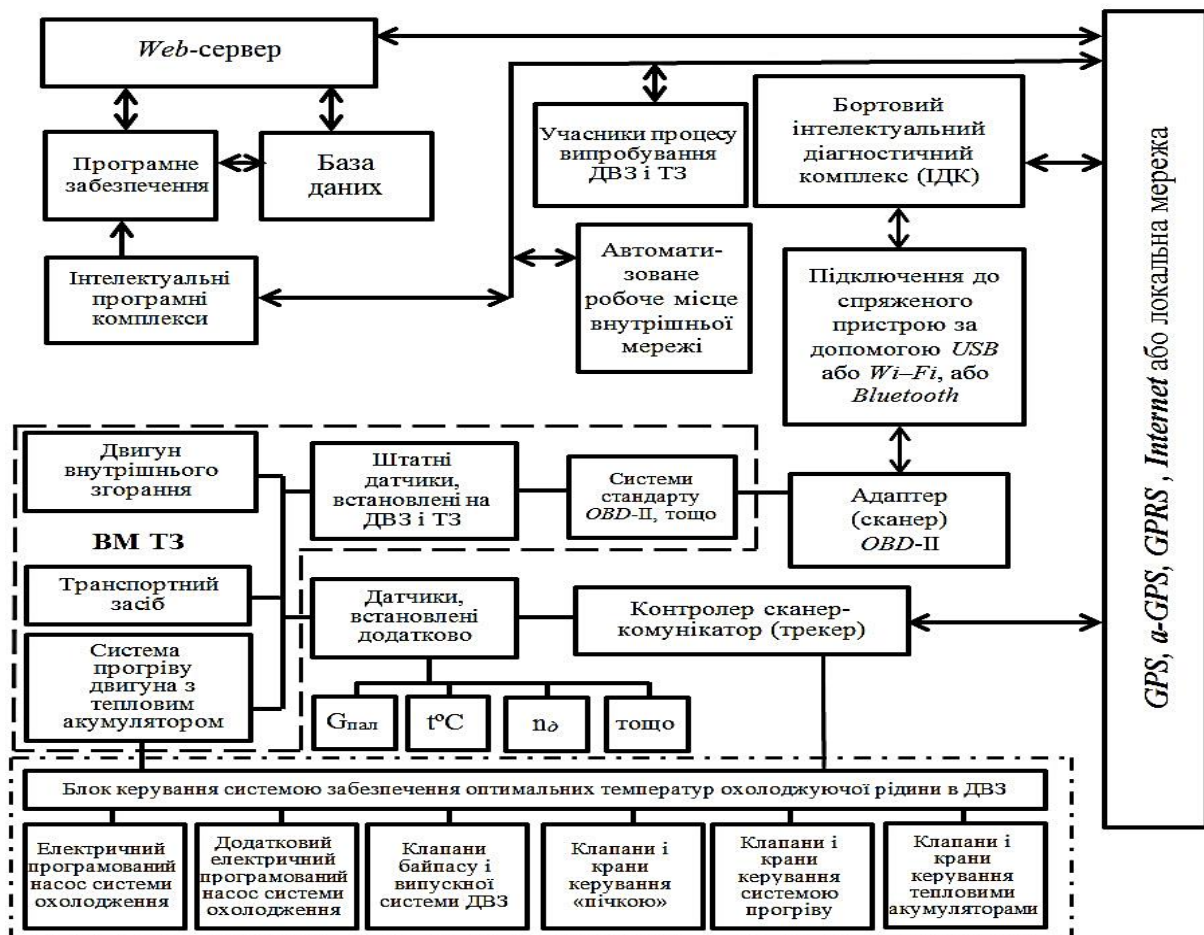


Рисунок 3 – Схема інформаційного обміну між елементами автоматичного керування системою прогріву ДВЗ з тепловим акумулятором в умовах ITS

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

процесі дослідження роботи двигуна ТЗ з СП і ТА – на автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі.

В залежності від підключення (відключення) в роботу автоматизованого робочого місця внутрішньої мереживимірвальний комплекс для дистанційного дослідження роботи ДВЗ транспортного засобу з СП й ТА в процесі пуску і прогріву може працювати в автоматизованому і автоматичному режимах. Різниця полягає в тому, чи буде підключатись інтелектуальні програмні комплекси (рис. 3), а також, чи буде здійснюватись коректування оцінки спектра умов експлуатації ТЗ. В цьому випадку з *Web*-сервера і бази даних отримана інформація передається в програмне забезпечення, а через *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу в ПК і до учасників процесу випробування і дослідження ДВЗ і ТЗ. Принцип роботи абонентського устаткування ВМ ТЗ, заснований на можливості визначення параметрів ДВЗ ТЗ з СП і ТА, точного визначення місця розташування і стану ТЗ і обміну цією інформацією з автоматизованим робочим місцем внутрішньої мережі. Визначення місця розташування і точного часу виконується *GPRS* приймачем за параметрами, прийнятими від навігаційних супутникових систем.

Для здійснення автоматичного керування системою прогріву двигуна внутрішнього згорання з тепловим акумулятором сканер-комунікатор (трекер) зв'язується через блок керування системою з системою прогріву двигуна з ТА. Блок керування системою, у відповідності до рис. 1 і 2, керує всіма елементами, що забезпечують автоматичне керування системою прогріву ДВЗ з тепловим акумулятором в умовах *ITS* (показані на рис. 3).

Описана система дозволяє полегшити керування процесами передпускового і подальшого прогріву двигуна ТЗ, що оснащений СП з ТА, в автоматичному і в дистанційному (за допомогою смартфон або планшета) режимі в умовах *ITS*. При цьому за спеціальним алгоритмом здійснюється передпускова підготовка без запуску ДВЗ від СП з ТА і післяпусковий прискорений прогрів до температури охолоджуючої рідини не менше 50°C для забезпечення можливості прийняття зовнішнього навантаження. При цьому виконуються наступні функції: зчитування показів датчиків температури охолоджуючої рідини; проводиться порівняльний аналіз температурних характеристик з метою визначення стану теплоносіїв; відбувається керування системою прогріву, згідно з отриманою інформацією, а саме, здійснює вибір режимів прогріву і відключення відповідних елементів СП в разі збільшення температур теплоносіїв вище встановленої норми.

Випробування електронних блоків на стаціонарній енергетичній установці в умовах лабораторії в ДонІЗТ і на ТЗ в умовах *ITS* показало, що максимальне відхилення спрацьовування автоматичних систем становить $\pm 2,5$ °C, що є повністю достатнім для обладнання системи рекуперації теплової енергії.

Висновок. Розроблене сучасне автоматичне керування системою прогріву двигуна внутрішнього згорання з тепловим акумулятором є досить універсальне і може використовуватись для здійснення автоматичного і дистанційного пуску і прогріву двигуна в умовах інтелектуальних транспортних систем, як ТЗ, так і стаціонарних енергетичних установок. Випробування розроблених блоків в рамках стендових випробувань на стаціонарній енергетичній установці і на ТЗ показало високу точність спрацьовування системи при змінах температури оточуючого середовища.

Список літератури: 1. Правила експлуатації колісних транспортних засобів. Про затвердження Правил експлуатації колісних транспортних засобів. Наказ Міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 № 550. 2. Матейчик В.П. Контроль роботи транспортного двигуна з використанням інформаційних технологій / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Гришук // Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». – 2013. – №2., с. 27-31. 3. Вашуркин И.О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и

строительных машин зимой / *Ваишуркин И.О.* // СПб.: Наука, 2002. – 145 с.

4. Шульгин В.В. Тепловые аккумуляторы транспортных средств / *В.В.Шульгин* // СПб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. - 268 с.

5. 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 і др.* // Збірник наук. праць ДонІЗТ. -2011. - Вип. 27. - С. 117 - 126.

6. Прилепський Ю. В. Автоматизація керування тепловими потоками в теплових накопичувачах ДВЗ будівельних машин / *Ю. В. Прилепський, І. В. Грицук, І. Ф. Рыбалко і др.* // Техніка будівництва. - 2011. - №26. – С. 47-51.

7. Прилепський Ю. В. Розробка системи автоматичного управління теплонакопиченням та передпусковим прогрівом двигуна внутрішнього згорання / *Ю. В. Прилепський, І. В. Грицук, І. Ф. Рыбалко* // Наукові праці ДонНТУ. Серія: «Обчислювальна техніка та автоматизація». - Донецьк: ДонНТУ, 2012– Випуск 23 (201), с. 43-48.

8. Власов В. М. Информационные технологии на автомобильном транспорте / *В. М. Власов, А. Б. Николаев, А. В. Постолит, В. М. Приходько; под общ.ред. В. М. Приходько*; МАДИ (Гос. техн. ун-т). – М.: Наука, 2006. - 283 с.

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. і др.* // Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013.–398 с.

10. Патент на винахід № 103729, Україна, МПК (2013.01) F01P 3/22, B60H 1/04, B60K 11/00, «Система забезпечення оптимальних температур охолоджуючої рідини в двигуні внутрішнього згорання» / *Ю. Ф. Гутаревич, В.П.Матейчик, І.В.Грицук, В.П.Волков, А.О.Каграманян, П.Б.Комов, О.Б.Комов, В.Й. Поддубняк, М.І. Сергієнко, З.І.Краснокутська* // (Україна); Заявник і патентовласник Національний транспортний ун-т. Державний № ua 103729; заяв.30.10.2012.; опубл.10.04.2013, Бюл. №7.-17с.:іл.

11. Куликов А. «Термос» под капотом / *А.Куликов* // Наука и жизнь. - 1993. - №3. - с.62-64.

12. Грицук І.В. Особливості визначення часу прогріву охолоджуючої рідини двигуна внутрішнього згорання, оснащеного системою регулювання температури / *Грицук І.В., Гушнін А.М., Прилепський Ю.В., Краснокутська З.І., Адров Д.С.* // Збірник наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ - Донецьк: ДонІЗТ, 2010– Випуск №24, с. 131-143.

Надійшла до редколегії 03.03.2014

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

Особенности формирования автоматического управления системой прогрива двигателя внутреннего сгорания с тепловым аккумулятором / *І. В. Грицук, Ю. В. Прилепський, Д. С. Адров, А. П. Комов, О. В. Предко* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 79-85. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье представлены результаты формирования автоматического управления системой прогрива двигателя внутреннего сгорания с тепловым аккумулятором в процессе пуска и прогрива. Разработанная система прогрива двигателя внутреннего сгорания позволяет проводить дистанционное и автоматическое управления работой и тепловой подготовкой двигателя в структуре интеллектуальных транспортных систем.

Ключевые слова: автоматическое управление, тепловой аккумулятор, отработавшие газы, бортовой интеллектуальный диагностический комплекс, блок управления системой обеспечения оптимальных температур охлаждающей жидкости в ДВЗ.

Particularities of the shaping the autocontrol by system of the heating of the engine of internal combustion with heat battery / *I. V. Gricuk, Yu .V. Prilepskiy, D. S. Adrov, A. P. Komov, A. V. Predko* // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 79-85. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.

The article presents the results of the automatic control system of forming an internal combustion engine warm with heat storage during the start and warm-up. The developed system of an internal combustion engine warms allows remote control and automatic operation of motor preparation and thermal structure of intelligent transport systems .

Keywords : automatic control , thermal battery , exhaust gases , on-board intelligent diagnostic system , control system ensure optimum coolant temperatures in the combustion engine.

УДК 56.135:330.115:614.844

М. В. ПІДГОРНИЙ, канд. техн. наук, доц. кафедри АТЕ ЧДТУ, Черкаси;
В. П. МЕЛЬНИК, викладач Академії пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля,
Черкаси

ІНФОРМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВАНТАЖІВ.

Викладено основні напрями інформатизації процесів управління перевезенням небезпечних вантажів в системі ДСНС України, показана ефективність вирішення складних експлуатаційно-комунікаційних завдань під час управління моніторингом перевезення небезпечних вантажів на даному етапі інформатизації суспільства. Описано принципи, інформатизації об'єктів і процесу управління моніторингом і сформовано вимоги до вибору критеріїв ефективності та якості функціонування складних обслуговуючих інформаційних експертних і тих, що обслуговуються (виробничих) систем моніторингу перевезення небезпечних вантажів.

Ключові слова: моніторинг; небезпечні вантажі; інформаційні технології; системна ефективність.

Вступ. Автоматизація та управління моніторингом перевезення небезпечних вантажів (УМПНВ) в Україні на основі загальної інформатизації є однією з основних проблем сучасності. Для її розв'язку використовуються новітні інформаційні технології, що реалізують, формування й переробку інформації в різних областях виробничої діяльності по попередженню надзвичайних ситуацій на транспорті. Розвиток інформаційної технології в предметних областях комплексу попередження та реагування на надзвичайні ситуації (НС) в системі ДСНС України впливає на ефективність і якість кінцевих результатів виробничої діяльності ДСНС.

Використання інформаційних технологій в системі управління моніторингом перевезення небезпечних вантажів (СУМПНВ) ДСНС України дозволило оперативно вирішувати більшість задач обробки оперативної інформації, планування й керування моніторингом, прогнозування - зміни окремих виробничих показників, швидкість реагування на НС та ін.

Аналіз основних досягнень і літератури. Разом з тим необхідно відзначити, що існуючі інформаційні системи [1,2] не забезпечують повного розв'язку всього комплексу сучасних оперативних, соціальних, економічних і виробничих завдань розвитку й удосконалювання в галузі моніторингу перевезення небезпечних вантажів.

Основні причини відставання наступні: низький рівень науково-методичного висвітлення питань інформатизації виробничих процесів УМПНВ ДСНС України в транспортній інфраструктурі нашої держави; відсутність єдиної мети розвитку й удосконалювання інформаційних технологій оперативного реагування підрозділами ДСНС України на НС під час транспортування небезпечних вантажів; неузгодженість із оперативними підрозділами ДСНС України і низький технологічний рівень проведених у цьому напрямку заходів; відсутність у необхідній кількості відповідного програмно-методичного забезпечення для підрозділів ДСНС України та його практичного впровадження; недостатній розвиток комунікаційних мереж в системі ДСНС України які будуть спрямовані на оперативне реагування на НС під час транспортування небезпечних вантажів.

Мета дослідження. Інформатизація інфраструктури комплексу СУМПНВ ДСНС України в цілому відкриває принципово нові резерви поліпшення всього

механізму реагування на НС, дозволяє всі заходи раціоналізації керування перевести на наукову основу, забезпечує формування нового середовища отримання інформації, її переробку, поширення й перетворення в матеріальні фактори.

Основні завдання інформатизації СУМПНВ ДСНС України вбачаються в створенні наукового організаційно-технологічного потенціалу, що забезпечує на єдиній логіко-інформаційній основі розв'язок завдань підвищення ефективності і якості реагування оперативних підрозділів ДСНС України на НС транспортного характеру; створення інформаційного середовища, що включає найрізноманітніші види та засоби комунікацій (GPS, GSM), у тому числі технічні засоби та технології їх використання (ДАТЧИКИ); формування соціального замовлення на засоби виробництва й обчислювальну техніку, що забезпечують розв'язок значної кількості технічних, технологічних, організаційних, оперативних, економічних і соціальних завдань.

Розбудовуючи основні напрямки підвищення ефективності роботи СУМПНВ ДСНС України, розглянемо з позицій системного підходу основні проблеми інформатизації виробничих процесів СУМПНВ ДСНС України і підходи до їхнього розв'язку.

Матеріали дослідження. Визначимо основні принципи й напрямки інформатизації виробничих процесів СУМПНВ ДСНС України.

Виробничі процеси й інформаційне середовище інфраструктури СУМПНВ ДСНС України тісно взаємозалежні. З розвитком інфраструктури транспорту та видів небезпечних вантажів зростає нагромадження інформаційного середовища, що вимагає розвитку досягнень науково-технічного прогресу (НТП) в галузі комп'ютерної техніки, засобів передачі й відображення даних, реалізації нових інформаційних технологій для розв'язку завдань прогнозування та попередження НС на транспорті, оптимального планування й керування ліквідацією НС під час перевезення небезпечних вантажів [3]. Інформатизація процесів які відбуваються в галузі попередження НС під час транспортування небезпечних вантажів, забезпечують розкриття нових можливостей підвищення ефективності і якості їх функціонування на базі постановки й розв'язку нових задач. Створене в процесі інформатизації нове інформаційне середовище повинно мати унікальні властивості. Воно повинне не тільки оперативно надавати інформацію, але й накопичувати знання, формувати інтелектуальний потенціал який відповідає державним вимогам щодо попередження НС та оперативного реагування підрозділами ДСНС України.

Засоби інформатизації, створені на основі вимог системної ефективності, надаватимуть можливість оперативно отримувати доступ до необхідних даних, інформаційних структур і знань, відкривати нові можливості (інформаційні ресурси) і ефективно використовувати їх для розв'язку практичних задач підрозділами ДСНС України. Отже, накопичена інформація здатна оперативно реалізуватися в практичних заходах, підвищуючи науково-технічний і інтелектуальний рівень СУМПНВ ДСНС України. Існуючі підходи, засновані на розв'язку окремих інформаційних задач на існуючих інформаційно-обчислювальних системах, не забезпечують належної ефективності УМПНВ логістичними фірмами України в результаті значного спотворення (не рідкість відсутність) інформації й інерційності виробничих процесів, відсутності раціональних інформаційних технологій розв'язку задач, недостатньої кваліфікації персоналу та ін. У той же час існуючий механізм функціонування підприємств, об'єднань які здійснюють моніторинг перевезення небезпечних вантажів і галузі в цілому не стимулює окремих виконавців і структурні підрозділи до широкої

інформатизації УМПНВ, ефективному накопиченню, систематизації й використанню знань, перетворенню їх в продуктивну силу (рис. 1).

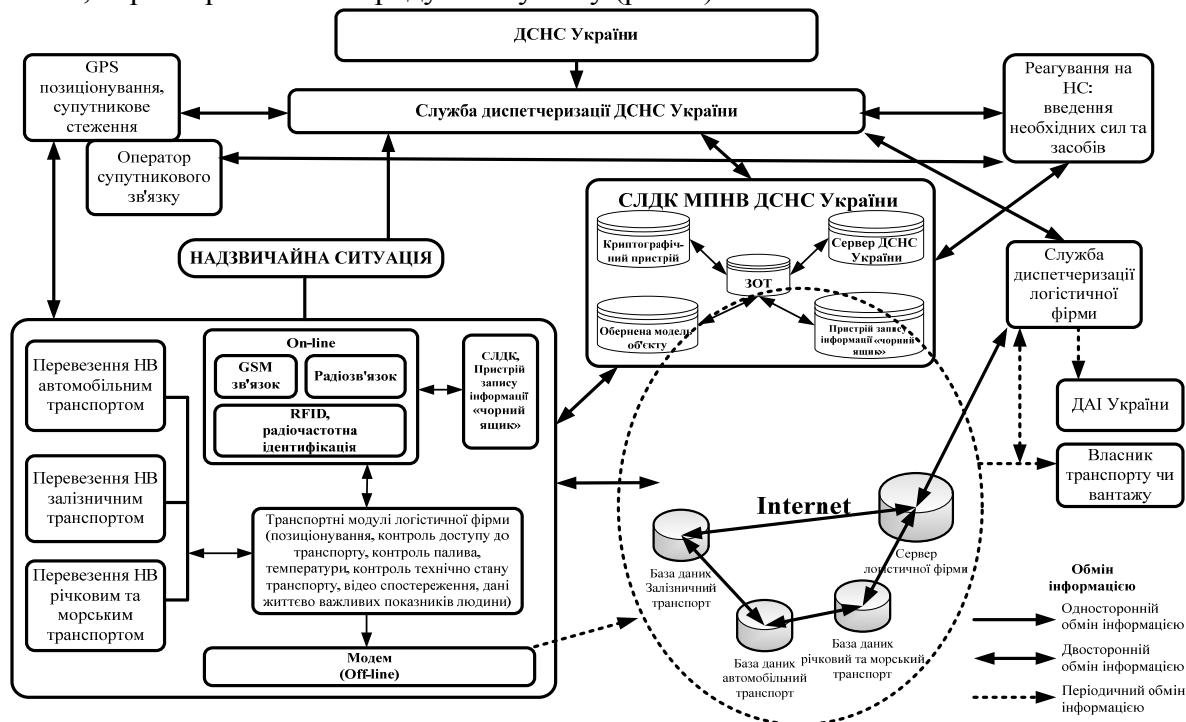


Рисунок 1 – Модель управління системою моніторингу перевезення небезпечних вантажів ДСНС України

Широке впровадження основ інформатизації в СУМПНВ ДСНС України, як і в іншій предметній галузі діяльності, вимагає системного дослідження, що включає вирішення накопичених проблем предметної області засобами комп'ютеризації, систематизації, програмування й оптимізації, тобто складовими науково-технічного прогресу в сучасних умовах. Проблеми інформатизації в цих умовах повинні розкриватися у взаємозв'язку одночасно із проблемами предметної області діяльності, тобто в структурі категорій [4]: <наука>-<виробництво>, <теорія>-<практика>, <суб'єкт>-<об'єкт>, <причини>-<наслідки>, <частина>-<результат>, <система>-<модель>, <процес>-<метод>, <ефективність>-<якість>, <аналіз>-<синтез>, <організація>-<технологія>, <задача>-<ціле>.

Причому, якщо проблеми СУМПНВ ДСНС України можуть бути сформульовані у вигляді деякого дерева цілей $\chi \{ \chi_j \}$, то проблеми інформатизації є потужним засобом їх досягнення, наприклад у вигляді деяких функцій і процедур. У цьому випадку реалізується пара системного підходу <цілі>-<засоби їх досягнення>.

Дослідимо послідовно ці задачі. Мета СУМПНВ ДСНС України – безпека, контроль та вжиття заходів оперативного реагування на НС в системі функціонування загальнодержавного комплексу транспортних перевезень небезпечних вантажів.

Проблеми СУМПНВ ДСНС України, у свою чергу, можуть бути представлені у вигляді деякої множини $M \{ M_j \}$, що об'єднує проблеми технічного, технологічного, організаційного, оперативного, економічного, соціального та інших аспектів діяльності, тобто.

$M_{jk} \{m_{kj}; m_{jk} \in M_{jk}; j = 1, \dots, J; k = 1, \dots, K\}$, для розв'язку яких формується структура відповідних функцій і задачах

$$\begin{aligned} M_{jk} &\rightarrow F_{jk} \{f_{jk}; f_{jk} \in F_{jk}; j = 1, \dots, J; k = 1, \dots, K\}, \\ F_{jk} &\rightarrow \mathcal{Z}_{jk} \{z_{jk}; z_{jk} \in \mathcal{Z}_{jk}; j = 1, \dots, J; k = 1, \dots, K\}. \end{aligned} \quad (1)$$

Проблеми інформатизації M_{jk} у свою чергу, умовно поділяють на зовнішні, що відносяться до розв'язку зовнішніх (екзогенних) стосовно предметної області задач (формування соціального замовлення на засоби комп'ютеризації; створення програмно-методичних засобів; засобів передачі, приймання, відображення інформації та ін.), і внутрішні (ендогенні), що забезпечують розв'язок задач \mathcal{Z}_j предметної області, тобто

$$\begin{aligned} M_{jk} &\rightarrow F_{jk} \{f_{jk}; f_{jk} \in F_{jk}; j = 1, \dots, J; k = 1, \dots, K\}, \\ F_{jk} &\rightarrow \mathcal{Z}_{jk} \{z_{jk}; z_{jk} \in \mathcal{Z}_{jk}; j = 1, \dots, J; k = 1, \dots, K\}, \end{aligned} \quad (2)$$

які включають оптимальне керування й планування виробництвом, прогнозування й програмування процесів СУМПНВ ДСНС України по етапах ЖЦ [4].

Виникаючі проблеми в галузі інформатизації та у предметній області діяльності УМПНВ ДСНС України у відповідності до [4] реалізуються по формулі системного аналізу <мета суспільства> \leftrightarrow <мета інформатизації та мета предметної області> \leftrightarrow <властивості об'єктів інформатизації> \leftrightarrow <функції, що забезпечують реалізацію властивостей> \leftrightarrow <задачі, що забезпечують реалізацію функцій> \leftrightarrow <підсистеми, що реалізують розв'язок множини задач> \leftrightarrow <характеристики (результати) розв'язку задач>.

Таким чином, структури інформатизації можуть бути відображені у виробничих структурах предметних областей діяльності ДСНС України. Найбільш раціональними з них є інформаційно-виробничі структури, що мають ієрархічний (багаторівневий) характер. Як правило, ці структури формуються шляхом інтегрування засобів інформатизації у виробничі структури предметних областей діяльності й організації оптимальної їх взаємодії із зовнішнім середовищем. При такому підході, з одного боку, ураховуються вимоги й стан середовища, а з іншого - формується соціальне замовлення на засоби інформатизації, що забезпечують високу ефективність функціонування виробничих процесів СУМПНВ.

Інформаційно-виробнича структура є об'єднання інформаційної S_{uj} і виробничої S_{nj} складових (підсистем) системи, тобто

$$S_{un} = S_{uj} \cup_{j=1}^J S_{nj}; j = 1, \dots, J.$$

Ці структури забезпечують системність результатів розв'язку нових оптимізаційних задач в областях предметної діяльності зі зростаючими можливостями досягнення науково-технічного прогресу на основі засобів інформатизації, тобто

$$\langle \text{Str} \Sigma_1 \rangle \leftrightarrow \langle \text{Str} \Sigma_2 \rangle,$$

де $Str\Sigma_1, Str\Sigma_2$ – відповідно структури підсистем, що реалізують задачі в предметних областях діяльності і відповідними до них структурами інформатики.

Дослідимо основні принципи формування інформаційно-виробничих структур інформатизації СУМПНВ ДСНС України: цілісність, моделюємість, цілеспрямованість, системна ефективність, логіко-інформаційна реалізуємість (рис. 2).

Принцип цілісності характеризує цілісність системи (предметної області), тобто в процесі композиції або декомпозиції система повинна розглядатися як єдине ціле. Реалізація цього принципу стосовно до СУМПНВ ДСНС України вимагає обліку всіх взаємозв'язків як усередині системи, так і системи із середовищем. Поняття цілісності базується на ряді властивостей. При формуванні структур інформатики визначаються системні властивості, формалізується їх постановка та механізми взаємодії. Цей принцип забезпечує формування й накопичення інформації про системні властивості на всіх етапах ЖЦ, що сприяє оптимальній систематизації в процесі композиції й декомпозиції систем.

Припустимо, що система Σ має множину [3] $Q = \{Q_j\}, j = 1, \dots, J$ системних властивостей і всі властивості Q_i для визначеності мають величину. Нехай мається R варіантів (способів) декомпозиції. При заданому способі декомпозиції ($r \in R$), $\Sigma = \{\Sigma_n\}, n = 1, \dots, N$ (N – число підсистем в Σ) і кожна підсистема характеризується скінченною множиною властивостей $Q_n = \{Q_{nm}\}, m = 1, \dots, M$, кожна властивість Q_{nm} має числову величину, тобто є індивідуальною. Множина властивостей усіх N підсистем системи Σ при r -й декомпозиції $Q_r = \{Q_{r,n}\}, n = 1, \dots, N$. У процесі функціонування підсистеми $\{\Sigma_n\}$ породжується скінченна множина системних процесів $P_r = \{P_{r,j}\}, j = 1, \dots, J$; $P_{r,j} = P_{r,j}(Q_{r,c})$.

Системну властивість Q_j можна відобразити функціоналом ψ_j від процесів, що протікають у системі

$$Q_j = \psi_{r,j}(P_r(t), T) \quad t \in T.$$

Як підсумок принцип цілісності виражається наступною залежністю

$$(\forall r, \Sigma) [\exists! \{Q(\Sigma) = (Q_j(\Sigma))\}, j = 1, \dots, J, Q_j \cap Q_r = \emptyset]. \quad (3)$$

Принцип моделюємість полягає в тому, що складна система [4] може бути представлена скінченною множиною моделей, що дозволяють досліджувати окремі властивості або систему в цілому. Реалізація цього принципу в процесі створення інформаційних технологій в СУМПНВ ДСНС України дозволяє на ранніх етапах ЖЦ (НДР, проектування) отримати предметно-орієнтовані моделі об'єктів, процесів і їх властивостей, а також досліджувати їх поведінку з урахуванням різних аспектів функціонування в реальному фізичному середовищі. Предметно-орієнтовані моделі процесів і об'єктів інформатизації, як правило, повинні бути адаптивними. Адаптація цих моделей базується на постулатах описаних в [5].

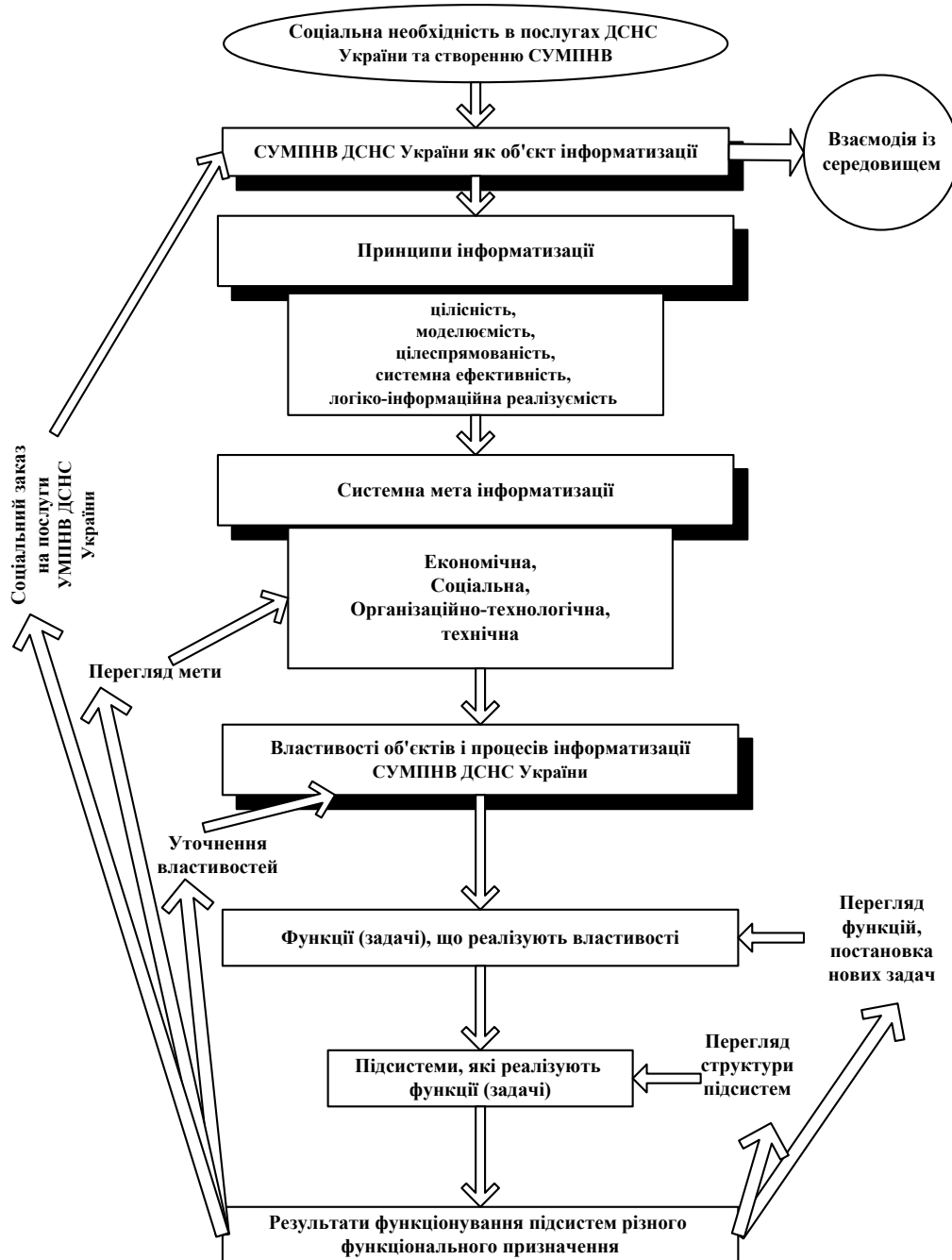


Рисунок 2 – Логіко-інформаційна реалізуємість інформаційно-виробничої структури СУМПНВ ДСНС України

Принцип цілеспрямованості характеризує здатність (в заданих межах) системи Σ управляти своєю ентропією при впливі на неї зовнішнього середовища. Цей принцип забезпечує досягнення системою наміченої мети за рахунок оптимізації вибору відповідних стратегій керування.

Принцип системної ефективності реалізується шляхом оптимального вибору єдиної сукупності властивостей системи Σ й забезпечення їх досягнення на всіх етапах

ЖЦ. Структура показників, що характеризують властивості системи Σ на усіх етапах її ЖЦ, формується як результат аналізу логічних схем їх взаємодії й ступеня впливу нових інформаційних технологій і методології прийняття рішень на ранніх стадіях проектування й впливі діяльності наукових і проектних підприємств на економіку галузі УМПНВ.

Критерії системної ефективності формуються в процесі постановки й розв'язку задач \mathcal{E}_{jk} , \mathcal{E}_{jk} відповідно як до інформаційних технологій, так і в предметній області діяльності.

Множина критеріїв оптимізації в процесі розв'язку задач \mathcal{E}_{jk} , \mathcal{E}_{jk} становлять міру оцінки системної ефективності, тобто

$$E_s = \{E_{jk}\}_{j=1, \dots, J; k=1, \dots, K},$$

де E_s – багатовимірний вектор.

Вибір критеріїв E_{jk} з деякої множини становлять складну проблему, що базується на постулатах достатності й ненадмірності вектора E_s . Логічна структура (логіко-функціональна модель) критеріїв формується виходячи з логічної структури задач. Застосування для системної оптимізації моделей даного класу забезпечує системну ув'язку в єдину оціночно-критеріальну систему різномірних показників якості функціонування об'єктів, процесів і систем на всіх етапах ЖЦ СУМПНВ ДСНС України, що дозволяє одержувати і оперативно реалізовувати оптимальні управлінські рішення.

Принцип логіко-інформаційної реалізації полягає в послідовній реалізації стратегій "з минулого в сьогодення" (аналіз) і "із сьогодення в майбутнє" (синтез). Розглядаючи окремі етапи інформатизації, простежується діалектична спіраль розвитку об'єктів, процесів і систем інформатики, керування процесами їх розробки, виготовлення й експлуатації. Перший виток діалектичної спіралі забезпечує інформаційний зв'язок між функціонуванням процесів, об'єктів і систем інформатизації в минулому й підприємствами, організаціями й установами, що забезпечують створення й удосконалювання в майбутньому.

Висновки. Прогрес інформаційних технологій в транспортній інфраструктурі бачиться в створенні баз даних, необхідних для розв'язку задач, що включають: розробку інформаційної технології цільового використання об'єктів і процесів інформатизації; забезпечення оптимального функціонування СУМПНВ ДСНС України; оптимізацію процесів експлуатації СУМПНВ ДСНС України та формування сукупності нових проектних рішень. Етапи ЖЦ СУМПНВ ДСНС України повинні вирішувати наступні задачі: вибір оптимального варіанта технологічних процесів створення і систем інформатизації, оптимального керування й планування процесів предметної області діяльності, забезпечення заданого рівня якості, оптимізації процесів витрати трудових, матеріальних, фінансових, інформаційних і інших ресурсів, постійний розвиток і вдосконалювання виробничо-технологічної бази виробництва.

Стратегія "із сьогодення в майбутнє" забезпечить, формування розв'язків і властивостей, об'єктів, процесів і систем інформатики на єдиній основі творчого задуму, прогностичних оцінок, передового (світового) досвіду й результатів моделювання процесів їх створення на всіх етапах ЖЦ СУМПНВ ДСНС України.

Список літератури. 1. Про перевезення небезпечних вантажів: за станом на 20 грудня 2012 / Верховна Рада України. – Офіц. вид. – К.: Парлам. вид-во, 2012. – ISBN 966-611-412-7. 2. Про затвердження Правил дорожнього перевезення небезпечних вантажів / Міністерства внутрішніх справ України. – Офіц. вид. – К.: МВС України, 2004. – (нормативний документ МВС України. Наказ). 3. Підгорний М.В. Інформатизація виробничих процесів транспортної інфраструктури / «Вісник Черкаського державного-технологічного університету». – Черкаси. - 2014. - №1. – с.37-44. 4. Тимченко А.А. Основи системного проектування та системного аналізу складних об'єктів: Підручник: У двох книгах. Книга 1. Основи САПР та системного проектування складних об'єктів / За ред. Бикова В.І. – К.: Либідь, 2000. – 272 с. 5. Тимченко А.А. Научные основы и методы управления в задачах автоматизированного проектирования логико-динамических систем: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – К.: ИК АН УССР, 1988. – 480 с.

Надійшла до редколегії 02.03.2014

УДК 56.135:330.115:614.844

Інформатизація виробничих процесів при перевезенні небезпечних вантажів / М. В. Підгорний, В. П. Мельник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 86-93. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-6840.

Изложены основные направления информатизации процессов управления перевозкой опасных грузов в системе ГСЧС Украины, показана эффективность решения сложных эксплуатационно-коммуникационных задач при управлении мониторингом перевозки опасных грузов на данном этапе информатизации общества. Описаны принципы, информатизации объектов и процесса управления мониторингом и сформированы требования к выбору критериев эффективности и качества функционирования сложных обслуживающих информационных экспертных и обслуживаемых (производственных) систем мониторинга перевозки опасных грузов.

Ключевые слова: мониторинг; опасные грузы, информационные технологии, системная эффективность.

Informatization of the production processes at transportation dangerous cargo / N. B. Pidgorny, V. P. Melnik // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 86-93. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-6840.

The basic areas of management process informatization for carriage of dangerous goods in the system of State Emergency Response Service of Ukraine were stated, effectiveness of solving complex operational and communication problems in the management of monitoring the carriage of dangerous goods at this stage of informatization of society is shown. The principles of informational support for objects and monitoring management process were described and requirements regarding effectiveness criteria and quality of complex information and expert systems and those systems that support the productive activity aimed at monitoring the carriage of dangerous goods by the State Emergency Response Service of Ukraine were determined.

Keywords: monitoring, dangerous goods, information technology, system efficiency.

УДК 656.052.8

С. А. ОСТАШЕВСКИЙ, канд. техн. наук, докторант, НАГПСУ, Хмельницький

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБНОСТЕЙ ВОДИТЕЛЕЙ К СЕНСОМОТОРНОЙ КООРДИНАЦИИ УПРАВЛЯЮЩИХ ДЕЙСТВИЙ НА СИНУСОИДАЛЬНОМ МАРШРУТЕ

Предлагается метод определения способности водителей к тонкой сенсомоторной координации управляющих действий при гармоническом (синусоидальном) входном сигнале от дороги в системе «автомобиль-водитель-дорога». Оценивается возможность использования в качестве формализованных документов переходных характеристик и логарифмических амплитудофазовых частотных характеристик для оценки мастерства и работоспособности водителей и успешности обучения вождению.

Ключевые слова: управление, оценка, переходная характеристика, система «автомобиль-водитель-дорога», амплитудофазовая частотная характеристика, сенсомоторная координация.

Введение. Целью обучения вождению является достижение высокого мастерства и работоспособности по технике и тактике вождения в различных условиях выработки у обучаемых умений и навыков движения по заданному маршруту с заданной скоростью, а также высоких психических качеств – таких как воля, решительность, смелость, инициативность и самостоятельность в принятии решений, знание и уверенность в качествах машин и чувство ответственности за безопасность движения. Особенно это является важным для военных водителей и водителей правоохранительных органов, которые из-за специфичности задач могут управлять транспортными средствами в условиях, связанными с необходимостью выполнения большого количества маневров с высокой плотностью по времени, зачастую на высоких скоростях, в плотном транспортном потоке (колонне), а также в сложных дорожно-грунтовых и природно-климатических условиях.

Анализ основных достижений и литературы. В современных курсах подготовки водителей и руководящих документах [1-4], применяемых методических рекомендациях и литературе [5,6], как правило, присутствует субъективный подход к оценке качества вождения, основанный на опыте и интуиции обучающихся лиц. Отсутствие разработанных методов точной оценки мастерства, работоспособности водителей и успешности обучения вождению как минимум, не позволяет, в рамках и не только «отечественной автошколы», формировать у водителей способности к тонкой сенсомоторной координации управляющих действий. Косвенным подтверждением этому является статистика происшествий на автомобильном транспорте, связанных с отсутствием навыков в выполнении правильных манёвров, а также выборе и поддержании максимальной, безопасной и контролируемой скорости движения [7].

Цель исследования, постановка задачи. Определить способность обучающихся и водителей-профессионалов к тонкой сенсомоторной координации управляющих действий при гармоническом (синусоидальном) входном сигнале от дороги в системе «автомобиль-водитель-дорога» (А-В-Д). Оценить возможность использования в качестве формализованных документов переходных характеристик и логарифмических амплитудофазовых частотных характеристик (ЛАФЧХ) для оценки мастерства и работоспособности водителей и успешности обучения вождению.

Материал исследования. Для того, чтобы обучать водителя вождению на наиболее характерных маршрутах, предлагались научно обоснованные новые трассы. В соответствии со структурной схемой системы А-В-Д (см. рис. 1) одним из наиболее

© С. А. Осташевский, 2014

характерного елемента дорожнього спектра, формуючого «вхід» в систему, являються детерміністичні криві траси типу «синусоїдальний маршрут» (см. рис. 2). В дослідженні, навчання водінню і удосконалення майстерства професійних водіїв розглядається як своєрідне пристосування водія до елементів дороги, дорожнього оточення і машини з позиції адаптивної теорії діяльності системи А-В-Д. В такому представленні в якості кривих навчання пропонуються ЛАФЧХ, перехідні характеристики системи А-В на возмущення, образуємі елементами траси і криві навчання, прийняті в ергономічних дослідженнях [8].

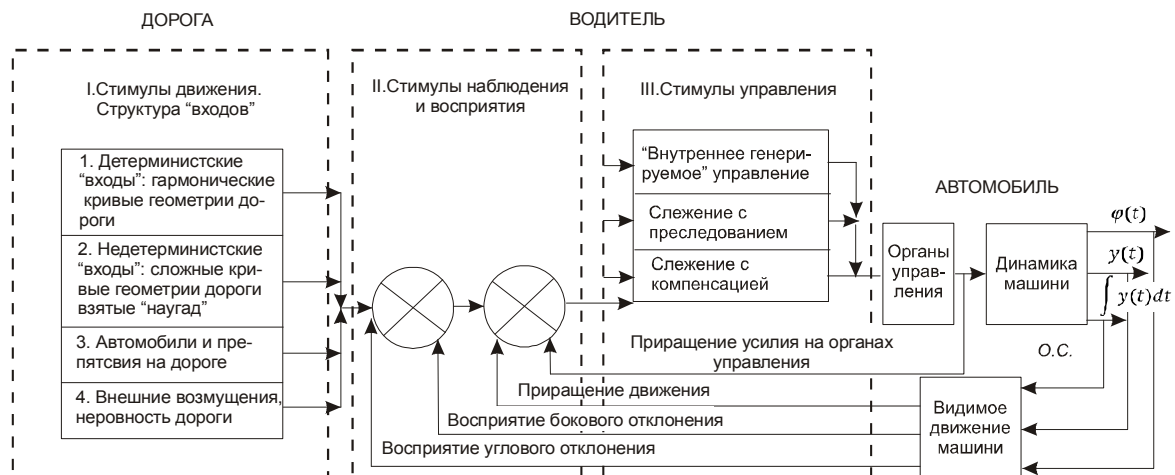


Рисунок 1 – Стимулы движения и стимулы управления с наблюдением в концептуальной модели управления в системе А-В-Д

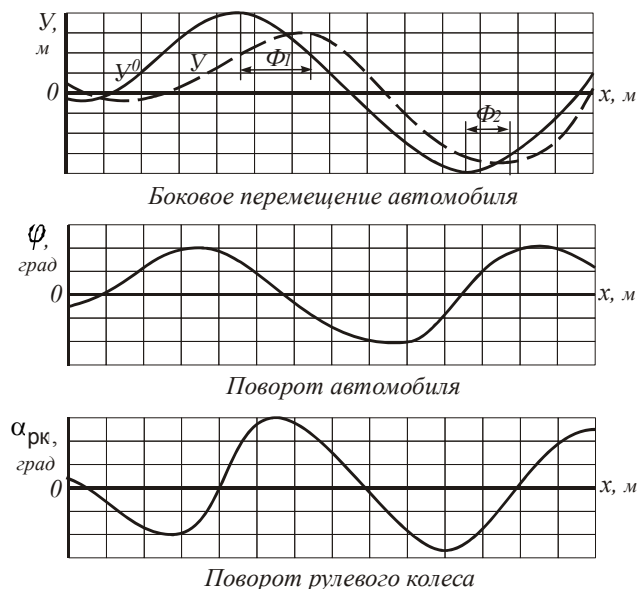


Рисунок 2 – Зависимость между поворотом рулевого колеса α_{pk} , угловым φ и боковым y смещениями автомобиля

В качестве одной из экспериментальных трасс предлагается синусоїдальний маршрут «змейка», характеризуючий способность водія к сенсомоторній координації управляючих дій (УД).

Пример зависимости между маршрутом движения y^0 , траекторией движения Y автомобиля, управляющими действиями водителя $\alpha_{\text{ПК}}$ и углами поворота автомобиля приводится на рис. 2. Водителям ставилась задача двигаться с заданной скоростью насколько можно точно. Показателем точности вождения принималось совпадение траектории и маршрута движения по амплитуде Y и фазе Φ . Скорость движения выдерживалась от 20 км/ч до 60 км/ч.

При изменении скорости и углов направления движения изменялись величина боковых сил $P_{\text{З}}$ и частотный компонент траектории, увеличивались фазовые задержки Φ^0 автомобиля и водителя, изменялась чувствительность автомобиля к боковому маневру $\frac{\alpha_{\text{ПК}}}{y}$, изменялся показатель точности движения $\frac{Y}{y^0}$. На основании полученных результатов строились переходные характеристики и графики логарифмических амплитудофазовых частотных характеристик (ЛАФЧХ) системы А-В-Д од заезда к заезду: 5-го, 10-го, 15-го (см. рис. 3, рис. 4).

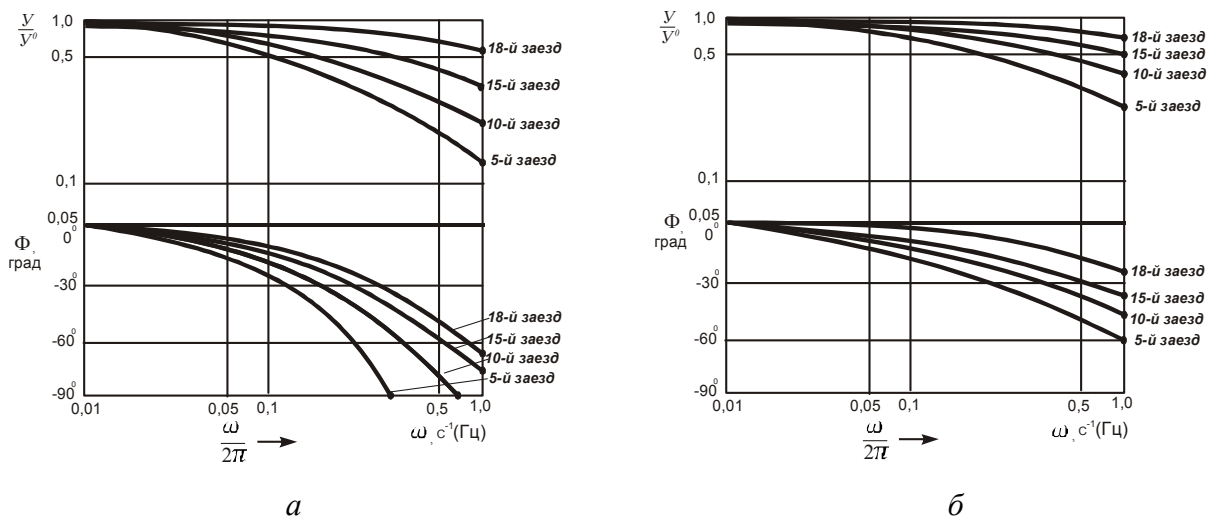


Рисунок 3 – Способы управления в системе А-В-Д с позиции ТАУ и методы их описания:

a – ЛАФЧХ системы А-В-Д, характеризующая степень становления навыка управления автомобилем молодого водителя; *б* – ЛАФЧХ системы А-В-Д, характеризующая степень становления навыка управления автомобилем опытного водителя

Средняя амплитуда маршрута «синусоида» определялась

$$y = y^0 - a_{\text{ср}}(t), \tag{1}$$

где $a_{\text{ср}}(t) = \sqrt{\frac{\int_0^t a(\theta)^2 dt}{t}}$ - среднеквадратическое отклонение траектории от маршрута.

Для изменения характеристик поворачиваемости испытуемых автомобилей ГАЗ, ЗИЛ, Урал, КраЗ изменялось давление воздуха P_0 в соответствующих шинах и нагрузка на передние и задние оси. Так, для формирования избыточной поворачиваемости – как наиболее опасной на дорогах с вероятным въездом на полосу встречного движения – уменьшалось давление в шинах задних колес с 0,35 мПа до 0,10 мПа. Расчет коэффициента поворачиваемости производился с использованием коэффициентов сопротивления боковому уводу ξ_1 и ξ_2 (2), измерялся известными

методами «движения по кругу» с использованием теодолита и прибора «пятое колесо».

К испытанием привлекались 32 человека: 25 курсантов и 7 инструкторов практического обучения со стажем от 2-х до 7-ми лет. Каждый испытуемый выполнял по 18 заездов: каждый 5-й, 10-й, 15-й и 18-й заезды были зачетными.

$$\frac{\alpha_{PK} - \alpha_{PK}}{\alpha_{PK} + \alpha_{PK}} \tag{2}$$

Как видно из рис. 4, чем выше скорость автомобиля, тем больше постоянная отношения $\frac{y}{\alpha_{PK}}$ – принятой как чувствительность автомобиля на поворот рулевого колеса по боковому отклонению, тем меньше необходим угол поворота рулевого колеса α_{PK} на амплитуду бокового отклонения. С другой стороны, с увеличением частоты входов $\omega = \frac{2\pi V}{L}$, где L – длина волны «синусоиды», при увеличении скорости автомобиля увеличивается «занятость» (работа) водителя. Одновременно увеличивались фазовые задержки Φ^0 из-за задержки водителя, а также упругости и инерционности рулевого управления и колес, шасси автомобиля и задержек водителя по восприятию и переработке входной информации. Так, при $\omega = 1$ Гц и $V_{\Sigma} = 50$ км/ч фазовая задержка Φ^0 достигала 60° . Это повышает требования к экстраполяции обучающимся входного сигнала и результатов управляющего действия. Полученные результаты подтверждают предположения таких исследователей как Э. Фиала, Р.Бундорф и др., что система А-В для обеспечения устойчивости работы при частоте входного сигнала 0,4-1,0 Гц должна обеспечиваться фазовым опережением в $30...90^{\circ}$.

При избыточной поворачиваемости постоянная боковой чувствительности $\frac{y}{\alpha_{PK}}$ автомобиля больше, недостаточной – меньше, чем у автомобиля с нейтральной поворачиваемостью (рис. 4). При движении со скоростью 20...30 км/ч машина легко управляема на коротковолновом маршруте ввиду малых значений фазовых задержек ($20...38^{\circ}$).

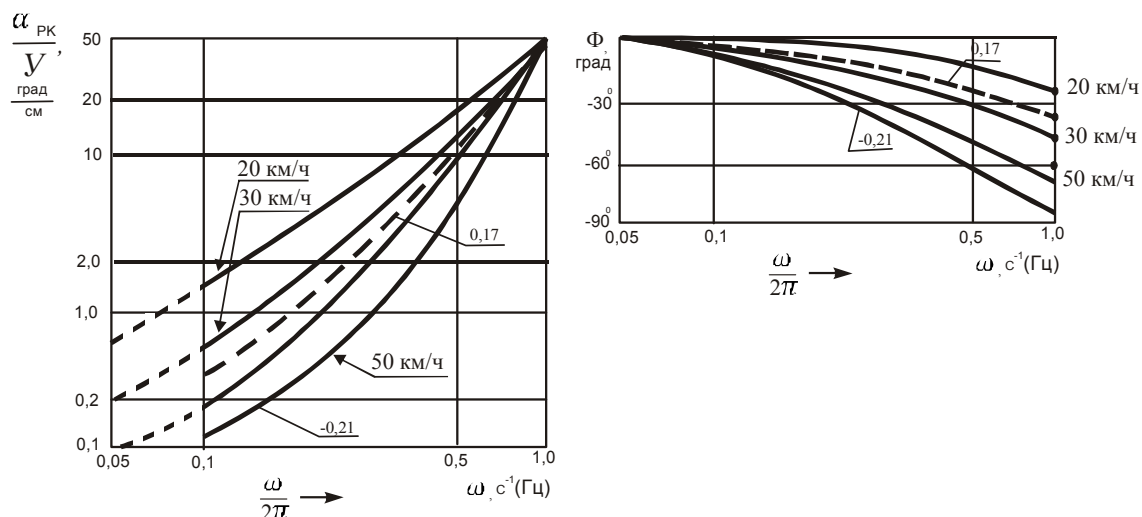


Рисунок 4 – Изменение чувствительности автомобиля $\frac{\alpha_{PK}}{y}$ к боковому перемещению

Из рис. 3, а,б видно, что водители и обучающиеся сравнительно легко

приспосабливаются к изменению боковой постоянной $\frac{Y}{\alpha_{PK}}$ и значительно хуже к фазовым задержкам Φ^0 .

В соответствии с взаимозависимостью между частотой входного сигнала ω и длиной волны в испытании фазовая задержка увеличилась с увеличением скорости движения: при $L = 20$ м до 55^0 , при $L = 40 \dots 120$ м $\Phi^0 = 30^0$, причем кривая $\Phi = f(\omega)$ отличалась большей плавностью изменения. Для максимальной частоты входного сигнала $\frac{\omega}{2\pi} = 1$ Гц фазовая задержка поворота управляемых колес Φ^0 поворота рулевого колеса составляла 17^0 . Как видно из рис. 5, отношение угла поворота рулевого колеса α_{PK} при величине $Q_{ук} \cdot L_{ру}$ при $\omega = 0,5$ Гц равно примерно единице, при $\omega = 1,0$ Гц – $0,92 \dots 0,95$. Это можно объяснить влиянием упругости рулевого управления и задержек реагирования шасси автомобиля.

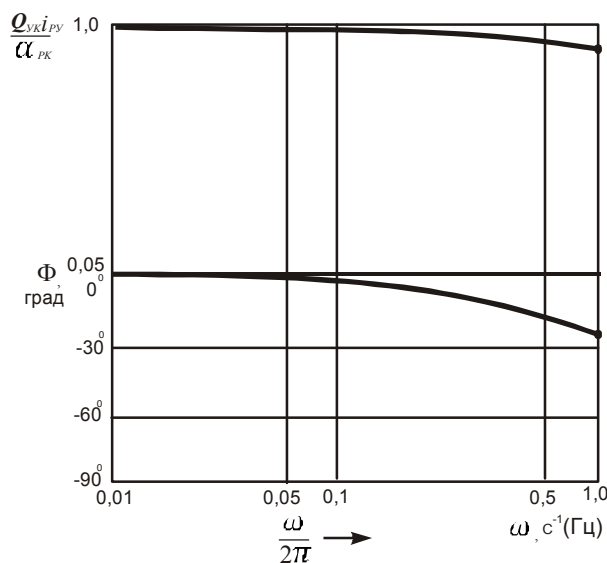


Рисунок 5 – ЛАФЧХ системы рулевого управления с учётом упругости рулевого привода

Этим же объясняются, на наш взгляд, угловые колебания автомобиля вследствие корректировок руля и угловых колебаний рулевого колеса относительно управляемых колес при его вращении. Указанное мнение вносит дополнительные «шумы» в модуляцию управления автомобилем, определяемую связью: поворот рулевого колеса α_{PK} - боковое перемещение Y автомобиля.

Результаты исследований. Анализ переходных характеристик системы А-В для случаев управления машиной инструктором и обучающимся (см. рис. 3, а,б) показывает явную тенденцию уменьшения ее показателей, причем в обоих случаях к 18-му заезду появляется «плато» показателей, характеризующих предел возможностей испытуемых или стабильности навыка управления. Для фазовых задержек оно проявляется неявно, указывая необходимость дальнейших тренировок: автомобилистам это хорошо известно, когда при движении по «змейке» водитель несвоевременно или неточно повернул рулевое колесо или не выдержал скорость. Таким образом, по виду ЛАФЧХ можно судить о качестве обучения вождению или прочности навыка у водителя-профессионала.

Выводы. Полученные результаты подтвердили возможность использования в качестве формализованных документов переходных характеристик и ЛАФЧХ для оценки мастерства и работоспособности водителей и успешности обучения вождению. Трасса «синусоидальный маршрут» является легко оборудуемой на участке

скоростного руху автодрома, організація і контроль навчання водінню порівняно прості: траєкторія руху машини по заданому маршруту контролюється з допомогою гідротраєктографа (капельниці), чертилки або бокових обмежувачів. Аналіз динаміки вдосконалення навичок точного водіння з допомогою перехідних характеристик системи А-В наглядний і порівняно нескладний. В перспективі для оцінки точності водіння можливо використання професійних GPS-трекерів або індукційних пристроїв.

Список літератури: 1. Курс водіння бойових машин сухопутних військ Збройних сил України: [КВБМ СВ-98]. – К.: МО України, 1998. – 44 с. 2. Інструкція про порядок приймання іспитів для отримання права керування транспортними засобами та видачі посвідчень водія: [Наказ МВС № 515 від 07.12.2009 р. зі змінами внесеними згідно з Наказами МВС № 106 від 23.03.2011 р.; № 604 від 22.08.2011 р.; № 670 від 19.09.2011 р.]. – К.: МВС України, 2011. – 32 с. 3. Директива 2003/59/ЄС Європейського парламенту і ради від 15.07.2003 р. про початкову кваліфікацію і періодичну підготовку водіїв деяких видів автомобільного транспорту для перевезення товарів або пасажирів: (зі змінами, внесеними ДР 2004/66/ЄС від 26.04.2004 р.; ДР 2006/103/ЄС від 2011.2006 р.) [Електронний ресурс] – Режим доступу до док.: <http://www.transport-ukraine.eu/docs/direktiva-ievropeyskogo-parlamentu-i-radi-pro-pochatkovu-kvalifikaciju-i-periodichnu-pidgotovku>. 4. Постанова КМУ від 20.05.2009 р. №487 Про затвердження Порядку підготовки, перепідготовки і підвищення кваліфікації водіїв транспортних засобів: (із змінами, внесеними згідно з Постановами КМУ № 1371 від 23.12.2009 р.; № 627 від 12.06.2013 р.) [Електронний ресурс] – Режим доступу до док.: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/487-2009-п>. 5. Цыганков Э.С. Управление автомобилем в критических ситуациях / Цыганков Э.С. – М.: Рипол Классик: Престиж книга, 2006. – 541 с. 6. Памятка по вождению для обучающихся в автошколах. – М.: Эксмо, 2008. – 32 с. 7. Аварійність на автошляхах України: [Електронний ресурс] // Центр безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем / Департамент ДАІ МВС України. К.: 2011-2013. Режим доступу до док.: <http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm/>. (Дата звернення: 16.01.2014). 8. Введение в эргономику / [Зараковский Г.М., Королев Б.А., Медведев В.И., Шлаен П.Я.]. – М.: Советское радио, 1974. – 352 с. – (Редакция кибернетической литературы).

Поступила в редколлегию 09.03.2014

УДК 656.052.8

Исследование способностей водителей к сенсомоторной координации управляющих действий на синусоидальном маршруте / С. А. Осташевский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 94-99. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-6840.

Пропонується метод визначення здібностей водіїв до тонкої сенсомоторної координації керуючих дій при гармонічному (синусоїдальному) входному сигналу від дороги в системі «автомобіль-водій-дорога». Оцінюється можливість використання в якості формалізованих документів перехідних характеристик та логарифмічних амплітудофазових частотних характеристик для оцінки майстерності та працездатності водіїв та успішності навчання водінню.

Ключові слова: керування, оцінка водіння, перехідна характеристика, система «автомобіль-водій-дорога», амплітудофазова частотна характеристика, сенсомоторна координація.

The study of the abilities of the drivers to touch motor of the coordinations controlling action on sine type route / S. A. Ostashevskiy // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 94-99. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-6840.

The method of definition of ability of drivers to thin touch motor coordination of operating actions is offered at a harmonious (sinusoidal) entrance signal from road to system "car-driver-road". Possibility of use as the formalized documents of transitive characteristics and logarithmic peak phase frequency characteristics for an estimation of skill and working capacity of drivers and success of training to driving is estimated.

Keywords: management, an estimation, the transitive characteristic, system "car-driver-road", the peak phase frequency characteristic, touch motor coordination.

УДК 621.833.6

В. В. ЛИПОВЕЦ, начальник сектора КП ХКБМ им. А.А. Морозова, Харьков;
Г. П. ГРАЩЕНКОВ, начальник отдела КП ХКБМ им. А.А. Морозова;
И. В. КЛИМЕНКО, ведущий конструктор КП ХКБМ им. А.А. Морозова;
Д. В. САЕНКО, ведущий конструктор КП ХКБМ им. А.А. Морозова;
И. А. ЛИТВИН-ПОПОВИЧ, начальник сектора КП ХКБМ им. А.А. Морозова

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-4 ЗА СЧЕТ ДОРАБОТКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ИЗДЕЛИЯ

В данной статье рассмотрены вопросы относящиеся к управлению тормозами при буксировке изделия БТР-4, а именно разработка пневматической части пневмо-гидравлического привода системы управления рабочими тормозами, обеспечивающей возможность автоматического торможения буксируемого изделия. Внедрение модернизированной пневмосистемы позволяет выполнять буксировку БТР-4 с обеспечением более высоких требований безопасности при движении, производить заправку (подпитку) пневмосистемы от внешнего источника, увеличить срок службы узлов и деталей тормозных механизмов буксирующей машины.

Ключевые слова: управление тормозами, тормозная система, рабочие тормоза, БТР-4, буксировка, стояночные тормоза, пневматическая тормозная система, пневмогидравлический привод, бронетранспортер, безопасность движения.

Введение. Одной из основных характеристик военных легкобронированных машин, обеспечивающих их живучесть, является управляемость. Вопросу повышения надежности работы систем, обеспечивающих управляемость, всегда уделялось большое внимание, как на этапе разработки, так и на этапе доводки изделия. Продолжаются эти работы и во время серийного производства.

Одной из систем, надежная работа которой имеет первостепенное значение для обеспечения живучести, является тормозная система, а особенно привод тормозной системы. Привод рабочей тормозной системы в БТР-4 пневмо-гидравлический, привод стояночной тормозной системы пневматический.

В данной статье будут рассмотрены вопросы относящиеся к управлению тормозами при буксировке изделия БТР-4. Остановимся более подробно именно на пневматической части пневмо-гидравлического привода системы управления рабочими тормозами.

Пневматическая система низкого давления в изделии БТР-4 предназначена для:

- централизованной подкачки шин;
- управления рабочими тормозами;
- управления стояночным тормозом;
- управления переключением передач в раздаточной коробки (РК);
- управления отключением дифференциала РК;
- управления включением насосов водометов;
- управления отключением дифференциалов II и III мостов.

Пневматическая принципиальная схема пневматической системы низкого давления изделия БТР-4 приведена на рис. 1.

© В. В. Липовец, Г. П. Гращенко, И. В. Клименко, Д. В. Саенко, И. А. Литвин-Попович, 2014

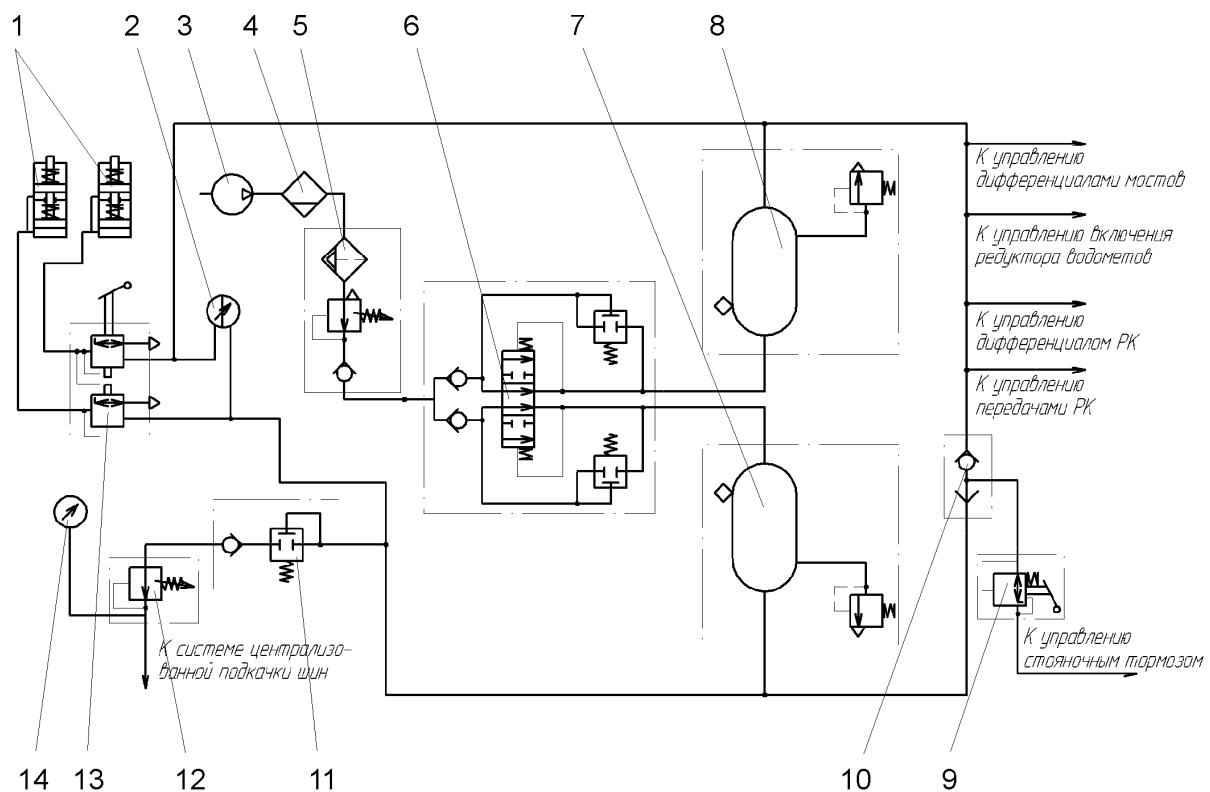


Рисунок 1 – Принципиальная пневматическая схема изделия БТР-4:

- 1– цилиндры пневмоусилителей тормозов; 2– манометр пневмосистемы; 3– компрессор;
 4 – сепаратор; 5 – воздухоосушитель с регулятором давления; 6 – клапан защитный двойной; 7, 8 – воздушные баллоны; 9 – тормозной кран обратного действия;
 10 – клапан двухмагистральный; 11 – клапан защитный одинарный; 12 – редукционный пневмоклапан; 13 – кран тормозной; 14 – шинный манометр

Воздух, нагнетаемый компрессором 3, пройдя очистку в сепараторе 4 и осушение в воздухоосушителе 5, через клапан защитный двойной 6 заполняет воздушные баллоны 7, 8. Из воздушных баллонов воздух под давлением поступает на управление к исполнительным механизмам, в том числе к крану тормозному привода управления рабочими тормозами 13 и к тормозному крану обратного действия 9 стояночной тормозной системы. При нажатии на педаль тормоза воздух через кран тормозной 13 поступает в цилиндры пневмоусилителей тормозов 1, что в конечном итоге приводит к торможению изделия.

Цель и задачи исследования. Целью данной работы является разработка мер повышения безопасности движения при буксировке бронетранспортера БТР-4 за счет обеспечения более надежной работы рабочей тормозной системы как буксирующего так и буксируемого изделия.

Для достижения поставленной цели необходимо:

- разработать пневматическую схему управления рабочими тормозами, обеспечивающую возможность автоматического торможения буксируемого изделия;

– обеспечить полноценное торможение бронетранспортера при буксировке неработоспособной машины;

Объектом исследования является привод управления рабочей и стояночной тормозных систем изделия БТР-4.

Предметом исследования является функционирование пневмосистемы в части управления рабочей и стояночной тормозными системами.

Методы исследования, используемые в работе – системный подход при изучении и решении проблемы повышения надежной работы тормозных систем буксирующего и буксируемого бронетранспортеров БТР-4 при движении, особенно, по дорогам общего назначения.

Научная новизна полученных результатов заключается в следующем: получила дальнейшее развитие теория повышения надежности БТР-4, за счет автоматизации привода управления рабочей тормозной системы, при буксировке неисправной машины, что способствует повышению безопасности при движении, особенно по дорогам общего назначения, и увеличению срока службы узлов и деталей тормозных механизмов (например, уменьшению износа тормозных колодок).

Результатом исследования является разработка пневматической схемы системы управления тормозами, обеспечивающей возможность автоматического торможения буксируемого изделия и обоснование целесообразности введения этой схемы в изделие БТР-4.

С целью повышения надежности работы и увеличения ресурса рабочей тормозной системы, при буксировании неисправного изделия (на жесткой сцепке), была разработана схема пневматическая, обеспечивающая возможность автоматического торможения буксируемого изделия.

На рисунке 2 представлена принципиальная пневматическая схема изделия БТР-4, обеспечивающая возможность автоматического торможения буксируемого изделия.

Отличие данной пневматической схемы от используемой на серийном бронетранспортере БТР-4 заключается в обеспечении возможности:

- заправки (подпитки) пневмосистемы от внешнего источника (включая гражданский транспорт);
- обеспечения торможения буксируемого изделия воздействием на педаль тормоза рабочей тормозной системы буксирующего изделия;
- возможности буксирования бронетранспортера грузовыми машинами (без нарушения правил дорожного движения);
- затормаживание буксируемого изделия при включении стояночного тормоза на буксирующем изделии.

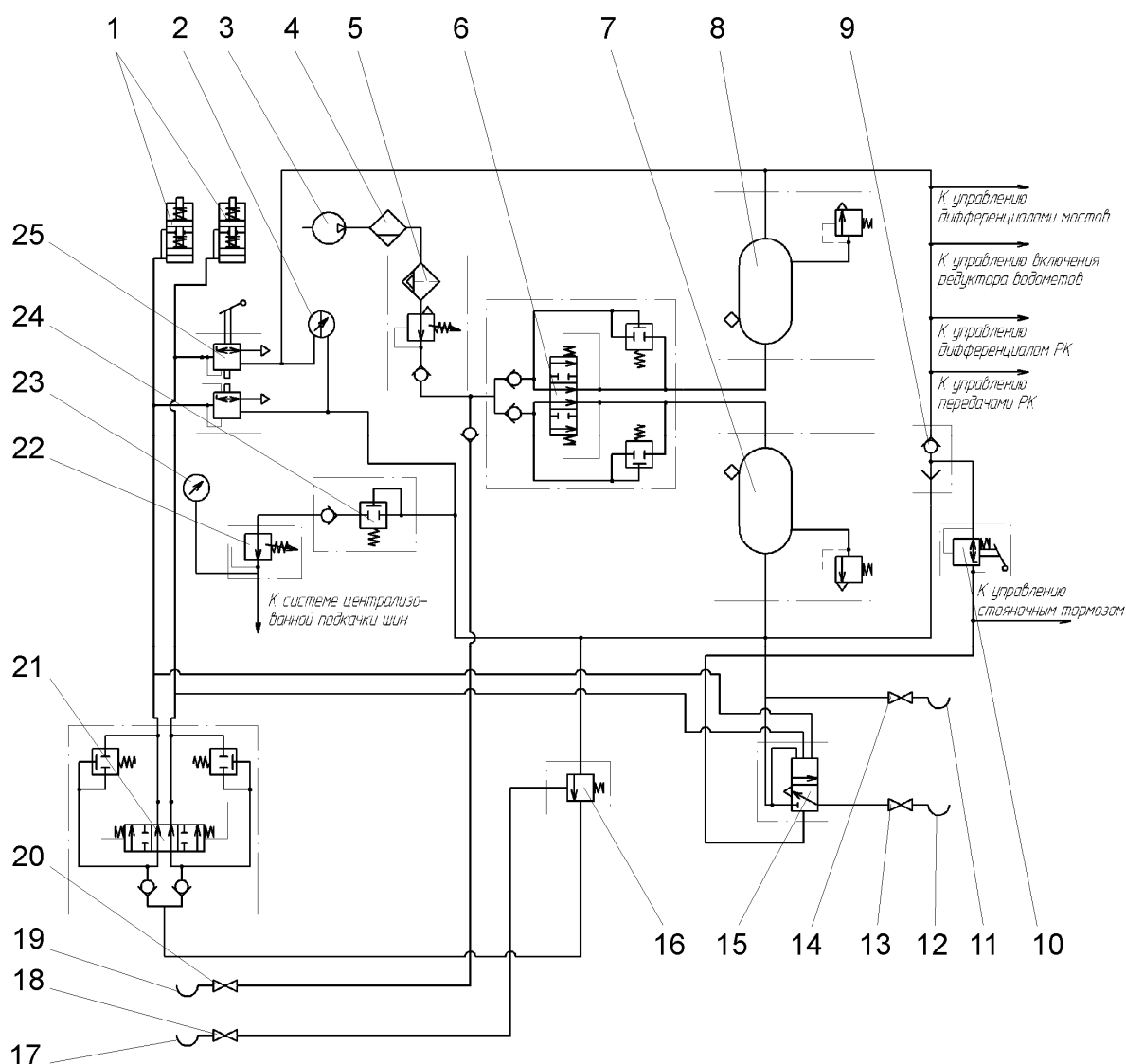


Рисунок 2 – Принципиальная пневматическая схема изделия БТР-4, обеспечивающая возможность автоматического торможения буксируемого изделия:

- 1– цилиндры пневмоусилителей тормозов; 2– манометр пневмосистемы; 3– компрессор;
- 4 – сепаратор; 5 – воздухоосушитель с регулятором давления; 6 – клапан защитный двойной; 7,8 – воздушные баллоны; 9 – клапан двухмагистральный; 10 – тормозной кран обратного действия; 11, 12 – головки соединительные автоматические;
- 13, 14, 18, 20 – краны разобщительные; 15 – клапан управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом; 16 – клапан ускорительный; 17, 19 – головки соединительные тип «ПАЛМ» с фильтром; 21 – клапан защитный двойной;
- 22 – редукционный пневмоклапан; 23 – шинный манометр; 24 – клапан защитный одинарный; 25 – кран тормозной

В корме изделия БТР-4 устанавливаются две автоматические соединительные головки питающей и управляющей линии. Питающая линия подсоединена к воздушному баллону 7. Управляющая линия через клапан управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом 15 подсоединена к тормозному крану 25.

В носу изделия БТР-4 устанавливаются две соединительных головки типа «ПАЛМ» 17 и 19 питающей и управляющей линии. Питающая линия подсоединяется к пневмомагистрали между воздухоосушителем с регулятором давления 5 и клапаном защитным двойным 6. Управляющая линия подсоединена к клапану ускорительному 16.

При соединении шлангами пневмосистем буксирующей и буксируемой машин и открытии кранов разобцительных 13, 14, 18, 20 воздух с буксирующей машины заполняет воздушные баллоны 7, 8 буксируемой машины.

При нажатии на педаль тормоза в буксирующей машине воздух из двух секций тормозного крана 25 подводится к управляющим линиям клапана управления тормозами прицепа 15 и открывает его. В результате чего воздух от воздушных баллонов буксирующей машины попадает в управляемую линию на головку соединительную 12, через шланг на головку соединительную 17 буксируемой машины и далее в управляющую линию клапана ускорительного 16, открывая его. Это приводит к тому, что воздух из баллона воздушного 7 через клапан защитный двойной 21 и цилиндры пневмоусилителей тормозов 1 обеспечивает торможение буксируемой машины.

Применение предлагаемой для БТР-4 принципиальной пневматической схемы, обеспечивающей возможность автоматического торможения буксируемого изделия, позволяет добиваться заторможенности буксируемого изделия при пользовании стояночным тормозом на буксирующем изделии. Так, при включении крана стояночного тормоза 10 на буксирующей машине прекращается подача воздуха в магистраль соединяющую вышеуказанный кран и клапан управления тормозами прицепа 15, что, в свою очередь, повлечет за собой открытие этого клапана и подачу воздуха в управляющую линию обеих машин. А это приводит к торможению буксируемой машины ее рабочей тормозной системой, механизм работы которой описан выше.

Так же следует отметить, что независимо от режима торможения, рабочей или стояночной тормозной системой, торможение на буксируемой машине будет производиться плавно.

Выводы. Внедрение предлагаемой в данной работе модернизированной пневмосистемы позволяет:

- выполнять буксировку БТР-4 другим бронетранспортером или грузовым автомобилем с обеспечением более высоких требований безопасности при движении, особенно по дорогам общего пользования;
- производить заправку (подпитку) пневмосистемы от внешнего источника (включая грузовые автомобили);
- увеличить срок службы узлов и деталей тормозных механизмов буксирующей машины за счет снижения их нагруженности в процессе буксировки.

Список литературы: 1. Автомобильный справочник. Пер. с англ. М.: «За рулем». 2004. 992 с. 2. Вахламов В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета – М.: Издательский центр «Академия», 2006. 480с.

Поступила в редколлегию 05.03.2014

Повышение надежности работы тормозной системы бронетранспортера БТР-4 за счет доработки пневматической системы изделия / В. В. Липовец, Г. П. Гращенко, И. В. Клименко, Д. В. Саенко, И. А. Литвин-Попович // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 100-105. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-6840.

В даній статті розглянуті питання, що відносяться до керування гальмами в разі буксирування виробу БТР-4, а саме розробка пневматичної частини пневмогідравличного приводу системи керування робочими гальмами, що забезпечує можливість автоматичного гальмування виробу, який буксирується.

Ключові слова: керування гальмами, гальмівна система, робочі гальма, БТР-4, Буксирування, стоянкові гальма, пневматична система, пневматична гальмівна система, пневмогідравличний привід, бронетранспортер, безпека руху.

Increase of the braking system operation reliability for BTR-4 armored personnel carrier at the expense of updating the vehicle pneumatic system / V. V. Lipovets, G. P. Grashchenkov, I. V. Klymenko, D. V. Sayenko, I. A. Litvin-Popovich // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 100-105. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-6840.

Increase of reliability enhancement of the BTR-4 armored personnel carrier brake system to modification of the vehicle pneumatic system. The article describes the issues related to brakes control while towing the BTR-4 vehicle, namely development of the pneumatic part of the pneumatic and hydraulic drive of service brakes control, which provides for automatic braking of the towed vehicle.

Keywords: brakes control, braking system, service braking, BTR-4, towing, parking brake, Pneumatic system, pneumatic braking system, pneumatic and hydraulic drive, armored personnel carrier, safety of the motion.

УДК 629.113.004.5

А. Р. ГАЙКОВ, студент СНУ ім. В. Даля, Луганськ;*О. П. ЄВСЄЄВА*, студент СНУ ім. В. Даля;*О. В. БАРАНОВ*, аспірант СНУ ім. В. Даля*В. Ю. БАРАНОВ*, канд. техн. наук, доц. СНУ ім. В. Даля

ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ ТРАНСПОРТНІ СИСТЕМИ В УКРАЇНІ

Пропонується розробка та впровадження інтелектуальних транспортних систем в Україні для підвищення рівня економічної та соціальної віддачі транспортної інфраструктури. Розглянуто приклади впровадження подібних систем в інших країнах Європи, США та Азії. При формуванні ІТС слід враховувати перспективи розвитку міжнародних транспортних коридорів відповідно до прийнятих в Західній Європі стандартів, питання оснащення автомагістралей, портів, терміналів і інфраструктури компонентами ІТС, що збільшить вартість робіт, але буде компенсовано отриманням значної економіко-соціальної віддачі.

Ключові слова: інтелектуальна транспортна система; оптимізація транспортної інфраструктури; управління дорожнім рухом.

Вступ. У зв'язку з розташуванням України в географічному центрі Європи, Україна, у сфері міжнародних транспортних перевезень виходить далеко за межі своїх інтересів. Так як держава межує з шістьма країнами, пріоритети розвитку країни спрямовані на тісну інтеграцію з країнами Європейського Союзу (ЄС), а також з деякими країнами Співдружності Незалежних Держав (СНД), у тому числі і з Росією. Територія України характеризується високим коефіцієнтом транзитності і займає перше місце в Європі (коефіцієнт транзитності України - 3,75).

Аналіз статистичних даних стверджує, що через територію України щорічно перевозиться більше 60 млн. т. транзитних вантажів (включаючи трубопровідний транспорт для перевезення рідких вантажів: нафта, газ, аміак т.ін.) Експертна оцінка потенційних можливостей нашої країни становить в межах 220 млн. т транзитних вантажів і це є стратегічною перспективою для її розвитку.

Дорожній рух в даний час слід розглядати як одну з найскладніших складових соціально-економічного розвитку міст і регіонів. У даній області повинні використовуватися найсучасніші технології збору та обробки інформації про параметри транспортних потоків (щільності, швидкості, складу) з метою забезпечення невпинного руху по вулицях і дорогах. Відбуваються в країні значні соціально-економічні перетворення висувають нові вимоги до рівня узгодженості всіх сфер життєдіяльності суспільства - в тому числі в системі транспортних перевезень. Тим часом в останні десятиліття наростає незбалансованість між потребами в транспортних послугах і реальними пропускними здатностями всіх видів транспорту. Можливості екстенсивного шляху задоволення потреб суспільства в нарощуванні обсягів перевезень пасажирів і вантажів шляхом збільшення чисельності транспорту значною мірою вичерпані - особливо у великих містах. В даний час в Україні ведеться розробка і впровадження інтелектуальних транспортних систем (ІТС) різного масштабу.

ІТС - це інтелектуальна система, яка використовує інноваційні розробки в моделюванні транспортних систем і регулюванні транспортних потоків, являє собою єдиний комплекс автоматизованих систем, які розроблені спеціально для вирішення транспортних завдань [1]. ІТС призначені для збору, обробки і передачі інформації про роботу і стан транспортних засобів, а також для обміну інформацією між користувачами і керуючими структурами в режимі реального часу і управління

© А. Р. Гайков, О. П. Євсєєва, О. В. Баранов, В. Ю. Баранов, 2014

наземним транспортом. Рішення транспортних задач засноване на застосуванні сучасних інформаційних і телекомунікаційних технологій і методів управління. Впровадження ІТС має практично необмежену масштабованість і інтегрується з існуючими інформаційними системами та базами даних державних органів, у тому числі - служб дорожнього патруля та правопорядку. Приклади функцій, які можуть бути виконати за допомогою ІТС приведені на рисунку 1 [2].

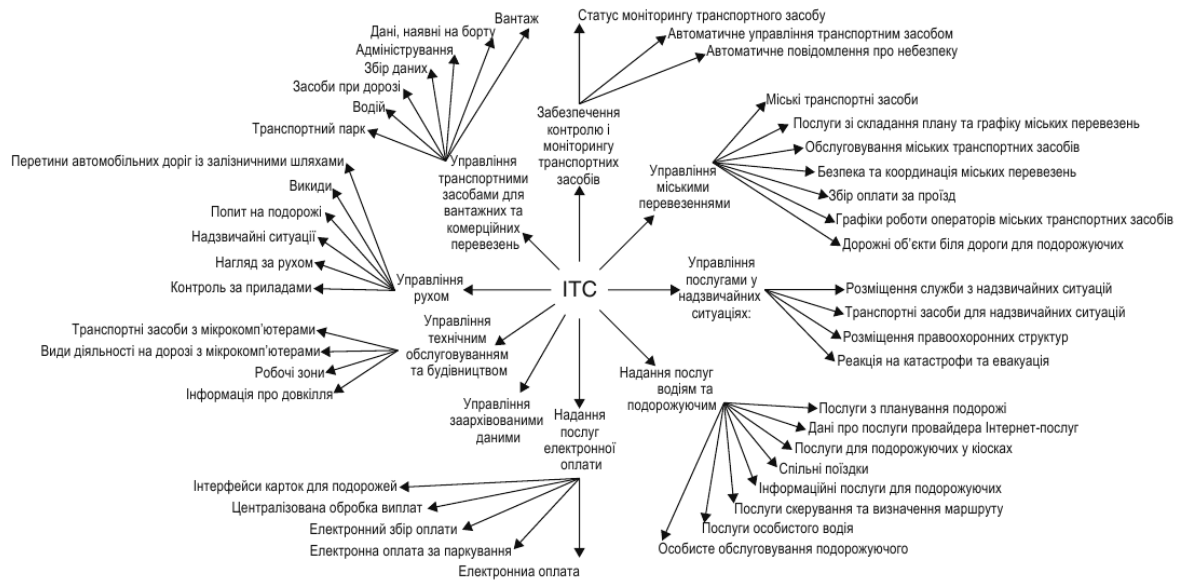


Рисунок 1 – Функції ІТС

Застосування ІТС сприяє вирішенню проблем щодо забезпечення безпеки дорожнього руху, планування роботи громадського транспорту, ліквідації заторів у транспортних мережах, підвищенню продуктивності транспортних підприємств, а також вирішенню проблем пов'язаних із забрудненням навколишнього середовища.

Впровадження ІТС в транспортну інфраструктуру дозволяє підвищити ефективність управління транспортним господарством за рахунок отримання своєчасної і точної інформації, виконує функції прийняття та аналізу оперативних рішень, здійснення безперервного централізованого моніторингу, формування стратегічно сталого економічного та соціального розвитку, управління транспортними потоками на основі отриманих аналітичних даних[3].

Вдається оптимізувати координацію діяльності екстрених служб та правоохоронних органів. Поліпшити запобігання та мінімізувати наслідки дорожніх аварій, а також знизити час реакції на нештатні та надзвичайні ситуації.

Інтелектуальні транспортні системи є способом економічно - ефективного розширення існуючої транспортної інфраструктури. Передбачається, що інвестиції світового ринку в системи інтелектуального транспорту досягнуть 13 мільярдів доларів протягом найближчих 5-6 років. Створення інтелектуальної транспортної системи є вкрай важливим і актуальним питанням на рівні країни. Його рішення вимагає комплексного підходу, який включає в себе державне регулювання, створення базової дорожньої інфраструктури та безпосередньо «інтелектуальну» надбудову, засоби управління транспортними мережами.

Інформація, що поступає в реальному масштабі часу для різних видів транспорту з графіками їх руху може виводитись на спеціальних табло та у мережі Internet (рис. 2).

Формування та впровадження українських ІТС підвищить ефективність управління перевезеннями, скоротить непродуктивні витрати на транспортування вантажів, пасажирів, прискорить розвиток національної транспортно-комунікаційної та економіко-інформаційної структур, забезпечить сприятливий клімат для впровадження сервісів на основі вже існуючих навігаційних супутникових систем.

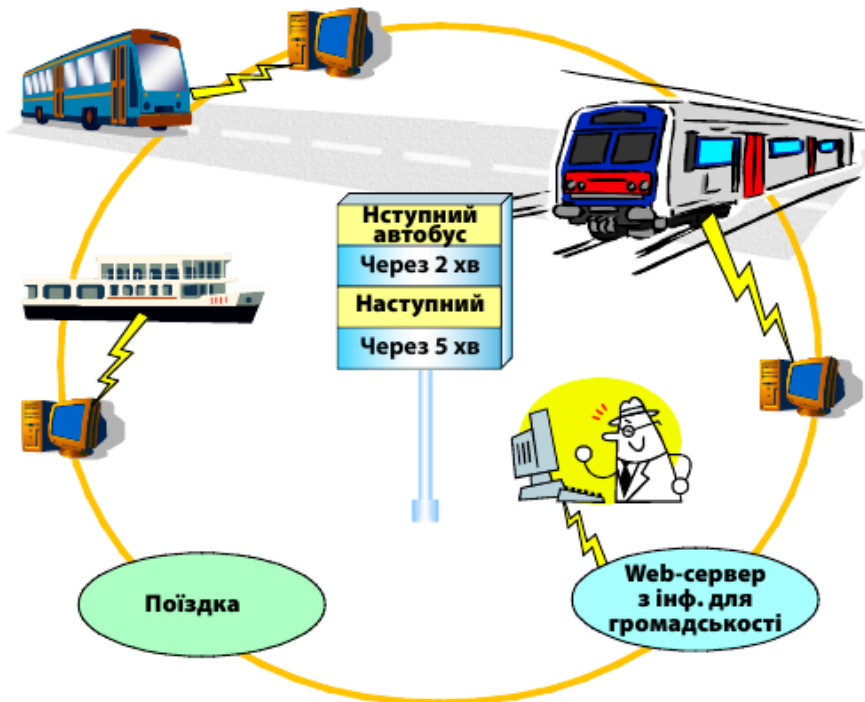


Рисунок 2 – Схема принципу роботи модулю ІТС «Інформація для подорожуючих»

Мета роботи такого модулю - допомогти подорожуючим робити вибір на користь інтелектуального транспорту і зробити громадський транспорт привабливішим. Подібні модулі вже функціонують в таких містах як: Гонконг, Брісбен, Лондон та Берлін. Модуль працює наступним чином: інформація з різних систем громадського транспорту передається між системами. Спільні графіки та маршрути використовуються для планування поїздок різними видами транспорту. Інформація в реальному часі передається у місцях пересадки і пасажирам. Така інформація використовується для затримки відправлення, якщо з'єднуюча послуга знаходиться поблизу. Кожна система може збирати інформацію різними чином, використовуючи різні технології, але ця інформація розповсюджується одним способом.

Якщо для обробки даних ІТС підключити відстеження об'єктів за допомогою супутника схема дії модулю ІТС може мати вигляд як на рис. 3.

Починаючи з 80-х рр.. більшість країн Європи, Азіатсько-Тихоокеанського регіону і США цілеспрямовано і систематично просувають ІТС в якості центральної теми в здійсненні транспортної політики.

У США розвиток ІТС базується на національних програмах, що реалізуються Міністерством транспорту. У 1991 р. Конгрес США законом ISTEA вперше заснував,

розроблену Мінтрансом США, Федеральну програму - П'ятирічний національний програмний план розвитку ІТС. У 1996 р. почалася розробка програми стандартів ІТС за списком критичних інтерфейсів.

У 1998 р. відповідно до закону TEA21 почалася розробка науково-дослідної програми ІТС та програми розгортання ІТС, визначена провідна роль Мінтрансу США в просуванні інтегрованої ІТС, створені структури федерального рівня, в тому числі об'єднаний офіс програми ІТС, який фінансує науково-дослідні розробки, управляє експлуатаційними випробуваннями, координує розробку стандартів і дії Федеральних агентств.

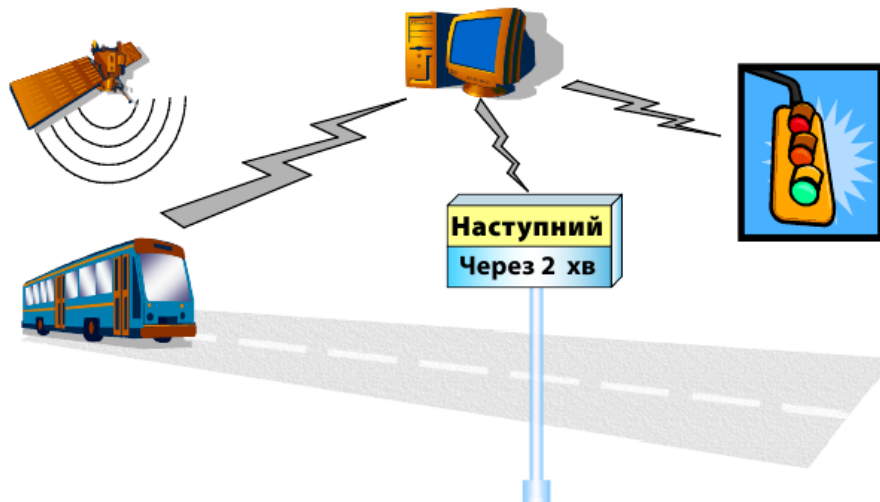


Рисунок 3 – Схема обробки інформації, що поступає в реальному масштабі часу про громадський транспорт

Більшість державних ініціатив, таких як "Національна архітектура ІТС", "Програма розробки стандартів", "Інформаційні системи та мережі для комерційних транспортних засобів (CVISN)" і "Оціночна програма" створили основу, на якій в січні 2002 р. побудований "План програми національної інтелектуальної транспортної системи: Бачення на 10 років" і розроблений критичний інтерфейс для взаємодії на регіональному, штатному та національному рівнях. Засновано "Національна розрахункова палата ІТС" для обміну інформацією та формування політики.

Таким чином, в США створена система постійно оновлюваних офіційних стратегічних і програмних документів з розвитку ІТС, яка охоплює всі рівні планування - від стратегічного до поточного, гарантуючи на законодавчому рівні участь держави в дослідженнях, розробках і розгортанні ІТС.

У Китаї Міністерство комунікацій розпочало розвиток ІТС в 1997 р. зі створення лабораторії та Національного центру інжинірингу і технологій ІТС. Центр представляє команду дослідників з 40 різних інститутів вищої освіти: Пекінського Університету авіації і астронавтики, Пекінського Університету Пошти і Телекомунікацій і т.ін. У 2000 р. Міністерство науки і техніки та більше 10 зацікавлених міністерств і комісій спільно заснували Національну групу з координації ІТС та Національний офіс ключових проектів і підприємств ІТС-технологій, підвідомчими Центру ІТС. У 2003 р. створено Китайський Національний технічний комітет по стандартизації ІТС, в 2007 р. прийнята "Стратегія розвитку ІТС Китаю". Створені інституційні основи для поетапного і планомірного розвитку ІТС.

Розвиток ІТС в Китаї здійснюється на плановій основі під повним контролем держави. Відповідні завдання на розробку і впровадження ІТС-сервісів відображаються в п'ятирічних планах розвитку економіки. Першочергові проекти ІТС в Китаї реалізовані в системі збору платежів на платних дорогах, що тісно пов'язано з політикою розвитку мережі швидкісних автодоріг країни, які є в усіх провінціях. До грудня 2006 запущено 160 систем електронної оплати мит на 64 швидкісних автомагістралях із загальною протяжністю 3200 км.

Європейський Союз в 2006 р. прийняв політичний документ "Європа в русі. Стійка мобільність для нашого континенту", в якому висунуто концепція інтелектуальної мобільності (intelligent mobility). У лютому 2009 р. Комісія ЄС випуском ЗЕЛЕНОЇ КНИГИ "TEN-T: Огляд стратегії" почала процес фундаментального перегляду політики Транс'європейської транспортної мережі для формування єдиної мультимодальної мережі. Вводиться новий концептуальний принцип розвитку пріоритетної транспортної мережі замість чинного принципу пріоритетних проектів, що ініціює процес інтеграції мереж і більш системне використання вузлових з'єднань (де найчастіше виникають затори) - морських і повітряних портів в якості пунктів входу в мережу і основних пунктів міжмодального з'єднання. ІТС відводиться роль мостового з'єднання між жорсткою інфраструктурою і інтелектуальним транспортом, ключа до досягнення цілей транспортної політики.

Розвиток інтелектуальних транспортних систем в транспортній інфраструктурі України не отримав широкого розповсюдження. Більшою мірою він обмежується використанням супутникової навігації і застарілого обладнання у сфері регулювання дорожнього руху.

Спроби впровадження ІТС в Україні почалися в 2008 році, коли мер Києва заявив про створення системи «Розумні світлофори». Для створення системи «Розумні світлофори» місто залучило кредит у розмірі 30 млн євро від Європейського банку реконструкції та розвитку (ЄБРР).

У 2014-2015 роках адміністрація столиці планує модернізувати більшість світлофорів, тому що на сьогоднішній день в центрі працює 120 застарілих світлофорів подібного типу.

Їх оснастять автоматизованою системою управління, яка зможе реагувати на ситуацію на дорозі. Суть системи - створення "зеленої хвилі" для групи авто, які рухаються на крейсерській швидкості. На перехресті для них горить дозволяючий сигнал. І такий коридор створюється далі по ходу руху. Систему модернізують так, що вона буде відстежувати трафік в реальному часі і залежно від ситуації перемикає сигнал світлофора. Спеціальні датчики будуть зчитувати кількість транспорту, і визначати його тип.

Далі всіх по шляху до впровадження інтелектуальної міської транспортної системи в Україні просунувся Харків. До чемпіонату Євро-2012 КП "Харковпастранс" розробило кілька програм з інформатизації управління рухом: єдиного проїзного, системи GPS-навігації, єдиної міської транспортної системи.

На початок 2011 року міське управління Харкова взяло курс на впровадження систем GPS-навігації на всіх видах транспорту, як вирішальний крок до створення єдиної транспортної системи міста. До середини цього ж року GPS-навігатори працювали майже на всіх рухомих одиницях «Міськелектротрансу». Таким чином, транспортна інфраструктура поступово наближається до створення єдиної транспортної системи міста, яка дозволяє якісно і оперативно регулювати пасажиропотоки і реагувати на будь-які ситуації на дорогах.

ІТС має безліч переваг, проте цілий ряд вимог систем-висока точність визначення місця положення транспортних засобів для управління ними в реальному масштабі часу, навігаційне обслуговування аварійного транспорту, проте створення безперервного сталого навігаційного сервісу в умовах тунелів і багатопверхових міських забудов - не може бути забезпечений можливостями сучасних супутникових систем навігації. Для реалізації цих вимог потрібно інтеграція технологій позиціонування з технологіями бездротового зв'язку в цілях створення безперервної віртуального середовища транспортного управління в будь-яких умовах. Також до мінусів ІТС відносяться:

- локальність джерел (відсутність можливості охоплення камер 100% території);
- виникнення труднощів з накопиченням статистики на основі існуючих баз даних;
- неможливість реальної оцінки цільової ефективності - пілотна зона ІТС НЕ масштабуєма до розмірів міста;
- підвищення похибки даних при зміні ефемерид, що досягає 30 метрів;
- вплив рельєфу місцевості на точність даних;
- періодичне порушення безперервності сигналу, які виражаються у спотворенні і затримці визначення сигналу. Також за певних умов приймач не отримує сигналу: через велику хмарність від наземних радіоджерел. При цьому робоча частота лежить в дециметровому діапазоні радіохвиль. Крім цього, до погіршення прийому сигналу призводить місцезнаходження всередині залізобетонного будівлі, в підвальному приміщенні, тунелі або квартирі. Беручи до уваги те, що нахил орбіти у системи GPS моніторингу становить 55, сигнал в приполярних районах погано вловлюється.

Головною проблемою супутникових систем є їх дорожнеча, вони вимагають великих одномоментних вкладень для закупівлі камер фото і відео фіксації, сучасних світлофорів, інформаційних табло, і створення єдиної електронної бази даних для введення системи в експлуатацію. Крім того, стан деяких доріг не готовий до реалізації цього проекту. Також на сьогоднішній момент недостатня точність зображень. Але, незважаючи на недоліки, даний метод отримання інформації про Землю є найбільш перспективним.

В Україні формування інтелектуальних транспортних систем знаходиться на початковому етапі (розробляються стандарти, законодавча база, технології та загальні принципи системи).

Основним фінансовим ризиком впровадження вдосконаленої моделі ІТС є недофінансування, який мінімізуються за рахунок поетапного фінансування, що вимагає інвестування в достатньому обсязі для робіт в рамках кожної стадії розробки. Головний правовий ризик - це відсутність законодавчої бази для побудови ІТС та стандартизації в галузі взаємодії органів виконавчої влади. Мінімізувати групу правових ризиків можливо за рахунок формування правового середовища, методичного комплексу для створення ІТС, а також умов для координації взаємодії різних органів виконавчої влади. До ринкових і технічних ризиків відноситься відсутності відпрацьованої стратегії і бачення розвитку ІТС. Для мінімізації даного ризику необхідно створення наукового співтовариства для розробки власних технологій ІТС та створення Національної стратегії розвитку ІТС.

Необхідно розробити національні стандарти на основні показники, інтерфейси і протоколи зв'язку компонентів ІТС-систем. Для цього доцільно створити Підрозділ з ІТС-системам і виділити йому відповідне початкове державне фінансування. Надалі Підрозділ з ІТС-системам або уповноважена урядом організація буде на постійній

основі проводити ліцензування в області ІТС-систем та сертифікацію систем ІТС різного рівня та призначення, тобто працювати на частковій самоокупності. Підрозділ з ІТС-системам при покликанні: координувати всю діяльність в країні у сфері ІТС-систем, організувати розробку стандартів і нормативних документів; проводити ліцензування і сертифікацію в області ІТС-систем, керувати підготовкою кадрів в області ІТС-систем, забезпечувати міжнародне співробітництво.

Для підготовки кадрів в області ІТС-систем необхідно створити Навчально-дослідний центр, в якому проводилося б не лише навчання фахівців, а й випробування типової апаратури та дослідження з сертифікації в галузі ІТС-систем.

Таким чином, сучасний етап розвитку інтелектуальних транспортних систем в Україні повинен стати етапом консолідації, в якій зацікавлені державні органи, промислові підприємці та особи, які займаються розробкою, створенням, поставкою, експлуатацією та використанням ІТС-систем. З боку державних органів на цьому етапі доцільно спрямувати зусилля на забезпечення:

- Впорядкованості та узгодженості нормативно-правової бази, що стосується основних аспектів діяльності в галузі ІТС-систем;
- Координації наукового супроводу розвитку ІТС-систем в Україні;
- Формування системи підготовки та перепідготовки кадрового потенціалу в галузі ІТС-систем.

Висновок. При формуванні ІТС слід враховувати перспективи розвитку міжнародних транспортних коридорів відповідно до прийнятих в Західній Європі стандартів, питання оснащення автомагістралей, портів, терміналів і інфраструктури компонентами ІТС, що збільшить вартість робіт, але буде компенсовано отриманням значної економіко-соціальної віддачі. Даний факт на практиці перевірений в США, Японії і в розвинених країнах Європи.

Список літератури: 1. *Троицкая Н.А.* Единая транспортная система: Учебник для студентов учреждений сред. проф. образования. - М.: Издательский центр "Академия", 2003. - 240 с. 2. *Fan Y, Khattak, A J and Shay E* Intelligent Transportation Systems: What Do Publications and Patents Tell Us? *Journal of Intelligent Transportation Systems*, 2007, 11:2, 91-103. 3. *Панамарева О.Н.* Сущность понятия экономической эффективности работы транспорта // Сб. науч. трудов. Вып. 12. Новороссийск, 2007. С. 214–216.

УДК 629.113.004.5

Інтелектуальні транспортні системи в Україні / А. Р. Гайков, О. П. Євсєєва, О. В. Баранов, В. Ю. Баранов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 106-112. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-6840.

Предлагается разработка и внедрение интеллектуальных транспортных систем в Украине для повышения уровня экономической и социальной отдачи транспортной инфраструктуры. Рассмотрены примеры внедрения подобных систем в других странах Европы, США и Азии.

Ключевые слова: интеллектуальная транспортная система; оптимизация транспортной инфраструктуры, управление дорожным движением.

Intellectual transport systems in Ukraine / A. R. Gaykov, O. P. Evseeva, A. V. Baranov, V. Yu. Baranov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 106-112. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-6840.

It is proposed to design and implementation of intelligent transport systems in Ukraine to improve the economic and social impact of transport infrastructure. Examples of implementation of such systems in other European countries, the USA and Asia.

Keywords: intelligent transportation system, optimization of transport infrastructure, traffic management.

УДК 629.113

А. В. ВЕСНИН, канд. техн. наук., доц., зав. кафедрой, ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЭКСКАВАТОРНО-АВТОМОБИЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ В СФОРМИРОВАВШИХСЯ СПЕЦИФИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ КАРЬЕРОВ КРИВОРОЖСКОГО РЕГИОНА

Представлены результаты анализа работы экскаваторно-автомобильных комплексов эксплуатирующихся в специфических условиях глубоких карьеров Криворожского региона. На основании теоретических исследований обоснованы рациональные параметры грузонесущих емкостей экскаваторов под существующий парк карьерных самосвалов, в зависимости от плотностных и физико-механических свойств горной массы. При использовании элементов теории массового обслуживания установлено количество автосамосвалов, работающих с одним экскаватором, для обеспечения максимальной эффективности выемочно-транспортного оборудования.

Ключевые слова: карьер, экскаваторно-автомобильный комплекс, грузонесущие емкости машин, физико-механические свойства горной массы, рациональные параметры.

Введение. Характерной особенностью развития современных карьеров является значительное понижение горных работ. Так, на данный момент глубина Первомайского, Анновского карьеров и карьера ЮГОКа составляет 380, 260 и 390 м соответственно, а самого молодого карьера в Криворожском регионе - Ингулецкого - уже превысила 360 м. Увеличение глубины карьеров приводит к ухудшению условий эксплуатации выемочно-транспортного оборудования и, как следствие, к повышению затрат на экскавацию и транспортирование горной массы. Особенно существенно снижается эффективность транспортирования: увеличивается расход топлива карьерными самосвалами, снижается скорость движения, увеличиваются затраты времени на маневрирование в общем времени цикла. При этом доля перемещения горной массы автомобильным транспортом на Криворожских карьерах постоянно увеличивается и на сегодняшний день составляет 80...90% [1].

Высокий процент участия карьерных самосвалов в перемещении горной массы предопределяет их стабильное и достаточно интенсивное обновление. В настоящее время более 80% парка технологического транспорта железорудных предприятий Криворожского региона имеют грузоподъемность 120...160 т и являются продукцией Холдинг «БелАЗ». Парк карьерных экскаваторов обновляется менее интенсивно и состоит из экскаваторов производства МК «Уралмаш», ООО «ИЗ-КАРТЭКС» ЭКГ-8И, ЭКГ-10, ЭКГ-12,5 и их модификаций с ковшами вместимостью 5...12,5 м³. Вместимость же ковша среднесписочного экскаватора составляет 8...10 м³, что при плотностных и физико-механических свойствах железных руд в регионе не соответствует объему кузова и грузоподъемности самосвалов по кратности загружаемых ковшей.

Значительный (до 60...80%) износ существующего экскаваторного парка и малая вместимость ковша экскаваторов, не соответствующая большой грузоподъемности автосамосвалов, поступающих в карьеры, снижают производительность комплекса и препятствуют развитию горных предприятий [2]. Повышение производительности существующих экскаваторно-автомобильных комплексов (ЭАК) не возможно без обновления морально устаревших экскаваторов на машины с ковшом большей вместимости, а эффективные показатели работы, можно

© А. В. Веснин, 2014

получить только на основе качественного согласования сопряженных рабочих емкостей самосвала и экскаватора с установлением количества транспортных средств в комплексе.

Анализ основных достижений и литературы. Установлению эффективных параметров экскаваторно-автомобильных комплексов посвящено достаточное количество теоретических и практических исследований и согласно литературным источникам, рациональное соотношение параметров экскаваторов и автосамосвалов на карьерах колеблется от 3:1 до 6:1 [3]. Минимально допустимым соотношением у одних исследователей выступает 2:1, у других - 4:1, а максимально допустимым от 6:1 до 8:1 [4]. Наиболее совершенными методиками для определения параметров ЭАК считаются использующие экономико-математические модели. Одна из таких разработана СПГГИ (ТУ) и рекомендована для применения в проектных организациях и на производстве по мере изменения горнотехнических и экономических условий [5]. Модель основана на методе статистического моделирования, то есть входные параметры (типы экскаваторов и автосамосвалов, горнотехнические условия) варьируются. В качестве целевой функции эффективности ЭАК принят минимум удельных приведенных затрат на погрузку и транспортирование 1 т горной массы и при одинаковых значениях удельных приведенных затрат по сравниваемым вариантам предпочтение отдается комплексу, обеспечивающему максимальную производительность, маневренность и стабильность. Прототипом данной модели является методика, разработанная А.А. Кулешовым [6].

Основываясь на анализе теоретических источников можно утверждать, что рациональное соотношение, являясь величиной непостоянной, зависит как от технических характеристик погрузочного оборудования (массы экскаватора, его геометрических параметров, длительности цикла экскавации, вместимости ковша), так и от горнотехнических условий работы комплекса (физико-механических свойств горной массы, параметров забоя экскаватора, дальности транспортирования, сложности трасс и параметров автодорог, типа и состояния дорожного покрытия). Горнотехнические условия специфичны для каждого карьера и носят вероятностный характер, а продолжительность цикла экскаватора определяет время погрузки автосамосвала, которое, в свою очередь, влияет на количество транспортных средств, занятых под одним экскаватором. Основными же недостатками существующих методик и моделей являются такие: используя различные методики с одними и теми же начальными данными можно получить противоречивые результаты соотношений параметров экскаваторов и автосамосвалов; найденное эффективное соотношение параметров ЭАК, как правило, представляет собой дробное число, что трудно реализовать на практике, а округленное до наименьшего целого уже не является рациональным по критерию максимальной производительности; большая часть методик разработана для выбора типа ЭАК на стадии разработки и проектирования карьеров, а не в процессе эксплуатации действующих; при определении оптимального соотношения между грузонесущими емкостями горнотранспортного оборудования не рассматриваются возможности применения на карьерных самосвалах кузовов различной вместимости, и соответственно не используются корректировочные коэффициенты учитывающие изменение погрузочной высоты; в методиках оптимизации количества автосамосвалов в комплексе при изменении горно-геологических и горнотехнических условий в качестве целевой функции как правило выступают минимальные затраты от простоев погрузочно-транспортного

оборудования, что не всегда приводит к снижению общих затрат на выемочно-транспортные операции.

Цель исследования, постановка задачи. Основываясь на вышеизложенном, целью исследований является проведение анализа работы экскаваторно-автомобильных комплексов находящихся в непосредственной эксплуатации для обоснования параметров экскаваторов, под существующий парк карьерных самосвалов, работающих в специфических условиях глубоких карьеров Криворожского региона. Второй частью вопроса согласования параметров ЭАК выступает нахождение путей определения количества автосамосвалов в комплексе на основе найденного рационального сочетания количества циклов экскавации.

Таким образом, из факторов, определяющих эффективность экскавации, в данной работе учитываются плотностные и физико-механические свойства горной массы, а из группы факторов, влияющих на эффективность транспортирования, - среднее расстояние транспортирования, средневзвешенный уклон и среднетехническая скорость движения, поскольку именно эти факторы в первую очередь определяют совместимость рабочих параметров ЭАК и производительность комплекса в целом.

Материалы исследований. Аналитической зависимости между плотностью горной породы в целике и коэффициентами наполнения, разрыхления и экскавации в литературных источниках установлено не было. Поэтому была определена зависимость между плотностью горной породы в целике (т/м^3), коэффициентом наполнения и коэффициентом экскавации для механической лопаты, которая представляет собой аппроксимирующуюся полиномом второй степени кривую (рис. 1).

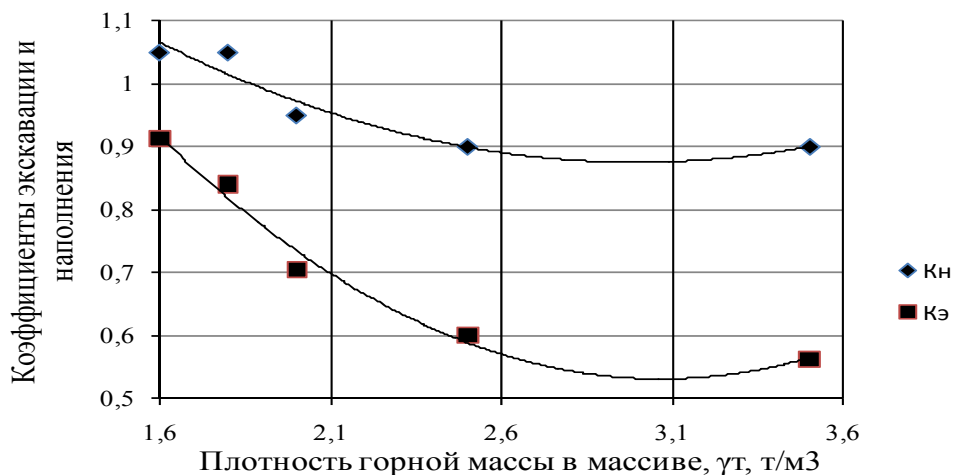


Рисунок 1 – Зависимость коэффициентов наполнения и экскавации от плотности горной породы в массиве

Уравнение аппроксимации для коэффициента наполнения имеет вид

$$k_n = 0,0976 \cdot \gamma_m^2 - 0,585 \cdot \gamma_m + 1,7512, \quad (1);$$

для коэффициента экскавации

$$k_э = 0,1786 \cdot \gamma_m^2 - 1,0958 \cdot \gamma_m + 2,2113, \quad (2)$$

где γ_m – плотность горной породы в целике.

Расчетные физико-механические характеристики горных пород на карьерах Кривбасса, представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные физико-механические характеристики горных пород на карьерах Криворожского региона, влияющие на эффективность экскавации

Вид горной массы	Категория пород по крепости	Плотность в целике, γ_m , т/м ³	Коэффициент наполнения, K_n	Коэффициент разрыхления, K_p	Коэффициент экскавации, K_s
Вскрыша	II	1,9	1,05	1,36	0,77
Скальная порода	IV	2,5	0,90	1,5	0,60
Руда	V	3,5	0,90	1,6	0,56

Из конструктивных особенностей, влияющих на совместимость рабочих параметров ЭАК, для автосамосвалов производства «Холдинг БелАЗ» грузоподъемностью 120...136 т, эксплуатируемых на карьерах региона, следует выделить кузова различной вместимости [6] (табл. 2).

Таблица 2 – Вместимость кузова карьерных автосамосвалов БелАЗ-75145 и БелАЗ-7513

Карьерный самосвал	Грузоподъемность, т	Геометрический объем кузова, м ³	Объем кузова с шайкой 2:1
БелАЗ-75145	120	47,55	63,15
		90*	110*
БелАЗ-7513	130...136	45,5	71,2
		50,1	75,5
		55	80
		59,6	84
		103,8	134,8

*-углевозная комплектация

Расчеты совместимости рабочих параметров ЭАК были проведены для экскаваторов-мехлопат ЭКГ-8И, ЭКГ-10, ЭКГ-12,5 и ЭКГ-15 производства ООО «ИЗ-КАРТЭКС». Вес горной массы в ковше экскаватора с учетом горно-геологических условий рассчитывается из объема по коэффициенту наполнения. ЭАК подбирается таким образом, чтобы количество ковшей экскаватора обеспечивало коэффициент использования грузоподъемности автосамосвала в оптимальных пределах, продолжительность погрузки была минимальной, а вместимость платформы автосамосвала позволяла перевозить данный объем горной массы (табл. 3).

При использовании таблицы 3 получены графические зависимости массы и объема груза в кузове самосвала от количества ковшей экскаватора при работе исследуемых комплексов на руде, скальных породах и вскрыше (как пример показана зависимость работы комплекса на скальной породе рис. 2).

Результаты исследований. Анализ полученных данных позволил сделать промежуточные выводы. При работе экскаватора ЭКГ-15 с автосамосвалами грузоподъемностью 120...136 т на руде наблюдается наименьшая продолжительность погрузки по сравнению с экскаваторами, эксплуатируемыми в настоящее время. Для карьерного автосамосвала БелАЗ-75145 на руде с любым рассматриваемым экскаватором достаточно вместимости стандартной платформы в 47,55 м³, поскольку

объем породы в кузове будет составлять от 50,4 до 57,6 м³, что не превышает объема с «шапкой» 2:1, равного 63,15 м³.

Таблица 3 – Количество ковшей экскаватора n_k в кузове автосамосвала и коэффициент использования грузоподъемности транспортного средства K_q в зависимости от объема ковша экскаватора E , м³ при работе с горной массой различной плотности

Грузоподъемность самосвала, т	Руда							
	E=8		E=10		E=12,5		E=15	
	n_k , ШТ	K_q	n_k , ШТ	K_q	n_k , ШТ	K_q	n_k , ШТ	K_q
120	7	0,921	6	0,987	5	1,028	4	0,987
130	8	0,972	7	1,063	5	0,949	4	0,911
136	8	0,929	7	1,016	5	0,907	4	0,871
Грузоподъемность самосвала, т	Скальная порода и вскрыша							
	E=8		E=10		E=12,5		E=15	
	n_k , ШТ	K_q	n_k , ШТ	K_q	n_k , ШТ	K_q	n_k , ШТ	K_q
120	10	0,980	8	0,980	6	0,920	5	0,920
130	>10	-	9	1,017	7	0,990	6	1,020
136	>10	-	9	0,973	7	0,947	6	0,975

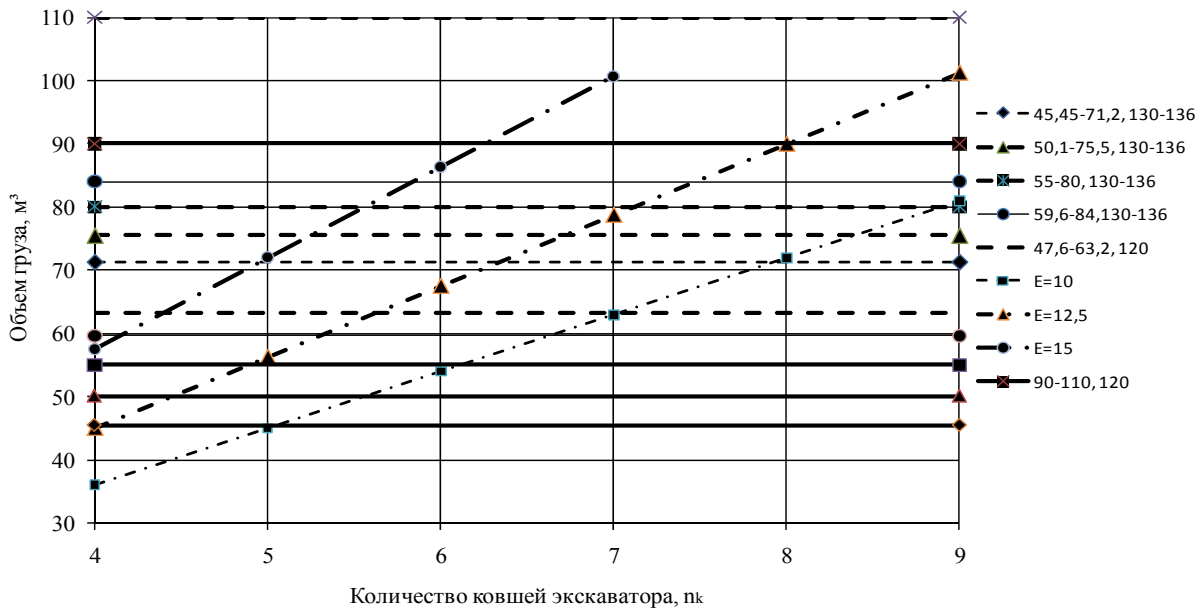


Рисунок 2 – Зависимость объема груза от количества ковшей экскаватора при работе комплекса на скальной породе: - - - - объем платформы самосвала с «шапкой» 2:1; геометрический объем платформы самосвала

Однако в случае использования ЭКГ-15 с автосамосвалом БелАЗ-7513 грузоподъемностью 136 т эффективность комплекса снижается за счет либо недогруза транспортного средства на 13%, либо, при пяти циклах экскавации, перегруза на 8%. Если использовать экскаватор ЭКГ-15 в качестве вскрышного, то в комплексе с автосамосвалами грузоподъемностью 120...136 т коэффициенты использования грузоподъемности и число циклов экскавации будут оптимальными.

При експлуатації кар'єрного автосамосвала БелАЗ-7513 на руді розрахункові об'єми породи в кузові в комплексі з екскаваторами ЕКГ-8И, ЕКГ-10, ЕКГ-12,5 також не перевищують вмістимість стандартної платформи з «шапкою», яка становить $71,2 \text{ м}^3$.

Для скальних порід і вскріши вмістимість стандартної платформи автосамосвала БелАЗ-75145 даже з «шапкою» недостатньо для перевезення розрахункових об'ємів, незважаючи на недогрузи. Однак і використання углевозної платформи на БелАЗ-75145 не раціонально т.к. її геометрична вмістимість значительно перевищує фактичні об'єми породи і вскріши.

Комплекс «екскаватор ЕКГ-15 - автосамосвал БелАЗ-7513» на скальних породах буде працювати з недогрузом автосамосвала на 2,5%. На вскріші щільністю $1,9 \text{ т/м}^3$ можливо застосування автосамосвалів БелАЗ-7513 з геометричним об'ємом платформи $103,8 \text{ м}^3$, так як об'єм породи становить від $91,7$ до $94,8 \text{ м}^3$ в залежності від типу екскаватора.

Остаточно вибір вироблявся по критерію максимальної продуктивності ЕАК при розв'язанні задачі визначення кількості кар'єрних автосамосвалів в комплексі, з допомогою елементів теорії масового обслуговування. Отримані на основі вирахувань залежності коефіцієнтів використання екскаваторів і автосамосвалів при роботі на руді, скальних породах і вскріші від кількості автосамосвалів в комплексі представлені графічно (як приклад показані зміни коефіцієнтів використання екскаваторів і самосвалів в залежності від кількості машин закріплених за одним екскаватором і відстані транспортування рис. 3).

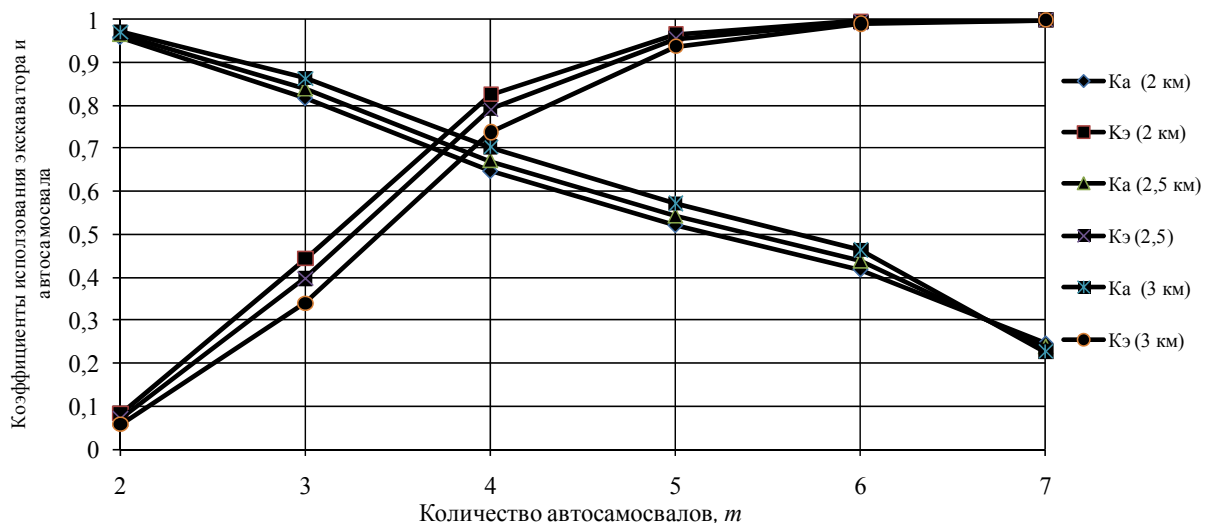


Рисунок 3 – Зміна коефіцієнтів використання екскаваторів і самосвалів БелАЗ-7513/75145 працюючих на добувці, в залежності від кількості машин закріплених за одним екскаватором ЕКГ-12,5 і відстані транспортування гірної маси

Для ЕАК, зайнятих на руді, породі і вскріші, оптимальне число автосамосвалів m , закріплених за одним екскаватором, рівно чотирьом, оскільки простой екскаваторної техніки по порівнянню з простоями автотранспорту призводять до великих втрат. З збільшенням відстані транспортування коефіцієнт використання календарного часу екскаватора зменшується, а коефіцієнт використання автосамосвала збільшується. З переходом від руди до вскріши коефіцієнт використання екскаватора збільшується.

Выводы. Описанный выбор типа ЭАК учитывает плотностные и физико-механические свойства горной массы, обеспечение максимальной производительности оборудования и его технологическую согласованность, наличие устойчивого парка автосамосвалов на Криворожских ГОКах, а также возможность эксплуатировать однотипную технику.

В ходе исследований аналитически установлено, что для работы на руде в условиях глубоких карьеров Криворожского региона оптимальным типом ЭАК является автосамосвал грузоподъемностью 120...136 т - БелАЗ-7513/75145 и карьерный экскаватор с емкостью ковша 12,5 м³ (ЭКГ-12,5), для работы на скальных породах - БелАЗ-7513 - ЭКГ-12,5, на вскрыше - БелАЗ-7513 и экскаватор с емкостью ковша 15 м³ (ЭКГ-15). На основании исследований с использованием методов теории массового обслуживания, позволяющих представить ЭАК в виде модели замкнутой системы массового обслуживания с ожиданием, при критерии целевой функции - оптимальное использование календарного фонда времени установлено, что для рассматриваемых условий - четыре карьерных самосвала, занятых под одним экскаватором, являются рациональной величиной.

Список литературы: 1. *Мариев П.Л.* Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке / П.Л. Мариев [и др.] /- М.: Недра, 2006.- 392с. 2. www.ukrrudprom.ua/digest/dm270505.html. 3. *Васильев М.В.* Автомобильный транспорт карьеров / М.В. Васильев, З.Л. Сироткин, В.П. Смирнов. - М.: Недра, 1973. - 280с. 4. *Кулешов А.А.* Мощные экскаваторно-автомобильные комплексы карьеров / А.А. Кулешов. - М: Недра, 1980. 5. *Мариев П.Л.* Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы / П.Л. Мариев, А.А. Кулешов, А.Н. Егоров, И.В. Зырянов – СПб: Наука, 2004. - 429 с. 6. *Кулешов А.А.* Выбор оптимальной типажной структуры экскаваторно-автомобильных комплексов для условий конкретного карьера / А.А. Кулешов МВиССР РСФСР, Лен. горн. ин-т им. Плеханова, 1989. – 70с. 7. Справочник эксплуатационных характеристик БелАЗ. - «ПО Белорусский автомобильный завод», 2004.

Поступила в редколлегию 03.03.2014

УДК 629.113

Пути повышения эффективности работы экскаваторно-автомобильных комплексов в сформировавшихся специфических условиях карьеров Криворожского региона / А. В. Веснин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 113-119. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-6840.

Представлено результати аналізу роботи экскаваторно-автомобільних комплексів, що експлуатуються в специфічних умовах глибоких кар'єрів Криворізького регіону. На підставі теоретичних досліджень обґрунтовані раціональні параметри вантажних ємностей экскаваторів під існуючий парк кар'єрних самоскидів, залежно від щільнісних та фізико-механічних властивостей гірничої маси. При використанні елементів теорії масового обслуговування встановлена кількість автосамоскидів, що працюють із одним экскаватором, для забезпечення максимальної ефективності вільмально-транспортного встаткування.

Ключові слова: кар'єр, экскаваторно-автомобільний комплекс, вантажні ємності машин, фізико-механічні властивості гірничої маси, раціональні параметри.

Ways of increasing to efficiency of the work shovel-truck complex in ed specific condition quarry Krivorozhskogo region / A. V. Vesnin // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 113-119. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-6840.

The results of analysis of shovel-truck complexes operating in specific conditions of deep pits on Krivoy Rog region are presented. The rational load capacities of excavators according to the existing fleet of pit trucks are substantiated on the basis of theoretical studies depending on the density and physical- mechanical properties of the rock mass. The numbers of pit trucks operating with one shovel are determined by using the elements of queuing theory to ensure the maximum excavator and transport equipment efficiency.

Key words: open pit, shovel-truck complex, load capacity of machines, physical-mechanical properties of the rock mass, rational parameters.

УДК 629.34:62-235:165.41

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ», Харьков;
И. А. ТАРАН, д-р техн. наук, доц., ГВУЗ «НГУ», Днепропетровск

МОНИТОРИНГ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВАРИАНТОВ ТРАНСМИССИЙ НА БАЗЕ СИСТЕМЫ ИНТЕГРАЛЬНЫХ КРИТЕРИЕВ

В результате исследования, в режиме диалога с компьютером, на основании максимизации критериев по динамическому фактору и к.п.д. трансмиссии, и минимизации критериев по тепловыделениям и расходу топлива определен рациональный вектор конструктивных параметров для бесступенчатой электромеханической трансмиссии. Применительно к трансмиссиям транспортных средств работающих в относительно стабильном технологическом процессе, предложенная система критериев позволяет: а) определить наиболее рациональное множество конструктивных параметров трансмиссии с точки зрения максимума среднеинтегрального к.п.д.; б) применить на основе известных регулярных методов оптимизации технологию структурного и параметрического синтеза бесступенчатых трансмиссий; в) производить мониторинг альтернативных вариантов схемных решений трансмиссий еще на этапе проектирования и научно обосновано выбирать наиболее эффективную трансмиссию.

Ключевые слова: трансмиссия, система критериев, конструктивный параметр, критерий качества.

Введение. В каждом транспортном средстве, независимо от массово-габаритных характеристик, типа используемого двигателя и функционального предназначения, для трансформации крутящего момента и угловой скорости двигателя применяется трансмиссия. При мониторинге и оценке рациональных векторов Γ [1] конструктивных параметров трансмиссий, так и при оценке эффективности трансмиссий в целом, необходимо учитывать наиболее вероятные режимы движения транспортного средства, близкие к математическому ожиданию эксплуатационных скоростей, а на этих скоростях – при наиболее вероятных коэффициентах сцепления, то есть реальные технологические режимы загрузки транспортного средства.

Анализ последних достижений и публикаций. Математическая формализация критериев оптимальности по тяговой динамике, к.п.д. гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) и по суммарной мощности тепловыделений в ГОМТ как функции векторного аргумента $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)$ основных конструктивных параметров впервые предложена для ступенчатой механической трансмиссии в работах [2, 3] и для двухпоточных ГОМТ – в работе [4]. В указанных работах введены и используются три основных критерия оптимальности ГОМТ в виде формализованных критериальных объемов \bar{W}_{Dp} , \bar{W}_{np} и $\bar{W}_{\Delta Np}$, тесно связанных соответственно с интегральным стохастическим критерием по тяговой динамике W_{Dp} , интегральным стохастическим критерием по КПД ГОМТ W_{np} и интегральным стохастическим критерием по мощности тепловыделений ΔN в трансмиссии $W_{\Delta Np}$.

Цель исследования, постановка задач. Разработать и апробировать интегральную систему критериев оценки работы бесступенчатых трансмиссий транспортных средств для объективного сравнения альтернативных вариантов. Существующая математическая формализация критериев оптимальности предложена без учета топливной экономичности. Без формализации и трансформации этого важнейшего показателя в интегральный стохастический критерий качества предложенная система критериев не является полной.

Материалы исследования. В работе [4] не совсем корректно утверждается, что «пределы интегрирования, удельная сила тяги тягово-транспортной машины, к.п.д. и

© В. Б. Самородов, И. А. Таран, 2014

относительная мощность тепловыделений в ГОМТ являются функциями варьируемых переменных – всех или большей части передаточных отношений и рабочего объема гидромашин, используемых в ГОП». Некорректность состоит в том, что на удельную силу тяги тягово-транспортной машины, на его к.п.д. и относительную мощность тепловыделений в его трансмиссии, на расход топлива дизельного двигателя и производительность в целом влияют не только передаточные отношения и рабочий объем гидромашин, а и наиболее вероятный коэффициент сцепления в интервале скоростей $V \in [V_1; V_2]$, масса транспортного средства и номинальная эксплуатационная мощность двигателя. Более корректно и обобщенно интегральные стохастические критерии по тяговой динамике W_{Dp} , по к.п.д. ГОМТ W_{np} и по мощности тепловыделений ΔN в трансмиссии $W_{\Delta Np}$ предлагается записывать в виде:

$$\bar{W}_{Dp} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} D(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad (1)$$

$$\bar{W}_{np} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \eta(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad (2)$$

$$\bar{W}_{\Delta Np} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad (3)$$

В формулах (1) – (3) $D(\Gamma, \bar{V}, f)$, $\eta(\Gamma, \bar{V}, f)$ и $\Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, f)$ – соответственно законы изменения удельной силы тяги тягово-транспортной машины, КПД ГОМТ и относительной мощности тепловыделений в ГОМТ как функции вектора $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)$ конструктивных варьируемых параметров, относительной скорости $\bar{V} = V/V_{max}$; \bar{V}_1, \bar{V}_2 – минимальная и максимальная относительные скорости, соответствующие заданному интервалу реальных эксплуатационных скоростей V_1 и V_2 ; f – коэффициент сопротивления движению; $\bar{p}(\bar{V})$ относительная плотность распределения относительных эксплуатационных скоростей движения

$$\bar{p}(\bar{V}) = \exp \left\{ -0,5 \left[\frac{(\bar{V} - M(\bar{V}))}{\sigma(\bar{V})} \right]^2 \right\}, \quad (4)$$

где $M(\bar{V})$ и $\sigma(\bar{V})$ – математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение случайной величины \bar{V} .

В приведенных выражениях интегральных стохастических критериев качества для бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий и для бесступенчатых электромеханических трансмиссий (ЭМТ) предлагается использовать соответственно собственные векторы конструктивных параметров $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_d)$ и $\Gamma'(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_u, k_i, m, N_d)$ вместо предложенного ранее работах [1-4] вектора $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)$.

На рис. 1 приведена пространственная иллюстрация стохастических критериев по тяговой динамике W_{Dp} , по КПД W_{np} и по мощности тепловыделений $W_{\Delta Np}$ определенная для двухдиапазонной бесступенчатой ГОМТ. Построение поверхностей удельной силы тяги, КПД ГОМТ и мощности тепловыделений удобно проводить в

єдиничному кубі с осями в виді відносительної шкорути \bar{V} , відносительної щільности розподілення вероятності $\bar{p}(\bar{V})$ експлуатаційних шкорути і динаміческого фактора D , который также ограничен единицей. Величина ΔN также нормирована своим максимальным значением ΔN_{\max} и по оси $\Delta \bar{N}$ также откладываются относительные значения мощности тепловыделений, не превосходящие единицу. Геометрический смысл формализованных объемов $\bar{W}_{\text{Др}}$, $\bar{W}_{\text{нр}}$ и $\bar{W}_{\Delta \text{Нр}}$ совпадает с геометрическим смыслом интегралов в выражениях (1) – (3). Это – объемы прямых неправильных призм $\bar{V}_1 \bar{V}_2 \text{CEGFC}'\text{E}'$ под выделенными поверхностями, ограниченные в основании единичного куба плоскостью между кривой относительной плотности распределения $\bar{p}(\bar{V})$ и осью OV , двумя плоскостями $EE'G\bar{V}_1$ и $CC'F\bar{V}_2$, перпендикулярными основанию и оси OV , пересекающими ее в точках \bar{V}_1 и \bar{V}_2 , поверхностью ее вертикальных образующих и частью $GF\bar{V}_2\bar{V}_1$ наиболее удаленной грани куба (рис. 1 б). Рассмотренные прямые неправильные призмы под выделенными поверхностями входят в параллелепипеды $AB\bar{V}_2\bar{V}_1A'B'\bar{V}_2'\bar{V}_1'$ с единичными высотами, объемы W_{12} которых численно равны разности $\bar{V}_2 - \bar{V}_1$.

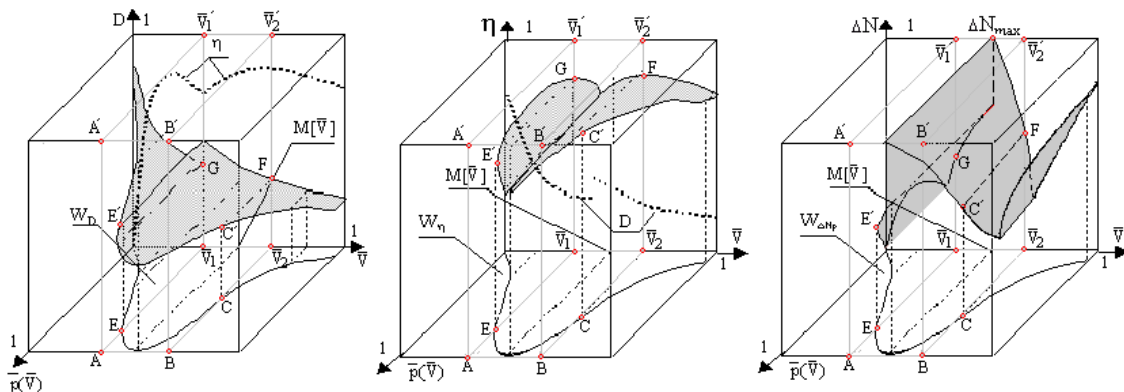


Рисунок 1 – Иллюстрация интегральных стохастических критериев $W_{\text{Др}}$, $W_{\text{нр}}$ и $W_{\Delta \text{Нр}}$ для бесступенчатых трансмиссий транспортных средств

В целом в работах [1-4] введены и используются только три критерия оптимальности ГОМТ в виде формализованных критериальных объемов $\bar{W}_{\text{Др}}$, $\bar{W}_{\text{нр}}$ и $\bar{W}_{\Delta \text{Нр}}$. К сожалению, авторы этих работ ничего не упоминают о таком важном технико-экономическом показателе как топливная экономичность. Без формализации и трансформации этого важнейшего показателя в интегральный стохастический критерий качества предложенная в работах [1-4] система критериев не является полной. Кроме того, обобщая предложенный подход по созданию критериев качества на случай как бесступенчатых гидрообъемно-механических, так и для бесступенчатых электромеханических трансмиссий следует, как уже было сказано выше, учитывать только векторы конструктивных варьируемых параметров в виде $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_d)$ и $\Gamma'(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_u, k_i, m, N_d)$.

Интегральный стохастический критерий $W_{\text{Qр}}$ по топливной экономичности предлагается записывать в виде

$$\bar{W}_{Qp} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} Q(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad 5)$$

где $Q(\Gamma, \bar{V}, f)$ – мгновенный часовой расход ДВС транспортного средства, как функция вектора Γ конструктивных варьируемых параметров бесступенчатой трансмиссии, относительной скорости $\bar{V} = V/V_{\max}$, \bar{V}_1, \bar{V}_2 – минимальная и максимальная относительные скорости заданного интервала реальных эксплуатационных скоростей V_1 и V_2) и коэффициента сцепления f ; $\bar{p}(\bar{V})$ – относительная плотность распределения относительных эксплуатационных скоростей движения. Геометрически интегральный стохастический критерий W_{Qp} по топливной экономичности представляет объем фигуры, выделенной в координатах $\bar{p}(\bar{V}), \bar{V}$ и Q . На рис. 2 приведена предлагаемая авторами пространственная иллюстрация четвертого, интегрального стохастического критерия по топливной экономичности W_{Qp} .

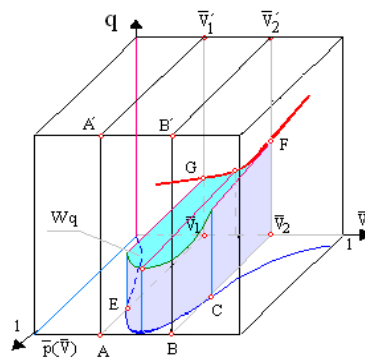


Рисунок 2 – Пространственная иллюстрация интегрального стохастического критерия по топливной экономичности W_{Qp}

Определение рационального вектора конструктивных параметров в режиме диалога с компьютером (или на основе адаптации и развития параметрического синтеза применительно к бесступенчатым ГОМТ и ЭМТ) строится на удовлетворении стохастических интегральных критериев, которые формализованы группами соотношений (1) – (3) и (5) – причем первые пары указанных соотношений – стохастические интегральные критерии по тяговой динамике и коэффициенту полезного действия – должны в процессе расчетно-теоретического обоснования бесступенчатых трансмиссий максимизироваться, а вторые пары этих соотношений – интегральные стохастические критерии по мощности тепловыделений в трансмиссии и введенный интегральный стохастический критерий по топливной экономичности, должны минимизироваться с учетом ограничений конструктивного и эксплуатационного порядка. Следует особо отметить, что только первый и четвертый критерии являются антагонистическими. Таким образом, поиск рационального вектора конструктивных параметров является в целом достаточно сложной и громоздкой задачей параметрического синтеза – многокритериальной оптимизационной задачей, в которой в будущем должны появиться системы экспертных оценок, логика определения весовых коэффициентов в аддитивном обобщенном функционале качества или их назначение лицом, принимающим решение.

В качестве примера определим рациональный вектор конструктивных

параметров для бесступенчатой электромеханической трансмиссии [5] (рис.3) в режиме диалога с ПЭВМ на основании максимизации первых двух критериев по динамическому фактору и к.п.д. трансмиссии, и минимизации критериев по тепловыделениям и расходу топлива (1) – (2), (3) – (5).

Результаты этих исследований приведены на рис. 4.

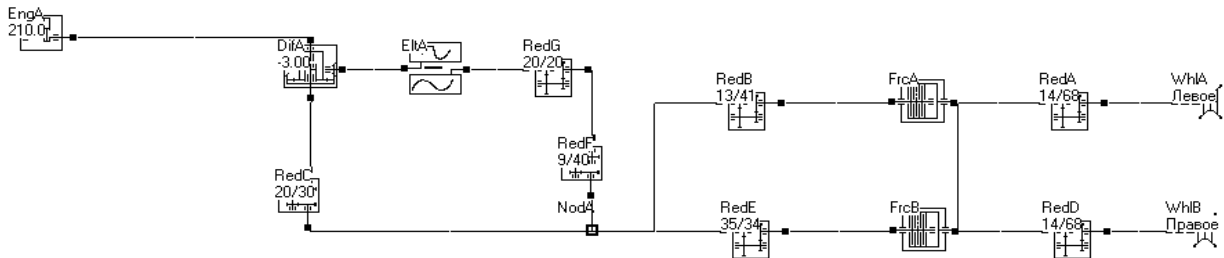


Рисунок 3 – Структурная схема бесступенчатой электромеханической трансмиссии: EngA – двигатель; DifA – планетарный ряд; EltA – электрическая передача; RedA, RedB, RedC, RedD, RedE, RedG и RedF – редукторы; WhlA и WhlB – ведущие оси, FrcA, FrcB – фрикционы

На рис. 4, а представлены зависимости полного к.п.д. (кривые 1), динамического фактора (кривые 2), мощности тепловыделений в трансмиссии (кривые 3), почасового расхода топлива (кривые 4) от скорости при работе ГОМТ №1 в составе дизельвоза массой 10 т на первом тяговом и втором транспортном диапазонах. При расчетах принято (первый столбец данных на рис. 4, б): математическое ожидание эксплуатационной скорости дизель-поезда – $M[V] = 18$ км/ч (5 м/с); скоростной интервал построения интегральных стохастических критериев качества $V_1 = 16$ км/ч (4,44 м/с); $V_2 = 20$ км/ч (5,56 м/с); среднеквадратическое отклонение $\sigma[V] = 2$ км/ч (0,56 м/с).

На рис. 4, б представлены значения среднеинтегральных критериев W_D , W_{np} , $W_{\Delta N}$, W_Q (второй столбец данных), вычисленные по результатам работ [6, 7]. На том же рисунке в третьем столбце данных приведены значения стохастических интегральных критериев, вычисленных по группе формул (1) – (3), (5) и их трехмерная визуализация.

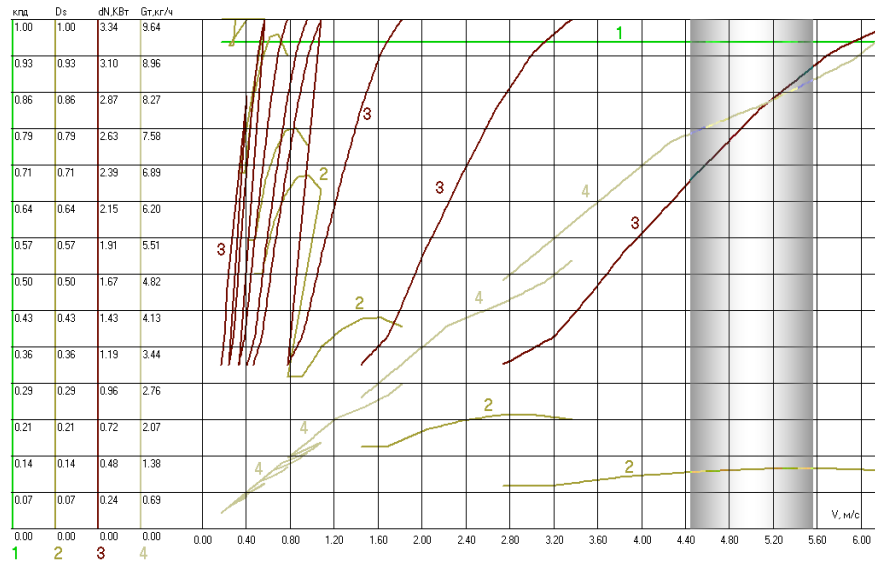
Таким образом, научная новизна работы заключается в следующем – за счет уточнения векторов конструктивных варьируемых параметров и предложенного нового интегрального критерия по топливной экономичности усовершенствована система критериев для оценки эффективности работы бесступенчатых трансмиссий транспортных средств, позволяющая объективно сравнивать основные технико-экономические параметры трансмиссий и определять их рациональные (оптимальные) конструктивные параметры. Практическая значимость заключается в использовании усовершенствованной системы критериев для обоснования типа трансмиссии, обеспечивающей необходимое тяговое усилие и бесступенчатое регулирование скорости движения транспортного средства в заданном диапазоне при работе дизельного двигателя с постоянной частотой вращения коленвала, обеспечивающей минимальные выбросы и потребление топлива.

Выводы и перспективы использования.

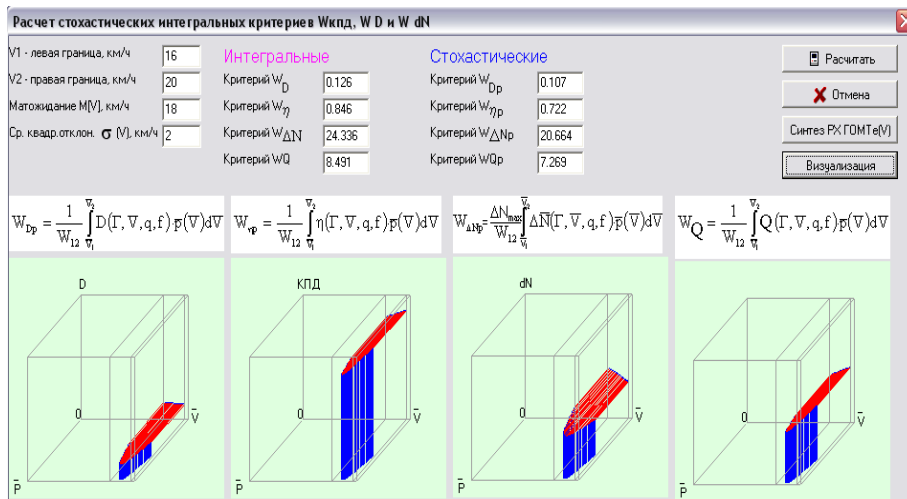
1. Для бесступенчатых гидрообъемно-механических и электромеханических трансмиссий колесных и гусеничных транспортных средств модернизированы и обобщены интегральные стохастические критерии по тяговой динамике W_{Dp} , по к.п.д. W_{np} , по мощности тепловыделений ΔN в трансмиссии $W_{\Delta Np}$. Уточнены векторы

конструктивных варьируемых параметров $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_d)$ и $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_u, k_b, m, N_d)$ соответственно для ГОМТ и ЭМТ.

2. Введен новый интегральный стохастический критерий по топливной экономичности и предложена обобщенная интегрированная система критериев, позволяющая не только объективно сравнивать их основные технико-экономические параметры, но и определять по введенным выше критериям наиболее рациональные или оптимальные конструктивные параметры.



а



б

Рисунок 4 – Интегральные стохастические критерии для бесступенчатой электромеханической трансмиссии: а – полный к.п.д. (1), динамический фактор (2), мощность тепловыделений (3), почасовой расхода топлива (4); б – визуализация интегральных стохастических критериев

3. Для решения в будущем научной проблемы структурного и параметрического синтеза для перспективных бесступенчатых трансмиссий в составе тягового транспорта система предложенных интегральных стохастических критериев качества,

позволяющая провести объективное сравнение альтернативных вариантов трансмиссий, будет иметь решающее значение.

Список литературы: 1. *Самородов В.Б.* Проблемы и направление теоретических исследований в области гидрообъемно-механических трансмиссий в Украине // *Механика и машиностроение.* –1998.–№1.– С.105-109. 2. *Самородов В.Б.* Оптимизация передаточных отношений механической ступенчатой трансмиссии по критерию наилучшей тяговой динамики транспортной машины // *Информационные технологии: наука, техника, технология, оборудование, здоровье.* – Харьков, 1997. –С.371-377. 3. *Самородов В.Б.* Алгоритм оптимизации передаточных отношений механической ступенчатой трансмиссии по критерию наилучшей тяговой динамики гусеничной машины // *Вісник ХДПУ. Збірник наукових праць.*– Харків: ХДПУ.– 1999.–Вип 36. – С.135-140. 4. *Самородов В.Б., Новикова Л.В., Полунин В.Г.* О рациональном выборе передаточных отношений планетарных рядов гидрообъемно-механической трансмиссии транспортной машины // *Конструирование и исследование тракторов.*– Харьков: Вища школа.– 1985.– Вып.6.–С.45-48. 5. *Таран И.А.* Конструктивные параметры двухпоточных гидрообъемно-механических и электрических бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // *Металлургическая и горнорудная промышленность.* – 2011. – № 1. – С. 105 – 108. 6. *Таран И.А.* Система интегральных стохастических критериев для трансмиссий транспортных средств / И.А. Таран // *Наукові нотатки.* – 2010. – Вип. 28. – С. 519 – 523. 7. *Таран И.А.* Среднеинтегральный КПД бесступенчатых двухпоточных трансмиссий шахтного дизелевоза / И.А. Таран // *Матеріали Всеукр. міжвуз. наук.-техн. конф. «Сучасні технології в промисловому виробництві».* – Суми: Сумський державний університет, 2010. – Ч. II. – С. 155 – 156.

Поступила в редколлегию 11.03.2014

УДК 629.34:62-235:165.41

Мониторинг альтернативных вариантов трансмиссий на базе системы интегральных критериев / В. Б. Самородов, И. А. Таран // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування.* – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 120-126. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-6840.

В результате дослідження, в режимі діалогу з комп'ютером, на основі максимізації критеріїв динамічного фактору і к.к.д. трансмісії, і мінімізації критеріїв тепловиділення і витрати палива визначений раціональний вектор конструктивних параметрів для безступінчастої електромеханічної трансмісії. Стосовно трансмісії транспортного засобу, що працює у відносно стабільному технологічному процесі, запропонована система критеріїв дозволяє: а) визначити найбільш раціональну множину конструктивних параметрів трансмісії з точки зору максимуму середньоінтегрального к.к.д.; б) застосовувати на основі відомих регулярних методів оптимізації технологію структурного і параметричного синтезу безступінчастих трансмісій; в) здійснювати моніторинг альтернативних варіантів схемних рішень трансмісій ще на етапі проектування і науково обґрунтовано обирати найбільш ефективну трансмісію.

Ключові слова: трансмісія, система критеріїв, конструктивний параметр, критерій якості.

Monitoring alternative variant transmissions on the base of the system of the integral criterion / V. B. Samorodov, I. A. Taran // *Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding.* – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 120-126. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-6840.

Rational vector of design parameters for stepless electromechanical transmission is determined in a computer-interaction mode basing on maximization of criteria according to dynamic factor and transmission efficiency and minimization of criteria according to heat emission and fuel consumption. As for transmission of a vehicle operating in relatively stable technological process, the system of criteria allows: a) determining optimum set of transmission design parameters from the viewpoint of mean integral efficiency; b) applying a technique of structural and parametrical synthesis of stepless transmissions using known regular optimization methods; c) monitoring alternatives of transmission circuitry at a design stage applying scientific substantiation to select the most efficient transmission.

Keywords: transmission, criteria system, design parameter, quality criterion.

УДК 678.027.94:677

В. А. КОСТРУБ, канд. техн. наук, доц. ВНУ им. В. Даля, Луганск;**А. П. КРАВЧЕНКО**, д-р техн. наук, проф. ВНУ им. В. Даля**АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПРИ СЖАТИИ СЛОЖНОАРМИРОВАННЫХ КОМПОЗИТНЫХ СТЕРЖНЕВЫХ ИЗДЕЛИЙ ДЛЯ СИЛОВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

Введение пространственного армирования однонаправленных композитных стержневых изделий, существенно повышает их физико-механические характеристики. При этом возникает ряд специфических проблем, связанных с реализацией процесса введения вспомогательной арматуры, с положением операций пространственного армирования в регламенте технологического процесса. Проведен анализ напряженно-деформированного состояния и некоторых структурно-технологических особенностей процесса изготовления сложноармированных композитных стержней, применяемых как элементы силового набора автомобильных конструкций. Получены рекомендации по расчету структурных параметров технологического процесса.

Ключевые слова: композитный стержень, напряженно-деформированное состояние, схема армирования, степень наполнения, армирующее волокно.

Введение. В современных условиях, характеризующихся высоким уровнем развития высокоэффективных ресурсосберегающих технологий, важную роль играет использование конструкций, имеющих высокую степень массового совершенства. Разработка таких конструкций для автомобилестроения возможна на основе использования современных композиционных материалов [1]. Получение изделий из таких материалов неразрывно связано с методом их изготовления. При этом, в случае изготовления стержневых длинномерных изделий из композиционных материалов в серийном и массовом производстве, целесообразно использовать непрерывные высокопродуктивные методы производства [2]. Однако создание сложных схем армирования при получении таких стержней непрерывными способами встречает ряд затруднений.

Анализ основных достижений и литературы. Разработанные в настоящее время методы введения дополнительной арматуры недостаточно эффективны и имеют сложное аппаратное оформление [3]. Кроме того, при формовании таких изделий ограничена скорость реализации процесса, форма и размер поперечного сечения в силу значительных усилий, возникающих при протяжке [4, 5]. В связи с этим, возникает необходимость разработки высокопроизводительных энергосберегающих процессов изготовления сложноармированных композитных стержневых изделий, а также создания научных основ для расчета их основных структурно-технологических параметров и параметров технологического оборудования для их реализации.

Цель исследования, постановка задачи. Разработан системный подход к проектированию структуры и расчету параметров технологического процесса изготовления сложноармированных композитных стержневых изделий в зависимости от их типоразмера и назначения [6]. Он основан на плетельно-пултрузионной технологии с формованием в роликовом тракте – ролтрузии - и позволяет получать изделия с высокой степенью массового совершенства. Как известно, введение пространственного армирования однонаправленных композитных стержневых изделий, существенно повышает их физико-механические характеристики [7]. При этом

© В. А. Коструб, А. П. Кравченко, 2014

возникает ряд специфических проблем, связанных с реализацией процесса введения вспомогательной арматуры, с положением операций пространственного армирования в регламенте технологического процесса.

Материалы исследования. Рассмотрим известный процесс спирального армирования. Как показано в работах [8, 9], нанесение спиральной обмотки на продольные коаксиальные слои пропитанного волокнистого материала, позволяет на 10-15% повысить сдвиговые и трансверсальные характеристики и на 20-40% прочность при сжатии. Такая схема пространственного армирования достаточно эффективна в случае, если процессы получения полуфабриката и формования разнесены во времени, т.е. получение спирально армированного полуфабриката является непрерывным, а формование профильных изделий осуществляется в прессформах. Это связано с наличием на поверхности полуфабриката спиральной обмотки, не связанной жестко с основным материалом, структура которой при прохождении формующего тракта нарушается, и она не выполняет своих функций. Поэтому, с целью обеспечения стабильности и непрерывности процесса получения сложноармированных профильных стержневых композитных изделий, а также для сохранения структуры материала, необходимо, чтобы на поверхности полуфабриката слой вспомогательной арматуры имел такую структуру, которая не нарушалась бы при прохождении формующих устройств. Такой структурой обладает плетеный слой вспомогательной арматуры. Причем, изменяя количество оплеточных нитей, угол их укладки и размер ячейки плетения, можно в широких пределах изменять параметры вспомогательного слоя.

Результаты исследований. Для оценки влияния оплетки на несущую способность стержневого элемента рассмотрим энергетический баланс при сжатии некруглого профиля поперечного сечения (рис. 1).

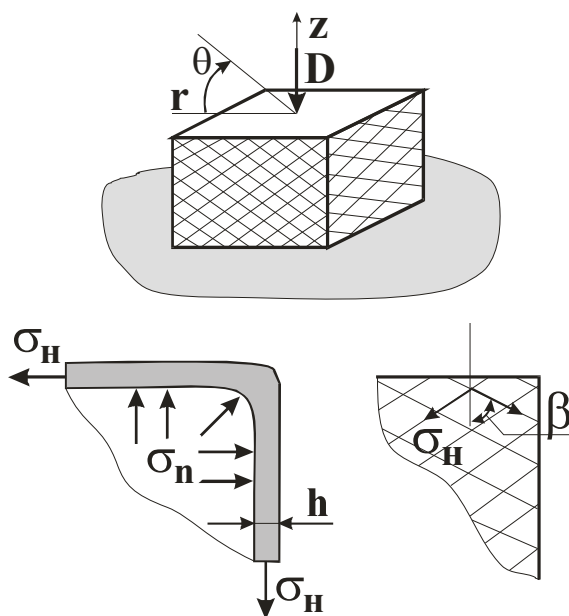


Рисунок 1 – К анализу напряженно-деформированного состояния при сжатии стержня с внешним слоем оплетки

Действие сжимающей силы P вызывает в стержне напряжение σ_z , направленные в направлении основной арматуры. При этом пакет продольных волокон

основной арматуры, ограниченный по периметру тонким оплеточным слоем, находится в состоянии всестороннего растяжения. На границе контакта основная арматура-оплетка возникают нормальные напряжения σ_n , а в нитях оплетки – растягивающие напряжения σ_n . Если угол ячейки оплетки – 2β , тогда напряжения в оплеточной нити можно определить как

$$\sigma_n = -2\sigma_z \sin\beta \frac{E_n}{E} \frac{v_{r\theta} v_{rz}}{v_{zr} \left(2 + \frac{h\Pi \sin\beta}{F} \frac{E_n}{E} \frac{v_{r\theta}^2 v_{rz}}{v_{zr}} \right)}, \quad (1)$$

где: E_n, E – модули упругости нити и основного материала соответственно;

h – толщина оплетки;

F, Π – площадь и периметр поперечного сечения профиля, соответственно;

$v_{r\theta}, v_{rz}, v_{zr}$ – коэффициенты Пуассона.

При выводе формулы (1) предполагалось, что профиль имеет застильную оплетку, т.е. расстояния между соседними нитями таковы, что не оказывают влияния на равномерность распределения напряжений в материале. Таким образом, вспомогательный слой оплеточной арматуры рассматривался условно как сплошной тонкий слой материала, обладающий анизотропией свойств в различных направлениях.

В результате принятых допущений можно определить нормальные напряжения, возникающие на границе контакта основной и вспомогательной арматуры:

$$\sigma_n = 1,8\sigma_z \frac{H}{r} \sin\beta \frac{E_n}{E} \frac{v_{r\theta} v_{rz}}{v_{zr} \left[2 + \frac{h\Pi \sin\beta}{F} \frac{E_n}{E} \frac{v_{r\theta}^2 v_{rz}}{v_{zr}} \right]}; \quad (2)$$

где r – радиус кривизны контура профиля.

Как видно из выражения (2), характер нормальных напряжений зависит от кривизны контура профиля. Для выпуклых участков ($r > 0$) σ_n – сжимающее напряжение, для вогнутых ($r < 0$) σ_n – отрывающее напряжение, на прямолинейных ($r \rightarrow \infty$) σ_n – стремится к нулю.

Если прочность однонаправленного профиля обозначить σ_0 , то теоретическое значение прочности такого же профиля, подкрепленного слоем вспомогательной оплетки можно определить из выражения:

$$\sigma_{z_{\max}} = \sigma_0 \left[1 + \frac{v_{r\theta}^2 v_{rz}}{v_{zr}} \cdot \frac{E_n}{E} \frac{h\Pi \sin\beta}{F} \right]. \quad (3)$$

Как видно из выражений (2) и (3), введение слоя вспомогательной арматуры позволяет повысить несущую способность стержней, причем для стержней закрытого профиля поперечного сечения прочность при сжатии определяется прочностью на разрыв материала вспомогательной арматуры. Для профилей открытого типа, имеющих вогнутые участки, вспомогательный слой также оказывает положительное влияние на несущую способность, однако в этом случае определяющее значение играет величина

межслоевой прочности границы раздела: основной материал – вспомогательная арматура.

Таким образом, введение слоя внешней вспомогательной оплетки повышает несущую способность профильных стержневых элементов на основе волокнистых наполнителей. Причем степень повышения, как следует из (3), прямо пропорциональна толщине вспомогательного слоя h . Однако увеличение толщины h ведет, при неизменной площади поперечного сечения F , к уменьшению доли основной арматуры, что в свою очередь снижает несущую способность стержня. Кроме того, для увеличения толщины вспомогательного слоя, необходимо либо увеличить число носителей нитей, либо использовать нити большей линейной плотности, что создает определенные технические сложности и ведет к снижению скорости протягивания.

Более технологичным и достаточно легко реализуемым технически является введение внутреннего слоя тонкой спиральной обмотки, нанесенного перед укладкой плетеного слоя. Для предотвращения смещения таких слоев, при прохождении формующих устройств, необходимо между обмоточным и оплеточным слоями укладывать коаксиальный слой основной арматуры, который обеспечивает связь между обмоткой и оплеткой. Наличие внутренней спиральной обмотки не только повышает несущую прочность стержневого элемента, но и существенно понижает его склонность к расслоению, что объясняется локализацией внутри коаксиального слоя магистральных трещин, возникающих при сжатии в направлении основного армирования.

Одной из особенностей при получении полуфабриката является то, что формообразующей поверхностью для раскладки основной арматуры является цилиндрическая оправка, с которой полуфабрикат стягивается протягивающим устройством и поступает в зону формования. То есть, полуфабрикат представляет собой полую трубку с коаксиальными слоями основной и дополнительной арматуры. Профиль сечения стержня, формируемого из такого полуфабриката, может иметь любую другую форму.

Таким образом, площади поперечных сечений полуфабриката и готового изделия различны. При этом периметры коаксиальных слоев арматуры в процессе формоизменения остаются неизменными и определяются периметром вспомогательного слоя арматуры. Естественно, что при степени наполнения полуфабриката φ' и готового изделия φ по основному материалу различны, а так как в изделии эта характеристика задается конструктивно, то в полуфабрикате она должна иметь некоторую расчетную величину. Причем, сохранение формы трубчатого полуфабриката может быть обеспечено только в том случае, если степень наполнения каждого последующего коаксиального слоя будет не больше степени наполнения предыдущего, т.е.

$$\varphi_0 \geq \varphi_1 \geq \dots \geq \varphi_n, \quad (4)$$

где n – число коаксиальных слоев.

При этом, если степень наполнения i -го слоя в изделии φ_i , то можно с достаточной степенью достоверности принять

$$\varphi'_i = \varphi_i \frac{\pi}{4}. \quad (5)$$

Выводы. Проведен анализ напряженно-деформированного состояния сжатых сложноармированных композитных стержней, на основании которого получены рекомендации по проектированию их оптимальной структуры.

Список литературы: 1. Применение композиционных материалов в технике // Под ред. Б. Нотон. – М.: Машиностроение. – Т. 3. – 1978. – 508 с. 2. Волков Р.А. Исследование основных вопросов технологии изготовления профилей методом протяжки / Р.А. Волков // Труды ЦНИИТС. – М., 1987. – С. 74-78. 3. Жовнер Б.А. Формование профилей прямоугольного сечения методом пултрузии / Б.А. Жовнер, В.Ф. Царев // Авиационная промышленность. – 1992. - №1. – С. 25-26. 4. Щербаков В.Т. Изготовление трубчатых конструкций методом пултрузии / В.Т. Щербаков, Б.А. Попов, Н.В. Выморков // Технология / Конструкции из композитных материалов. – 1989. – Вып.№2. – С. 47-59. 5. Жовнер В.А. Формование профилей из ПКМ методом пултрузии / В.А. Жовнер // Технология производства деталей из композитов. Тезисы докл. научно-техн. конф. – Киев: 1991. – С. 30-32. 6. Коструб В.А. Анализ термокинетических параметров плетельно-пултрузионного процесса формования композитных стержней для силовых автомобильных конструкций / В.А. Коструб, А.П. Кравченко / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. - №42 (948). – С. 107-113. 7. Коструб В.А. Расчет параметров плетельно-пултрузионного процесса изготовления стержневых композитных изделий для автомобильных конструкций / В.А. Коструб, Е.Ю. Герасимов // Наука - образованию, производству, экономике / Материалы XI Международной научно-технической конференции. – Минск: БНТУ, 2013. Том 2. – С. 20-21. 8. Коструб В.А. Исследование процесса формования композитов методом ролтрузии / В.А. Коструб // Слоистые композиционные материалы-98: Сборник трудов конференции / Волгоград. гос. тех. ун-т. – Волгоград: ВГТУ, 1998. – С. 322-323. 9. Коструб В.А. Процесс ролтрузии как метод создания сложноармированных композиционных стержневых изделий / В.А. Коструб // Композиционные материалы в промышленности (Славполиком-98): Тезисы докладов Международной конференции. – Киев: АТМ Украины, 1998. – С. 87.

Поступила в редколлегию 03.03.2014

УДК 678.027.94:677

Анализ напряженно-деформированного состояния при сжатии сложноармированных композитных стержневых изделий для силовых автомобильных конструкций / В. А. Коструб, А. П. Кравченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 127-131. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено аналіз напружено-деформованого стану та деяких структурно-технологічних особливостей процесу виготовлення складноармованих композитних стрижнів, що використовуються як елементи силового набору автомобільних конструкцій. Отримані рекомендації щодо розрахунку структурних параметрів технологічного процесу.

Ключові слова: композитний стрижень, напружено-деформований стан, схема армування, ступінь наповнення, армуюче волокно.

The analysis stress strain state conditions at compression complex armored component pivotal product for power car design / V. A. Kostrub, A. P. Kravchenko // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 127-131. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-6840.

The analysis of stressed and strained state and some of the structural, technological features of the process of manufacturing complicated reinforced composite rods are used as elements of the power set of structures. Received recommendations on estimation of structural parameters of technological process.

Keywords: composite rod, stress strain state, reinforcement scheme, degree of filling, armored fiber.

УДК 656.08

А. В. САРАЕВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЭКСТРЕННОЙ
ОСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ**

Предлагается для оценки параметров экстренной остановки автомобиля математическая модель, записанная в дифференциальных уравнениях и решаемая аналитическим способом. С использованием данной модели возможно определить в любой момент времени скорость и координаты автомобиля, в процессе его торможения. Преимущества разработанной модели в повышении точности расчета и улучшении информативности оценки экстренной остановки автомобиля. Это позволяет усовершенствовать метод оценки тормозной эффективности автомобиля для исследования обстоятельств дорожно-транспортного происшествия, что в целом должно способствовать повышению объективности выводов автотехнической экспертизы.

Ключевые слова: дорожно-транспортное происшествие, торможение, эффективность, расчет, модель, метод, усовершенствование.

Введение. Одной из основных задач исследования дорожно-транспортного происшествия (ДТП), является восстановление механизма его развития во времени. Для этого исследуется тормозная эффективность автомобиля, которая наряду с другими параметрами движения автомобиля и дает полную, и исчерпывающую картину обстоятельств ДТП. Чем точнее эксперт сможет оценить тормозную эффективность автомобиля, рассчитать его скорость движения в различные моменты времени, тем объективнее будет вывод всей экспертизы. Поэтому такая важная и актуальная проблема повышения точности расчета тормозной эффективности автомобиля, его скорости движения в процессе развития ДТП должна решаться на современном уровне с использованием математического аппарата и программного обеспечения.

Анализ основных достижений и литературы. Детально и глубоко вопросами исследования тормозной динамики автомобиля занимались такие известные ученые как Чудаков Е.А., Бухарин Н.А., Гредескул А.Б., Генбом Б.Б. и многие другие. Поэтому в настоящее время сложились целые научные школы, исследующие динамические свойства автомобиля, например, в Украине - это школа «Динамика торможения и тормозные системы автотранспортных средств», которую в настоящее время возглавляет профессор Туренко А.Н. Применительно к исследованиям ДТП наиболее подробно процесс торможения рассмотрен в работах под руководством профессора Иларионова В.А. [1, 2]. В настоящее время недостатки и проблемы существующих экспертных расчетных методов процесса торможения автомобиля подняты и исследуются как в Украине [3, 4, 5, 6, 7], так и за рубежом [8, 9].

Цель исследования и постановка задачи. Повысить точность и информативность расчета тормозной эффективности автомобиля.

Для этого необходимо решить следующие основные задачи:

- с использованием дифференциальных уравнений и программного обеспечения составить и решить математическую модель, которая в полной мере будет отображать процесс экстренной остановки автомобиля.

- усовершенствовать метод расчета тормозной эффективности и скорости движения автомобиля для проблемных вопросов исследования обстоятельств ДТП.

Материалы исследования. В большинстве случаев при возникновении опасной дорожной ситуации, чтобы предотвратить ДТП, водитель должен применять экстренное торможение. Насколько исследования вопроса процесса торможения от

времени важно для анализа ДТП? - объясним на примере. Пусть АТС движется со скоростью 90 км/ч - это 25 м/с, т.е. за 1 секунду АТС проезжает путь в 25 м. Тогда, например, за время в 0,2 с АТС проезжает 5 м, а за время 0,4 с - 10 м. Иногда, для предотвращения ДТП, не хватает нескольких десятков метра. Поэтому так важно, чтобы во время анализа ДТП учитывалась каждая десятая секунда и каждая десятая метра остановочного пути транспортного средства.

Предметное видение процесса торможения автомобиля во времени дает тормозная диаграмма (рис. 1).

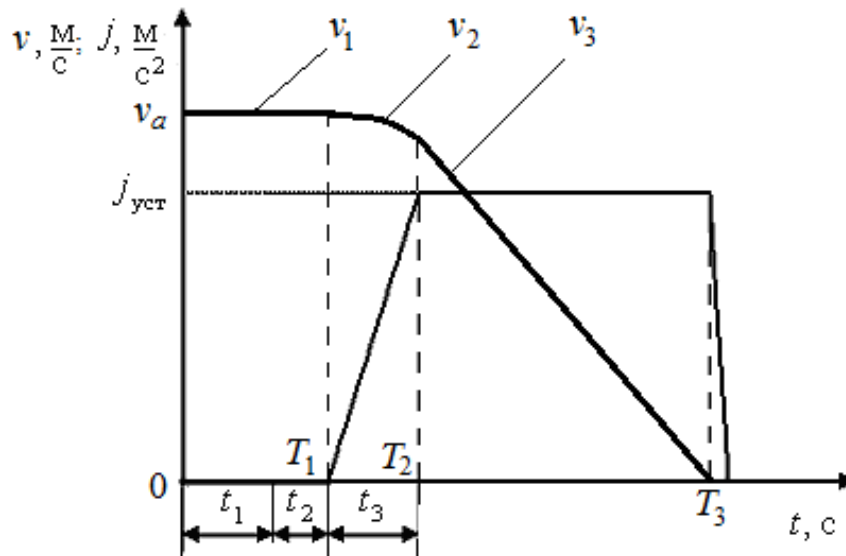


Рисунок 1 – Тормозная диаграмма процесса экстренной остановки автомобиля

На тормозной диаграмме время реакции водителя t_1 – это интервал времени с момента реагирования водителя на опасность, до начала действия его на педаль тормоза. Время запаздывания срабатывания тормоза t_2 – промежуток времени с момента нажатия на педаль тормоза до момента появления замедления автомобиля. Время нарастания замедления t_3 – это интервал времени с начала замедления автомобиля до момента, когда замедление достигает своего постоянного (установившегося) значения. Время торможения с установившимся замедлением t_4 – это интервал времени, когда автомобиль тормозит с максимальной эффективностью.

Интервалы времени t_1 , t_2 , t_3 эксперт (исследователь ДТП) должен принимать согласно существующим методическим рекомендациям, той страны, где произошло ДТП. Время реакции водителя t_1 зависит от множества факторов: пола, возраста, квалификации, физического состояния водителя. Поэтому при исследовании ДТП используются среднестатистические значения времени реакции водителя. Например, в некоторых странах при исследовании ДТП время реакции водителя считается постоянным и равным 0,68 с, или 0,8 с [1]. Употребление единого значения времени для всех видов ДТП не всегда оправданно. От водителя нельзя требовать предельного напряжения при любых обстоятельствах и постоянной готовности к выполнению эффективных действий по предупреждению ДТП. Иногда препятствие может появиться для водителя без предшествующих признаков опасности, например, выход пешехода на проезжую часть за пределами населенного пункта, где переход не

разрешен. В других случаях, наоборот, водитель может предусматривать характер препятствия и место его появления и имеет возможность заведомо подготовиться к принятию необходимых мер безопасности, например, при выходе пешехода на проезжую часть, где переход разрешается, вслед за другим пешеходом. Поэтому специалисты обоснованно считают, что более правильно применять значение времени реакции водителя в зависимости от дорожно-транспортной ситуации, например, в некоторых странах используются дифференцированные значения времени реакции водителя в пределах 0,6-1,4 с [2].

Что касается интервала времени запаздывания торможения t_2 , то он зависит от категории и базы транспортного средства, а также типа тормозного привода и конструкции тормозных механизмов. Соответственно это время может находиться в пределах 0,1-0,4 с [3]. Меньшие значения времени t_2 присущие легковым автомобилям, а большие – грузовикам.

Время нарастания замедления t_3 в основном зависит от категории, загрузки и типа тормозного привода транспортного средства, а также от коэффициента сцепления колес с дорогой. Существуют общие рекомендации относительно выбора времени нарастания замедления. Например, на сухом асфальте для легковых автомобилей и грузовых на их базе (категории M_1 и N_1) $t_3 = 0,4$ с; для небольших автобусов (категория M_2) $t_3 = 0,5$ с и для всех остальных категорий автомобильных транспортных средств в снаряженном состоянии $t_3 = 0,6$ с [4].

Основными критериями оценки эффективности торможения автомобиля при исследовании ДТП являются его остановочный путь и установившееся замедление. Остановочный путь автомобиля - это расстояние, которое проходит автомобиль от момента реагирования водителя на опасность до момента остановки. Формула для расчета остановочного пути автомобиля имеет следующий вид [1, 2]

$$S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \frac{V_a}{3,6} + \frac{V_a^2}{26j_0}, \quad (1)$$

где S_0 – остановочный путь автомобиля, м;

t_1 – время реакции водителя, с;

t_2 – время запаздывания срабатывания действия тормозов автомобиля, м;

t_3 – время нарастания замедления автомобиля, м;

V_a – скорость движения автомобиля перед торможением, км/ч;

j_0 – установившееся замедление автомобиля, м/с².

Установившееся замедление - это среднее значение замедления автомобиля в установившейся фазе торможения с максимальной эффективностью (см. рис. 1). Установившееся замедление автомобиля можно определить тремя разными способами: путем расчета, по систематизированным статистическим данным и измерением при проведении эксперимента. По формуле (1) несложно рассчитать остановочный путь любого автомобильного транспортного средства, поскольку, как было уже сказано, все переменные, что входят в эту формулу определяются по систематизированным статистическим данным кроме скорости движения автомобиля, которая определяется по формуле

$$v_a = 1,8j_0t_3 + \sqrt{26j_0S_0}. \quad (2)$$

где S_u – длина следа торможения (юза) на дорожном покрытии, м.

В большинстве своем современные автомобили оборудуются тормозными системами, не допускающими блокировку колес и образование следов юза на дорожном покрытии. В таком случае объективные данные для расчета параметров движения автомобиля по формулам (1) и (2) практически отсутствуют и, для определения скорости автомобиля приходится прибегать к показаниям водителя, свидетелей, потерпевших. Естественно, такой способ определения параметров движения автомобиля является необъективным и сопряжен с неизбежными погрешностями.

Результаты исследования. Для повышения информативности и объективности экспертного исследования ДТП в работе предлагается усовершенствовать математическую модель оценки параметров экстренного торможения автомобиля. Известно, что аналитический метод решения технической задачи является наиболее точным. Если этот метод невозможно применить при решении задачи, то используют другие математические методы, наиболее распространенные из которых численные, асимптотические, статистические, булевы и т.д. Чтобы на новом более точном уровне формализовать процесс экстренной остановки автомобиля, рассмотрим этот процесс поэтапно на трех участках $0T_1$, T_1T_2 , T_2T_3 (см. рис. 1). На участке $0T_1$ водитель начинает реагировать на опасность за некоторое время t_1 и дальше нажимает на педаль тормоза, но начало срабатывания тормозов происходит не мгновенно, а с некоторым опозданием t_2 . Можно предположить, что за этот небольшой интервал времени скорость движения v_1 будет неизменной. Дальше на втором участке T_1T_2 замедление автомобиля начинает возрастать до некоторой максимальной величины. На третьем участке T_2T_3 происходит торможение транспортного средства с максимальной эффективностью, когда его замедление приобретает установившееся значение j_0 .

Еще раз сформулируем условия задачи. Во-первых, необходимо определить остановочный путь автомобиля, состоящий из трех участков $S_1(t_1 + t_2)$; $S_2(t_3)$; $S_3(t_4)$, когда конец одного участка является началом следующего и когда известно, что значения интервалов времени t_1, t_2, t_3 берутся экспертом по систематизированным методическим данным. Известны также в этой задаче значение скорости автомобиля перед торможением v_a и значение его установившегося замедления j_0 . Во-вторых, необходимо определить время остановки автомобиля. В-третьих, необходимо решить обратную задачу по определению скорости движения автомобиля перед торможением v_a , если известны значения его установившегося замедления j_0 и интервалы времени t_1, t_2, t_3, t_4 .

Решим поставленные задачи аналитическим способом. Для этого запишем функцию замедления от времени на трёх последовательных участках остановочного пути, как

$$j(t) = \begin{cases} 0, & 0 \leq t \leq T_1; \\ at + b, & T_1 \leq t \leq T_2; \\ j_0 = const, & T_2 \leq t \leq T_3. \end{cases} \quad (3)$$

Запишем функции скорости и расстояния на трёх участках остановочного пути в виде дифференциальных уравнений с начальными условиями когда конец одного участка является началом второго участка. Первый участок

$$\begin{cases} \frac{dv_1}{dt} = 0; \\ v_1(0) = v_a. \end{cases} \quad (4)$$

где v_a – скорость движения автомобиля перед торможением, м/с.

После интегрирования получим скорость на первом участке остановочного пути

$$\begin{cases} v_1(t) = C_1^v; \quad C_1^v = const \Rightarrow v_1(t) = v_a \\ v_1(0) = C_1^v = v_a. \end{cases} \quad (5)$$

Начальные условия для расчета первого участка остановочного пути автомобиля

$$\begin{cases} \frac{dS_1}{dt} = v_1 = v_a; \\ S_1(0) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

После интегрирования получим выражение для расчета расстояния на первом участке остановочного пути

$$\begin{cases} S_1(t) = v_a t + C_1^S; \quad C_1^S = const \Rightarrow S_1(t) = v_a t; \quad S_1(T_1) = v_a(t_1 + t_2) \\ S_1(0) = 0 = C_1^S. \end{cases} \quad (7)$$

Рассмотрим процесс торможения автомобиля на втором участке от T_1 до T_2 . Функцию нарастания замедления j транспортного средства на этом участке торможения можно представить с помощью линейной функции вида $y = ax + b$. С учетом того, что процесс нарастания замедления имеет место только на участке $T_1 T_2$ можно записать начальные условия для этого участка $y = j$, $x = t$, ($y_1 = j_1 = 0$, $x_1 = 0$), ($y_2 = j_0$, $x_2 = T_2 - T_1 = t_3$). Тогда коэффициенты линейной функции будут иметь вид $a = \frac{j_0}{T_2 - T_1} = \frac{j_0}{t_3}$, $b = 0$, а функцию нарастания замедления автомобиля на участке $T_1 T_2$ можно представить, как $j = at = \frac{j_0}{t_3} t$. Тогда дифференциальное уравнение изменения скорости движения автомобиля на участке от T_1 до T_2 будет иметь вид

$$\begin{cases} \frac{dv_2}{dt} = -j = -at = -\frac{j_0 t}{t_3}, \quad a = \frac{j_0}{t_3}, \\ v_2(0) = v_a. \end{cases} \quad (8)$$

После интегрирования получим выражение для расчета скорости движения автомобиля на втором участке его остановочного пути

$$\begin{cases} v_2(t) = -\frac{j_0 t^2}{2t_3} + C_2^v, \quad C_2^v = const = v_a \Rightarrow v_2(t) = -\frac{j_0 t^2}{2t_3} + v_a; \\ v_2(0) = v_a = C_2^v. \end{cases} \quad (9)$$

Скорость автомобиля в конце интервала времени t_3 будет

$$v_3 = v_a - \frac{j_0 t_3}{2} \quad (10)$$

Начальные условия для расчета расстояния на участке от T_1 до T_2 будут

$$\begin{cases} \frac{dS_2}{dt} = v_2(t) = v_a - \frac{j_0 t^2}{2t_3}; \\ S_2(0) = 0. \end{cases} \quad (11)$$

После интегрирования получим выражение для расчета расстояния на втором участке остановочного пути автомобиля от T_1 до T_2 в разный момент времени t

$$S_2(t) = v_a t - \frac{j_0 t^3}{6t_3}, \quad (12)$$

а в целом расстояние остановочного пути на участке от T_1 до T_2 будет равняться

$$S_2 = v_a t_3 - \frac{j_0 t_3^2}{6} \quad (13)$$

Начальные условия для расчета скорости на участке от T_2 до T_3

$$\begin{cases} \frac{dv_3}{dt} = -j_0 = const; \\ v_3(0) = v_2(t_3) = v_a - \frac{j_0 t_3}{2}. \end{cases} \quad (14)$$

После интегрирования получим выражение для расчета скорости движения автомобиля на третьем участке его остановочного пути

$$\begin{cases} v_3(t) = -j_0 t + C_3^v; \\ v_3(0) = v_a - \frac{j_0 t_3}{2} = C_3^v. \end{cases} \quad (15)$$

Откуда функция скорости движения автомобиля на участке от T_2 до T_3 будет иметь вид

$$v_3(t) = v_a - \frac{j_0 t_3}{2} - j_0 t. \quad (16)$$

Если записать выражение скорости движения автомобиля (16) в точке T_3 , когда эта скорость будет равнять 0, то получим выражение

$$v_3(T_3) = 0 = v_a - \frac{j_0 t_3}{2} - j_0 t_4, \quad (17)$$

из которого определим время торможения автомобиля t_4 , на последнем участке его остановочного пути

$$t_4 = \frac{1}{j_0} \left(v_a - \frac{j_0 t_3}{2} \right) = \frac{v_3}{j_0}, \quad (18)$$

Начальными условиями для расчета остановочного пути на участке от T_2 до T_3 будут

$$\begin{cases} \frac{dS_3}{dt} = v_3(t) = v_a - \frac{j_0 t_3}{2} - j_0 t; \\ S_3(0) = 0. \end{cases} \quad (19)$$

После интегрирования выражения (19) получим функцию остановочного пути автомобиля на участке от T_2 до T_3

$$S_3(t) = \left(v_a - \frac{j_0 t_3}{2} \right) t - \frac{j_0 t^2}{2}, \quad (20)$$

а остановочный путь автомобиля на участке от T_2 до T_3 будет равняться

$$S_3(t_4) = \left(v_a - \frac{j_0 t_3}{2} \right) t_4 - \frac{j_0 t_4^2}{2} = \frac{v_3^2}{2j} = \frac{1}{2j} \left(v_a - \frac{j t_3}{2} \right)^2, \quad (21)$$

Очевидно, что в целом остановочный путь автомобиля S_0 будет складываться из суммы участков S_1, S_2, S_3

$$S_0 = S_1 + S_2 + S_3 \quad (22)$$

Выводы. Усовершенствована математическая модель остановочного пути автомобиля, которая, во-первых, дает более точное аналитическое решение задачи и имеет меньшее количество допущений по сравнению с существующей, во-вторых, представлена в дифференциальном виде, что выгодно позволяет выполнить расчет функции остановочного пути и функции скорости автомобиля в любой момент времени, и, в-третьих, поскольку модель записана в дифференциальном виде, ее удобно использовать в автоматизированных системах расчета (прикладных программах), которые предназначены для исследования ДТП.

Список литературы: 1. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий: учебник для вузов / В.А. Иларионов. – М.: Транспорт, 1989. – 254 с. 2. Судебная автотехническая экспертиза. – В 2 ч. / под научн. руков. В.А. Иларионова. – Ч. 2. – М.: Министерство юстиции СССР, 1980. – 490 с. 3. Туренко А.М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для ВНЗ / Клименко В.І., Сараєв О.В., Данець С.В.. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 320 с. 4. Туренко А.Н. Автотехническая экспертиза: учебное пособие / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Сараєв. – Х.: ХНАДУ, 2007. – 156 с. 5. Сараєв О.В. Проблемні питання визначення параметрів руху

транспортних засобів при дослідженні ДТП / Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – Х.: ХНАДУ. – 2013. Вып. 61 – 62. – С. 174-178. **6. Клименко В.І.** Дослідження впливу антиблокувальної системи на ефективність гальмування легкового автомобіля / *В.І. Клименко, І.А. Давіденко, О.В. Сараєв* // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – Х.: ХНАДУ. – 2011. – Вып. 29. – С. 245–249. **7. Туренко А.Н.** Исследование тормозной динамики автомобиля при анализе дорожно-транспортного происшествия / *А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Сараев, А.О. Малявин* // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – Х.: ХНАДУ. – 2010. Вып. 26. – С. 17-22. **8. Суворов Ю.Б.** Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Судебно-экспертная оценка действий водителей и других лиц, ответственных за обеспечение безопасности дорожного движения, на участках ДТП: учебное пособие для вузов / *Ю.Б. Суворов*. – М.: Право и закон, 2004. – 208 с. **9.** Автомобильный справочник BOSCH: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.

Надійшла до редколегії 03.03.2014

УДК 656.08

Математическое моделирование процесса экстренной остановки автомобиля / А. В. Сараєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 9 (1052). – С. 132-139. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

Пропонується для оцінки параметрів екстреної зупинки автомобіля математична модель, яка записана в диференціальних рівняннях і розв'язана аналітичним способом. З використанням даної моделі можливо визначити в будь-який момент часу швидкість і координати автомобіля, у процесі його гальмування. Переваги розробленої моделі в підвищенні точності розрахунку й поліпшенні інформативності оцінки екстреної зупинки автомобіля. Це дозволяє вдосконалити метод оцінки гальмової ефективності автомобіля для дослідження обставин дорожньо-транспортної пригоди, що в цілому повинне сприяти підвищенню об'єктивності висновків автотехнічної експертизи.

Ключові слова: дорожньо-транспортна пригода, гальмування, ефективність, розрахунок, модель, метод, удосконалення.

Mathematical modeling of emergency car braking / A. V. Sarayev // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 132-139. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-6840.

It is proposed to estimate the parameters of the emergency car braking by using a mathematical model written in differential equations and solved analytically. Using this model, one can determine at any time the coordinates and the velocity of the vehicle during its braking. Advantages of the developed model lie in improving the accuracy of calculation and improving the informativeness of emergency car braking evaluation. It allows to improve the braking performance evaluation method for investigation of circumstances of road accidents, which should generally enhance the objectivity of autotechnical examination conclusions.

Keywords: traffic accident, braking efficiency, calculation model, method improvement.

УДК 629.08

М. П. БУЛГАКОВ, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харків**ДІАГНОСТУВАННЯ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ З БЕЗПОСЕРЕДНІМ
УПОРСКУВАННЯМ ЗА КОЛИВАННЯМИ ТИСКУ ПАЛИВА У РАМПІ**

Викладена методика діагностування паливних систем із безпосереднім упорскуванням палива за коливаннями тиску палива у рампі. Виконане математичне моделювання залежності провалу тиску від величини тривалості упорскування палива. Наведені результати аналізу свідчать про те, що у FSI найбільш часто виходять із ладу ПНВТ і форсунки. Показана така несправність, як забруднення форсунок. Це дозволяє проводити експрес-діагностику вузлів.

Ключові слова: діагностування, паливна система, тиск, коливання, датчик

Вступ. Двигун с безпосереднім упорскуванням бензину забезпечує унікальну комбінацію паливної економічності, що наближається до дизеля, і потужності бензинового мотора.

Від традиційних інжекторних системах двигуни конструктивно відрізняються досить суттєво. По-перше, вони можуть бути тільки багатоклапанними. У головці блоку є майже вертикальні канали для подачі повітря із впускного колектора, які забезпечують завихрення повітряного потоку, необхідного для кращого сумішоутворення. Принципово іншої конструкції форсунки розпорошують паливо безпосередньо в циліндри, а не у впускний колектор, як звичайно. Тиск палива на етапі упорскування повинен бути близько 50 атм, для чого на додаток до звичайного електричного паливного насосу, що подає паливо з бака під тиском приблизно в 3 атм, застосовується механічний паливний насос високого тиску (ПНВТ). Він розташований безпосередньо на двигуні. Немає в таких двигунах і дросельної заслінки у звичному змісті слова - режим роботи мотора змінюється залежно від кількості палива в циліндрах. А педаль газу в машинах виконує функцію подачі команди електронному блоку керування. Останній за допомогою численних датчиків аналізує навантаження й, залежно від ситуації, переходить на ту або іншу програму подачі палива й повітря.

Двигун, оснащений системою безпосереднього упорскування бензину в камери згоряння, дозволяє забезпечувати точне й високочутливе керування сумішоутворенням і згорянням навіть після закриття клапанів. Це дозволяє йому працювати як на режимі дуже збіднених паливоповітряних сумішей (30-40:1), що недоступно для звичайних "інжекторних" двигунів), так і на збагачених сумішах, що дозволяє двигуну розвинути високу потужність і крутний момент. Крім того за рахунок ефекту охолодження повітряного заряду при випарі впорскнутого палива поліпшується наповнення циліндрів повітрям. Це запобігає детонації і дозволяє підвищити ступінь стиску двигуна, а отже і його питому потужність. На сьогоднішній час найбільш розповсюджені паливні системи із безпосереднім упорскуванням фірми Mitsubishi (GDI) та Volkswagen (FSI) .

Мета дослідження. Існуючі системи паливоподачі бензинових двигунів мають значні конструктивні розходження. Несправності, що виникають у процесі експлуатації, залежать від конструкції паливної апаратури (ПА), технології виробництва й умов експлуатації. Аналіз отриманих статистичних даних по

© М. П. Булгаков, 2014

виникненню неполадок у бензинових двигунах, оснащених FSI (рис.1), показав, що по кількості виникаючих несправностей двигуни, оснащені FSI, посідають третє місце після традиційних рядних і розподільних ПНВТ, оснащених механічним регулятором або електронною системою керування.

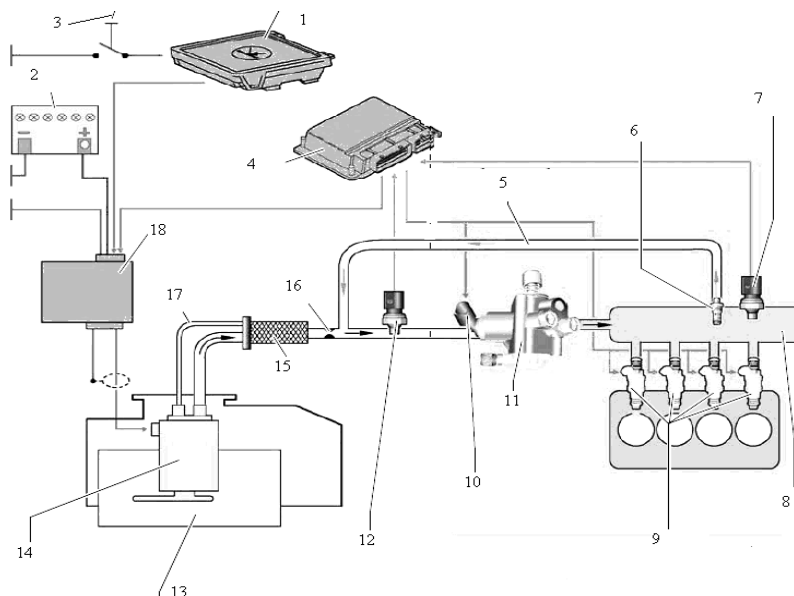


Рисунок 1 – Схема паливної системи двигуна FSI:

- 1 – блок керування бортовою мережею, що забезпечує включення електронасоса;
 2 – акумуляторна батарея; 3 – кінцевий вимикач електронасоса; 4 – блок керування системою; 5 – трубопровід скидання палива з рампи форсунок; 6 – запобіжний клапан; 7 – датчик високого тиску палива; 8 – рампа форсунок; 9 – форсунки високого тиску; 10 – регулятор тиску; 11 – насос високого тиску; 12 – датчик низького тиску палива; 13 – паливний бак; 14 – паливопідкачуючий електронасос; 15 – паливний фільтр із запобіжним клапаном; 16 – дросель; 17 – повернення палива в бак; 18 – блок керування електронасосом

Крім того, істотний вплив на стан розпилюючих отворів робить рівень тиску упорскування, який значно вищий в порівнянні із традиційною ПА. Не дивлячись на значне спрощення конструкції ПНВТ у FSI, а також внаслідок підвищеної чутливості до якості палива й високих тисків, кількість відмов ПНВТ вище в порівнянні із традиційною ПА.

Надійність компонентів електроніки вище в систем FSI, оскільки відмовилися від датчиків на основі потенціометрів і замінили їх датчиками переміщення на основі елементів Холу. Розширилися межі температурної стійкості елементної бази контролерів системи керування [1].

Більший відсоток неполадок, пов'язаних із системою рециркуляції відпрацьованих газів (ВГ) обумовлений двома причинами:

1) внаслідок жорсткості норм токсичності відпрацьованих газів система рециркуляції стала працювати в більше широкому діапазоні режимів;

2) специфіка організації робочого процесу з пізнім (за ВМТ) упорскуванням палива й післявприсками для забезпечення роботи каталітичного нейтралізатора ВГ приводить до утворення великої кількості сажі, що відносно швидко виводить із ладу систему рециркуляції ВГ [2].

Наведені результати аналізу свідчать про те, що у FSI найбільш часто виходять із ладу ПНВТ і форсунки. Необхідно розробити комплекс ефективних методів і засобів, націлених на виявлення несправностей, виникаючих у першу чергу саме в цих вузлах.

Матеріали досліджень. Як було показано в літературі [2], проведення діагностування за допомогою діагностичного сканера, стенда для перевірки форсунок і газоаналізатора або не дозволяє одержати необхідну вірогідність діагнозу, або сполучено зі значними витратами часу на демонтаж паливної апаратури і проведення стендової перевірки. На сучасних СТО / АТП вимоги до проведення діагностування зросли й, як показала практика, необхідно саме зниження витрат часу одночасно з підвищенням точності постановки діагнозу. Жоден з перерахованих вище методів діагностування й існуючих засобів не дозволяє виконати ці дві суперечливих вимоги повною мірою. Найбільш оптимальним є метод експрес діагностування, і один з його варіантів пропонується у даній роботі.

Суть пропонованого методу полягає в наступному. Паливна апаратура бензинового двигуна являє собою збалансовану по тиску в паливній рампі систему. Тобто, завдяки наявності зворотного зв'язку по датчику тиску в автомобілях оснащених системою GDI(Mitsubishi) підтримується строго постійна величина тиску в 5 МПа. В автомобілях, оснащених системою FSI (VW, Audi, Skoda) тиск устанавлюється на фіксований рівень, заданий залежно від режиму роботи двигуна від 5 до 10 МПа. При спрацьовуванні форсунки частина палива, яка рівна величині циклової подачі, різко йде з паливної рампи. Внаслідок інерційності паливного потоку, і поки ПНВТ не збільшив подачу палива відбувається провал тиску палива в рампі по амплітуді пропорційній величині упорскуємого палива. Цей короточасний провал тиску може бути зафіксований штатним датчиком тиску в системі. Відповідно якщо провести порівняння амплітуд зниження тиску палива при спрацьовуванні кожної з форсунок можна також відносно співвіднести й величину палива, пройдену через кожну форсунку. В ідеальному варіанті на повністю справному автомобілі при одержанні керуючого імпульсу однакової тривалості всі 4 форсунки повинні впорскувати одну й туж кількість палива. Якщо одна з форсунок має дефект, наприклад забруднення проточної частини смолистими відкладеннями, то величина циклової подачі при тій же тривалості керуючого сигналу буде менше необхідної. А відповідно менше буде й амплітуда провалу тиску при спрацьовуванні такої форсунки.

Якщо зробити вимір відхилення тиску від стандартного рівня тиску палива в рампі, то можна по абсолютній величині відхилення віднесеної до тривалості керуючого імпульсу й по розходженню в амплітудах провалів різних форсунок визначити їхній технічний стан [3,4]. Оскільки підключення проводів вимірювальної апаратури у двох точках електропроводки автомобіля (на штекер форсунки і на датчик тиску) можливо виконати відносно швидко, а розбирання й демонтаж паливної апаратури для перевірки форсунок на стенді може зайняти досить часу, то пропонований варіант можна вважати одним з елементів процесу експрес діагностування.

Важливо при цьому розуміти наскільки сильним фактором, який викривляє вірогідність устанавленого діагнозу, буде введення коректування з боку електронного блоку керування при виникненні несправності. Якщо алгоритм керування паливоподачою, закладений у блоці керування, почне змінювати тривалість відкриваючого імпульсу, наприклад при зміні рівня сигналу лямбда зонда, то циклова подача збільшиться й пі цьому величина провалу тиску знову повернеться до стандартного або стане навіть більше. Однак більше детальний аналіз вимірюваних

сигналів дозволить одержувати потрібну інформацію про технічний стан форсунок. Навіть коли компенсація тривалості керуючого імпульсу вводиться блоком керування вона вводиться для всіх форсунок відразу. Якщо ж забруднена тільки одна форсунка й має місце нерівномірна подача палива по циліндрах то загальне коректування не змінить картини й на екрані вимірювального стенда будуть видні різні амплітуди провалів тиску. Витрату палива через форсунку можна розрахувати по формулі

$$G = \mu f \cdot \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P} \cdot \tau_i, \quad (1)$$

де μf – ефективний прохідний перетин форсунки;

ρ – щільність палива г/см³;

ΔP – перепад тисків у впускному колекторі й у паливній рампі кПа;

τ_i – тривалість керуючого імпульсу, мс.

Якщо прийняти наступні допущення:

1) коефіцієнт стискальності бензину не враховується;

2) вплив температури палива не враховується.

То можна записати спрощену формулу пропорційної зміни тиску палива в паливній рампі залежно від циклової подачі

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{V}{V_p}, \quad (2)$$

де P – тиск палива в рампі, у момент до початку упорскування кПа;

ΔP – амплітуда провалу тиску палива в момент упорскування кПа;

V – об'єм рампи мм³;

V_p – об'єм циклової подачі мм³.

Знаючи щільність палива, можна розрахувати масову циклову подачу

$$G = \rho \cdot V. \quad (3)$$

Можна об'єднавши формули 1 й 2 вивести спрощене рівняння для визначення величини провалу тиску палива при упорскуванні

$$\Delta P = \frac{P \cdot \mu f \cdot \sqrt{2(\rho)^3 \cdot \Delta P} \cdot \tau_i}{V}, \quad (4)$$

де P – тиск палива в рампі, у момент до початку упорскування кПа;

μf – ефективний прохідний перетин форсунки;

ρ – щільність палива г/см³;

ΔP – перепад тисків у впускному колекторі й у паливній рампі кПа;

τ_i – тривалість керуючого імпульсу, мс;

V – об'єм рампи, мм³.

На підставі вище наведених формул було виконано математичне моделювання залежності провалу тиску від величини тривалості упорскування палива (від режиму роботи двигуна залежно від обертів і навантаження).

Результати досліджень. Якщо ж всі форсунки впорскують одну й ту кількість палива, але менше норми, наприклад, всі форсунки забруднені однаково. То й у цьому випадку можна визначити їхній технічний стан. Для цього паралельно із записом сигналу датчика тиску записується сигнал тривалості упорскування на форсунці. І по відношенню обмірюваної тривалості сигналу керування до тривалості записаної, як еталон можна визначити навіть величину коректування паливоподачі що вводить ЕБУ.

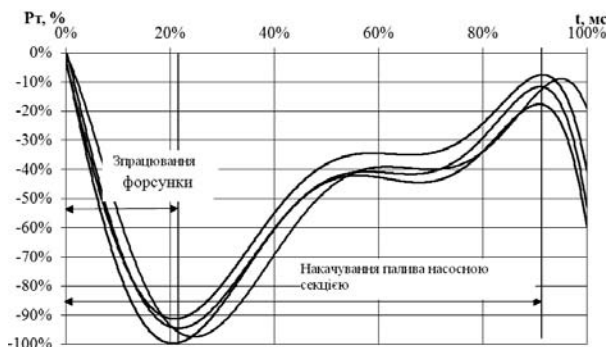


Рисунок 2 – Відносні провали тиску при спрацьовуванні форсунок

На рисунку 2 представлені математично розраховані сигнали датчика тиску при спрацьовуванні кожної з 4х форсунок двигуна. Виходячи з конструкції й принципів роботи системи FSI, представлених вище, чотирьохкулачковий привод-штовхач плунжера ПНВТ здійснює 4 переміщення плунжера за один робочий цикл двигуна. При цьому упорскування палива форсункою доводиться на момент нагнітання палива плунжером. При цьому тиск палива падає (за рахунок викиду частини палива з паливної рампи через форсунку). Оскільки всі 4 форсунки обслуговуються одним плунжером ПНВТ, той його вплив буде однаковим для всіх 4х упорскувань. Але при цьому вплив кожної з 4х форсунок буде різним залежно від ступеня їхнього зношування й/або забруднення. На рисунку 2 можна виділити дві ділянки:

- провал тиску палива від спрацьовування форсунки з одночасним впливом нагнітання палива плунжерною парою;
- продовження нагнітання палива при закритій форсунці (компенсація провалу тиску).

При математичному розрахунку сигналу датчика тиску й пульсацій палива в паливній рампі можна промоделювати й можливу несправність однієї з форсунок – забруднення прохідного перетину форсунки відкладеннями смол й, як наслідок, зменшення витрати палива через неї при тій же тривалості керуючого імпульсу. Результати математичного розрахунку для несправності представлені на рисунку 3.

Оскільки в ході розрахунку й моделювання не враховувалися тривалості упорскування палива й реальні рівні тисків у паливних апаратурах FSI й GDI, то розрахунок вівся у відносних величинах (у відсотках від максимальної тривалості упорскування форсункою й максимально можливої амплітуди зниження тиску при упорскуванні). На рисунку 3 видно, що відхилення тиску палива для несправної форсунки при несправності становить більше 15% відхилення від середнього значення по інших форсунках. У першому ж випадку, коли моделювалися відхилення тиску для справних форсунок розкид був у межах 7%. Цей розкид був викликаний використанням при розрахунку полів допусків для деталей форсунки.



Рисунок 3 – Змодельована несправність однієї з форсунок

Тобто були визначені значення для форсунки при сумарному відхиленні всіх полів допусків в одну сторону на збільшення прохідного перетину форсунки й у другу сторону – на зменшення прохідного перетину форсунки. Отже при несправності розрахункове відхилення сигналу повинне збільшитися як мінімум у два рази. Що теоретично повинне дозволити однозначно визначати виникнення несправності у форсунці.

Висновок. Таким чином, проведене моделювання довело, що запропонований метод експрес діагностування, який заснований на аналізі сигналу датчика тиска палива, дозволяє оцінити технічний стан форсунок.

Список літератури: 1. Автомобильный справочник / Пер. с англ. – [2 – е изд., перераб. и доп.]. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с. 2. Кучер В.П. Диагностика японских автомобилей. / Кучер В.П. – М.: Легион – Автодата, 2004. – 176 с. 3. Пойда А.Н. Анализ технического состояния топливной аппаратуры на основе колебаний давления топлива в гидроаккумуляторе / А.Н.Пойда, Е.Ю. Зенкин. Вестник НТУ «ХПИ» –Х., 2009. – №1. – с. 114-118. 4. Зенкин Е.Ю. Диагностика в эксплуатации автомобильных дизелей с помощью ЭВМ / Е.Ю. Зенкин // “Автомобильный транспорт” ХНАДУ. Сб. науч.тр. – Х., 2005. – №16. – С. 73–75.

Надійшла до редколегії 28.02.2014

УДК 629.08

Діагностування паливних систем з безпосереднім упрскуванням за коливаннями тиску палива у рампі / М. П. Булгаков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 140-145. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-6840.

Изложена методика диагностирования топливных систем с непосредственным впрыскиванием топлива по колебаниям давления топлива в рампе. Выполнено математическое моделирование зависимости провала давления от величины продолжительности впрыскивания топлива Показана такая неисправность, как загрязнение форсунок. Этот метод позволяет проводить экспресс-диагностику узлов.

Ключевые слова: диагностирование, топливная система, давление, колебание, датчик

Diagnostirovanie fuel systems with direct entering on fluctuations of the pressure fuel in footlights/ N. P. Bulgakov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 140-145. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-6840.

The technique of diagnosing of fuel systems with direct injection of fuel on fluctuations of pressure of fuel in a stage is stated. Mathematical modeling of dependence of a failure of pressure from injection duration size is executed. Is shown such failure, as injector pollution. This method allows to carry out express preliminary treatment of units.

Keywords: diagnosing, fuel system, pressure, fluctuation, sensor.

УДК 629.017

Д. І. ПЕТРЕНКО, наук. співр., ДВНЗ «ПДАБтаА», Дніпропетровськ;
М. В. ДЯЧУК, канд. техн. наук, доц. ДВНЗ «ПДАБтаА», Дніпропетровськ

МОДЕЛЮВАННЯ АКТИВНОГО ВАКУУМНОГО ПІДСИЛЮВАЧА ГІДРАВЛІЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

Представлена імітаційна модель активного вакуумного підсилювача гальмівної системи легкового автомобіля в середовищі Simscape/MatLab як елемент системи курсової стійкості ESP. Складена Simscape-модель електромагнітного клапану (соленоїду) з системою керування, реалізованою в середовищі StateFlow/MatLab. Виконано тестування моделі в двох режимах: перший – робота підсилювача в пасивному режимі (з вимкненим соленоїдом); другий – з активацією соленоїда (без втручання водія).

Ключові слова: активний підсилювач, система курсової стійкості, соленоїд, гальмівна система.

Актуальність. Інтелектуальні системи безпеки автомобіля на сьогоднішній день стали його невід'ємною частиною. Збільшення таких систем в кількості та інтеграція деяких у більш складні передбачає чіткі алгоритми функціонування. Одною з високо ієрархічних систем контролю є електронна система курсової стійкості ESP.

Розробка та тестування алгоритмів мехатронних систем керування пов'язано з використанням точних та швидких імітаційних моделей контрольованих об'єктів. Таким чином, модель активного підсилювача гідравлічної гальмівної системи повинна бути універсальною, тобто мати можливість параметризації і можливість інтеграції з іншими компонентами системи ESP [1].

Аналіз основних досягнень і літератури. На даний час у вітчизняних джерелах інформації не спостерігаються робіт наукового характеру в даному напрямку. Зарубіжні науковці представляють свої розробки досить стисло, не розкриваючи в повній мірі теорію [2, 3]. В більшості випадків мехатронні імітаційні моделі складаються з відносно простих імітаційних моделей реального об'єкту та складної системи контролю (Fuzzy-neural control). В такому випадку, не враховуються особливості конструкції механічної системи, робочих процесів та їх фізичних параметрів.

Постановка задачі. Головною метою даної роботи є складання Simscape-моделі активного вакуумного підсилювача з електромагнітним приводом (соленоїдом) як елемента системи ESP. Додаткова мета - розробити алгоритм керування соленоїдом.

Матеріали досліджень. Активний вакуумний підсилювач (рис. 1, а) є частиною системи курсової стійкості ESP, який виконує функцію підвищення початкового тиску перед роботою системи ESP. В існуючих конструкціях ESP регламентований початковий тиск, який генерує активний підсилювач без втручання водія, становить 1 МПа. Підсилювач такого типу використовується також в системах автоматичного екстреного гальмування без водія (Automatic Emergency Braking).

В роботі представлена імітаційна модель активного вакуумного підсилювача у складі з головним гальмівним циліндром та гальмівною педаллю. При урахуванні конструктивних параметрів транспортного засобу використовувалось джерело [5]. На рис. 2 представлений загальний вид моделі активного підсилювача з головним гальмівним циліндром, яка створена в пакеті Simulink/Simscape. Під маскою блоків 4 («Гальмівна педаль») та 14 («Головний гальмівний циліндр») моделі, що освітлювались в попередніх публікаціях [6].

© М. В. Дячук, Д. І. Петренко, 2014

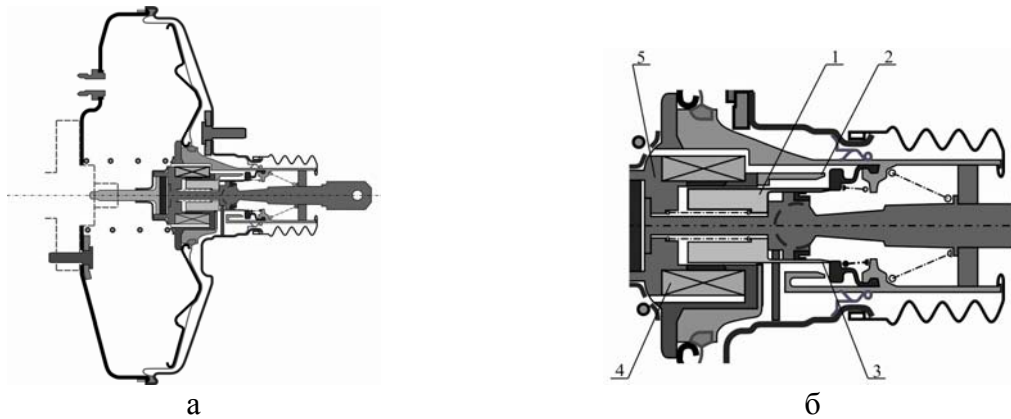


Рисунок 1 – Активний вакуумний підсилювач гальм: а – загальний вид; б – розподільвач з соленоїдом; 1 – осердя соленоїду; 2 – вакуумний клапан; 3 – атмосферний клапан; 4 – котушка соленоїду; 5 – статор

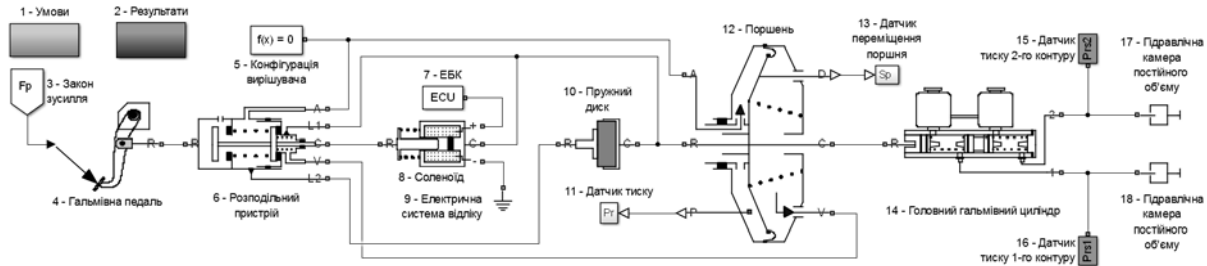


Рисунок 2 – Загальний вид імітаційної моделі у середовищі Simulink/Simscape

Імітаційна модель розподільвача (розглянута в роботі [5]) модернізована наступним чином. Розподільвач приводиться в дію від штоку гальмівної педалі та від соленоїду. Через порт 1 (див. рис. 2) («Зв'язок зі штоком педалі (R)») передається поступальний рух штоку педалі. Блоки 6, 7, 8, 9 імітують гумовий затвор. За допомогою пневматичних дроселів (блоки 22 і 23) та переміщення затвору виконується регуляція подачі атмосферного повітря до робочої камери підсилювача. Оскільки кромками соленоїда, поршня та гумовим затвором формуються вакуумний та атмосферний клапани (рис. 1), то в моделі реалізований зв'язок з соленоїдом через блок 12.

Модель соленоїда керується за допомогою електронного блоку керування (блок 7, рис. 2). Цей блок містить програму керування соленоїдом, що реалізована в середовищі StateFlow програмної мови MATLAB. StateFlow-модель представлена блоком 8, рис. 4. Модель керування соленоїдом працює наступним чином. На початку розрахунку на соленоїд подається напруга (4 В) в режимі широтно-імпульсною модуляції для приведення соленоїда в активний стан. В моделі за генерацію ШІМ відповідає блок 9. При появі сигналу від системи курсової стійкості на генерацію тиску в гальмівній системі, напруга на соленоїді збільшується до 12 В та зменшується до 4 В, коли сигнал припинився. Дана модель припускає інтеграцію з системою BAS (система екстреного гальмування), де використовується активний підсилювач гальм. На даному етапі модель не підготовлена до таких тестувань.

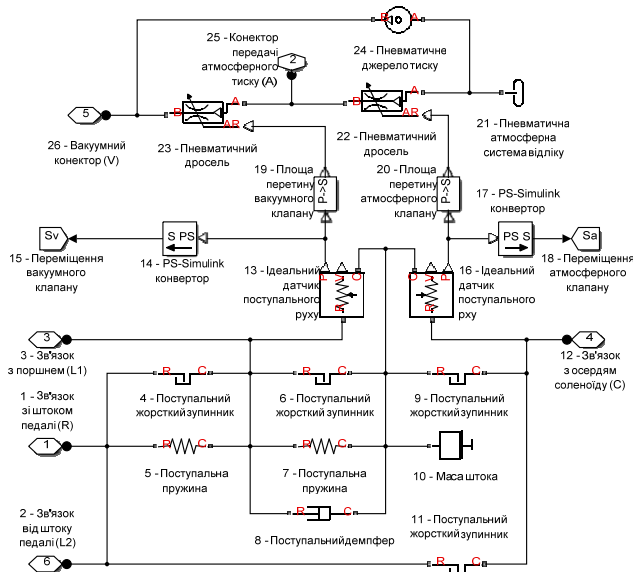


Рисунок 3 – Simscare-модель розподільного пристрою підсилювача (блок 6, рис. 2)

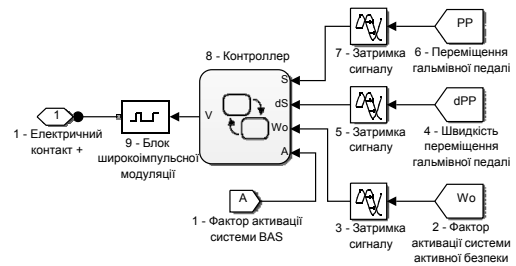


Рисунок 4 – Підсистема блоку 8 ЕБК (див. рис. 2)

Соленоїд підсилювача (рис. 1, б) вбудований в розподільвач, в якому за рахунок переміщення осердя здійснюється переміщення вакуумного та атмосферного клапану. Під маскою блока «8 - Соленоїд» (рис. 2) Simscare-модель соленоїда представлена на рис. 3. Блоки 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 імітують електромагнітну частину, а блоки 13, 14, 15, 16 – механічну частину соленоїду. Блок 9, 7, 8 імітують магнітний опір осердя соленоїда, стаціонарної частини (статора) та частини статора, що знаходиться перед осердям відповідно. Механічна та електромагнітна частини поєднуються блоком 10 («магнітно-механічний актуатор»). В цілому модель відповідає теорії моделювання соленоїда, що наведена в джерелах [6, 7].

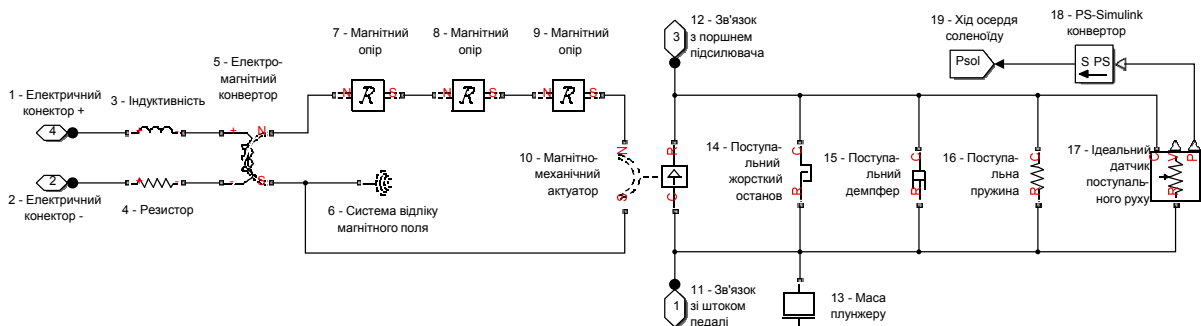


Рисунок 5 – Simscare-модель двопозиційного соленоїду (блок 8, рис. 2)

Блок 12 («Поршень», див. рис. 2) представляє собою Simscare-модель (рис. 6), що імітує виконавчу частину підсилювача. Блоки 7, 20 імітують атмосферну (робочу) та вакуумну камери з поршнем. Зворотна пружина, що повертає поршень підсилювача в початковий стан, реалізується за допомогою блоків 12, 14, 16.

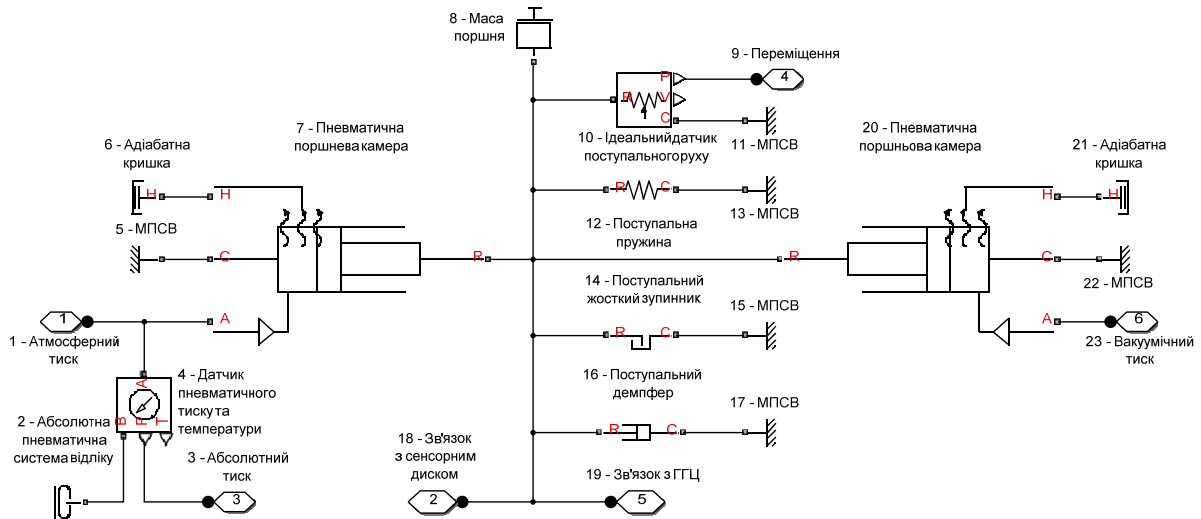


Рисунок 6 – Simscape-модель виконавчої частини підсилювача

Результати досліджень. Виконаємо імітацію робочого процесу активного підсилювача в системі з гальмівною педаллю та головним гальмівним циліндром в двох режимах. Перший тест полягає в імітації роботи активного підсилювача при натисканні водієм на гальмівну педаль з вимкненим соленоїдом (рис. 6, 7, 8). Другий тест – в імітації роботи підсилювача в автоматизованому режимі, без втручання водія (рис. 9, 10, 11, 12, 13).

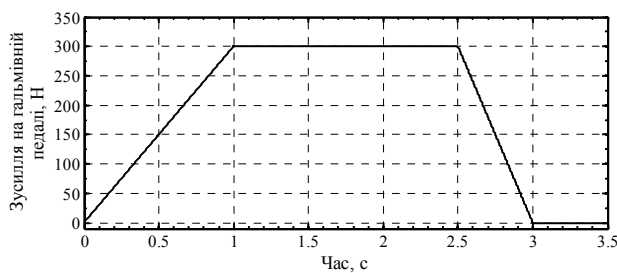


Рисунок 7 – Графік зміни зусилля на гальмівній педалі



Рисунок 8 – Графік переміщення клапанів розподільвача

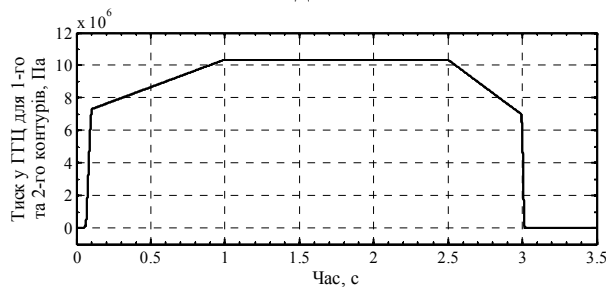


Рисунок 9 – Графік тиску ГГЦ для гальмівних контурів

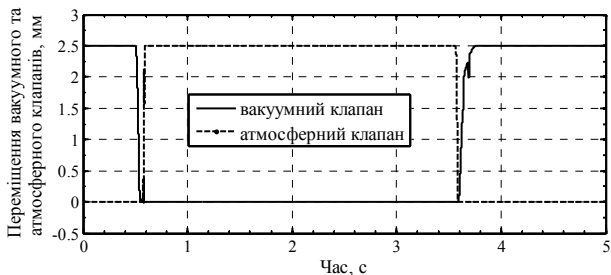


Рисунок 10 – Графік переміщення клапанів розподільвача

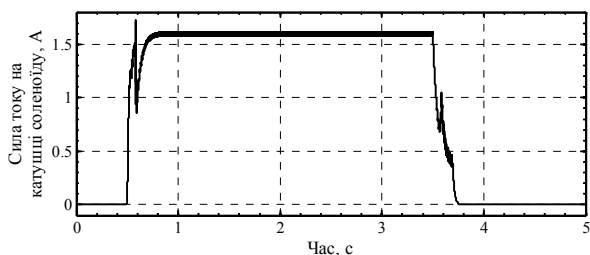


Рисунок 11 - Графік зміни сили току на соленоїді

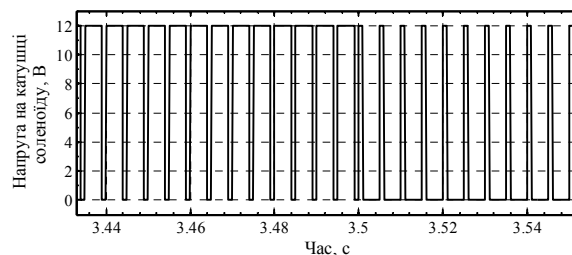


Рисунок 12 – Графік ШІМ напруги на соленоїді

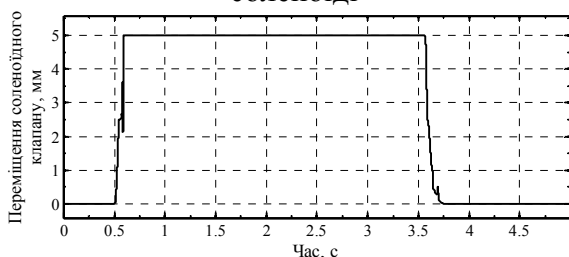


Рисунок 13 – Графік переміщення осердя соленоїду

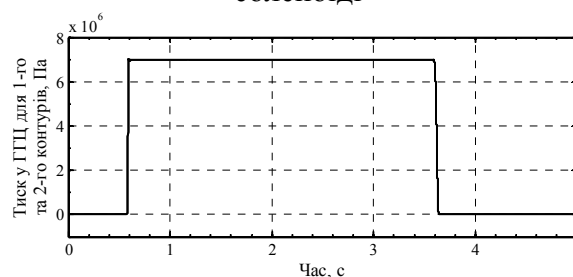


Рисунок 14 – Графік тиску ГГЦ для гальмівних контурів

Висновки. Згідно з отриманими результатами видно, що імітаційна модель максимально наближено до реальності реагує на задані умови роботи. В першому тесті імітувалась робота підсилювача в пасивному режимі, тобто при вимкненому соленоїді водій здійснює гальмування шляхом натискання на педаль. При цьому максимальне зусилля на педалі складає 300 Н (рис. 7). На рис. 8 видно рух атмосферного та вакуумного клапанів розподільвача. Характеристика зростання тиску в ГГЦ при даному законі сили на педалі представлена на рис. 9, де спостерігається декілька характерних ділянок. Перша ділянка – різке зростання гідравлічного тиску до 7 МПа пов'язано з роботою підсилювача, друга – тиск генерується завдяки збільшенню зусилля на гальмівній педалі та складає більше 10 МПа. Інші ділянки характеризуються зворотними процесами.

Другий тест виконаний з активацією соленоїду, без водія. При подачі напруги з ШІМ (рис. 12) соленоїд досить швидко приводиться в дію, що видно по переміщенню клапанів (рис. 10) та самого соленоїду (рис. 13). Максимальне переміщення соленоїду обмежено до 5 мм, а кожний з клапанів розподільвача – до 2,5 мм, що обумовлено конструкцією. На рис. 11 зображений графік зміни сили току, який є результатом ШІМ напруги. В автоматизованому режимі підсилювач створює приблизно 7 МПа (рис. 14).

Модель активного підсилювача на достатньому рівні імітує робочий процес досліджуваного об'єкту, демонструє стійкість та швидкодію обчислень і надалі буде використовуватись у створенні комплексної моделі системи курсової стійкості типу ESP/VSC легкового автомобіля.

Список літератури: 1. *Volkswagen*. Electronic stability programme. Design and function. Self-study programme №. 204. – Volkswagen AG, Wolfsburg, 1998. – 64 p. 2. *Schofield B*. Model-based vehicle dynamics control for active safety. PhD thesis. - Lund University, Sweden, 2008. – 186 p. – ISSN 0280-5316. 3. *T. S. Kinjawadekar*. Model-based design of

electronic stability control system for passenger cars using CarSim and Matlab-Simulink. MsC thesis. The Ohio State University. 2009. – 87 p. **4.** Программа самообучения 409: Audi A4. - Audi AG, Ингольдштат, Германия, 2008. – 76 с. **5.** *Петренко Д.І.* Імітаційне моделювання вакуумного підсилювача та ГГЦ гальмівної системи легкового автомобіля / Петренко Д.І., Дячук М.В. // Сб. науч. тр.: Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин; Вып. 66 - Днепропетровск: ГБУЗ ПГАСА, 2012, С. 216-223. **6.** *Giurgiutiu V.* Mechatronics. Modeling, analysis, and design with MATLAB. Second edition / V. Giurgiutiu, S. E. Lyshevski / - New York: CRC Press, USA, 2009. – 950 p. – ISBN -10: 1-4200-6562-9. **7.** *Bishop R.H.* The mechatronics handbook. - New York: CRC Press, USA, 2002. – 1245 p. – ISBN 0-8493-0066-5/02.

Надійшла до редколегії 08.03.2014

УДК 629.017

Моделювання активного вакуумного підсилювача гідравлічної гальмівної системи / М. В. Дячук, Д. І. Петренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – X. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 146-151. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-6840.

Представлена имитационная модель активного вакуумного усилителя тормозной системы легкового автомобиля в среде Simscape/MatLab, как элемент системы курсовой устойчивости ESP. Составлена Simscape-модель электромагнитного клапана (соленоида) с системой управления, реализованного в среде StateFlow/MatLab. Выполнено тестирование модели в двух режимах: первый – работа в пассивном режиме (с выключенным соленоидом); второй – с активацией соленоида (без вмешательства водителя).

Ключевые слова: активный усилитель, система курсовой устойчивости, соленоид, тормозная система.

Modeling of the active vacuum amplifier of the hydraulic brake system / M. V. Dyachuk, D. I. Petrenko // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 146-151. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-6840.

Simulation model of car's active braking booster as an element of yaw stability control ESP is presented by Simscape/MatLab software. The Simscape solenoid model with control system are composed. Control system is implemented in software StateFlow/MatLab. Model testing is performed in two modes: first – execution in passive mode (without solenoid); second - with activation of solenoid (without driver influence).

Keywords: active booster, electronic stability program, solenoid, braking system.

УДК 629.366 (477) (09)

О. Г. КРИВОКОНЬ, канд. філ. наук, доц., НТУ «ХП»

**ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ ПРОЕКТУВАННЯ ХАРКІВСЬКОГО
ТРАКТОРНОГО ЗАВОДУ ІМЕНІ С.ОРДЖОНІКІДЗЕ В
ПЕРІОД ПОЧАТКУ ПЕРШОЇ П'ЯТИРІЧКИ (1929–1930 РР.)**

Досліджено проблему стратегічного планування розвитку вітчизняного тракторобудування у кінці 1920-ті роки. Виявлено зміни планів розбудови тракторного заводу у Харкові. З'ясовані причини змін та розкриті вірогідні наслідки реалізації проекту у первинному вигляді. Дослідження базується на нових архівних документах.

Ключові слова: історія техніки, вітчизняне тракторобудування, стратегічне планування, Харківський тракторний завод, гусеничний трактор, колесний трактор.

Постановка проблеми. На сучасному етапі становлення і реформування вітчизняного машинобудування важливо мати інформацію стосовно накопиченого попереднього досвіду з тим, щоб у майбутньому плідно його використовувати та упередити виникнення помилок. Зокрема, це стосується аналізу діяльності такого визначного підприємства як Харківський тракторний завод (далі – ХТЗ), для створення якого свого часу було залучено значні фінансові та людські ресурси, і який був найбільшим таким заводом в Україні. Крім того, в історико-технічних дослідженнях відсутні студії, в яких би розглядалися особливості проектування ХТЗ відповідно до стратегічного планування розвитку тракторобудування за часів індустріалізації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням історії становлення тракторобудування в Україні займалися такі відомі фахівці, як Л.М. Бесов, Л.В. Погорілий, С.Є. Александров, В.В. Єпіфанов та інші. Проте наше дослідження, що базується на першоджерелах, зокрема, матеріалах Державного архіву Харківської області, дає змогу поновити існуючі напрацювання новою, дотепер невідомою, інформацією, більш точно з'ясувати особливості цього процесу в Україні.

Метою даної статті є аналіз проблеми стратегічного вибору колісних або гусеничних тракторів при проектуванні ХТЗ, висвітлення інформації стосовно стратегії планування вітчизняного тракторобудування за часів індустріалізації, а також розкриття особливостей виконання плану п'ятирічки, що впливають відповідно до нових архівних джерел.

Предмет даного дослідження – проект створення виробництва гусеничних тракторів на Харківському тракторному заводі та можливі наслідки його реалізації.

Виклад основного матеріалу. Звернення до першоджерел, що зберігаються в Харківському державному обласному архіві, показує, що радянське тракторобудування планувалося розвивати не зовсім так, як це сталося. У статті зроблена спроба оцінити, наскільки вдалим і перспективним був початковий проект Української філії Всесоюзного інституту «ДІПРОМЕЗ» (Державній інститут проектування металевих заводів), що він мусив надати країні у разі його реалізації.

Не применшуючи заслуг і досягнень проектувальників, будівельників,

© О. Г. Кривоконь, 2014

робітників, інженерів, техніків і управлінців, що побудували та надали країні можливість багаторічно експлуатувати Харківський тракторний завод, не ставлячи під сумнів корисність і необхідність продукції, що випускалася підприємством, слід все ж відзначити, що початковий проект будівництва, з нашої точки зору, був не дуже вдалим: витрати на реконструкцію заводу (у зв'язку з переходом на випуск гусеничних тракторів замість спочатку освоєних колісних), а також терміни освоєння нової продукції могли бути б значно скорочені. Річ у тім, що ХТЗ був свідомо спроектований як тракторний завод-гігант для випуску не колісних, а гусеничних тракторів сільськогосподарського призначення.

Якщо Сталінградський тракторний завод – первісток масового тракторобудування – спочатку був спроектований і побудований для випуску колісних тракторів, то Харківський тракторний повинен був дати настільки важливі для СРСР гусеничні машини, які за тих умов реально мали суттєві переваги перед колісними тракторами, особливо за економічними показниками обробки одиниці ріллі (оранка і збирання врожаю).

Гусеничні машини були набагато краще пристосовані до робіт на перезволожених ґрунтах, менше залежали від змін погоди в період посіву та збирання врожаю, були набагато більш ефективні при роботі на переважній більшості не спланованих та/або негоризонтальних ланів, володіли істотно більш високими тягово-зчіпними показниками, що забезпечувало збільшення вироблення і скорочення потреби у висококваліфікованих трактористах, а також з працюючими в ті роки спільно з ними помічниками трактористів і причіплювачами сільськогосподарських та інших знарядь. У Великій Радянській Енциклопедії (том 43, с. 93) наведені відомості про промислове виробництво гусеничних тракторів, розпочате з 1912 року в США фірмою «Holt» (Холт). У Європі реальне виробництво гусеничних тракторів було започатковано тільки після закінчення Першої Світової Війни німецькою фірмою «Wanderer-Dorner» (Вандерер-Дорнер) з 1920 року.

Серед численних переваг гусеничних тракторів, крім вищевказаних, також були: найкраще (ніж у будь-яких колісних тракторів того часу) зчеплення з ґрунтом; більш висока прохідність, що дозволяє раціонально використовувати на тракторах двигуни більшої потужності; підвищена глибина оранки, зокрема, на землях з великим питомим опором (наприклад, на цілині); виконання сільськогосподарських робіт в оптимальні агротехнічні строки; особлива ефективність робіт на зрошуваних полях, у гірських і сильно горбистих районах, а також на піщаних ґрунтах, що потребують лісонасадження. Більш висока економічність гусеничного двигуна по витраті палива характеризується сприятливим тракторним коефіцієнтом корисної дії, прийнятим як відношення найбільшої тягової потужності на гаку до відповідної потужності встановленого двигуна. Показано на підставі усереднення наявних замірів, що на стерні звичайної вологості цей показник становить 72-75%. Тяговий ККД тракторів на пневматичних шинах найбільш поширеного типу (крім спеціальних аркових) у тих же умовах дорівнює 63%, а у тракторів на колесах зі сталевими обіддям і ґрунтозачепами, які широко випускалися в 20-30 рр. минулого століття, – 50-55%. Є ще одна безсумнівна перевага: тяговий ККД гусеничних тракторів більш стабільний і набагато менше залежить від зміни ґрунтових умов, тобто підвищується плавність ходу.

Слід сказати, що в гусеничних тракторів є й недоліки. Дійсно, не буває ідеальних конструктивних рішень, що поєднують тільки позитивні якості та позбавлені

негативу. Так, гусеничні трактори мають більшу вагу (масу) і первинну вартість, а також відносно невисоку зносостійкість гусеничного ходу. Природно, що ремонт гусеничного ходу суттєво складніший і дорожчий, ніж колісного. Можна по різному ставитися до зростання початкової ваги (маси), так як вона певною мірою компенсується подальшим поліпшенням тягово-зчіпних якостей трактора.

Серед неназваних переваг слід додати краще збереження родючості ґрунту, так як гусеничні трактори створюють набагато менший питомий тиск на ґрунт, і, на відміну від колісних, практично не пресують його, а тим більше на велику глибину (багато сучасних колісних пресують ґрунт до 1 метра).

З точки зору зміцнення обороноздатності молодій радянській державі гусеничні трактори як продукція подвійного (цивільного і військового призначення) були набагато важливіше колісних, тому що дозволяли різко поліпшити показники механізації військ. Сама організація виробництва гусеничних тракторів дозволяла з мінімальними витратами і в найкоротші терміни накопичувати випуск промислових, лісогосподарських, болотних та інших машин, транспортних тягачів для перевезення по бездоріжжю військ і техніки, а також бойових гусеничних машин різного типу.

Недарма виробництво гусеничних тракторів в молодій пролетарській державі було розпочато в Петрограді в перші ж роки після революції для потреб армії. На базі американських тракторів «Holt» на заводі «Більшовик» (колишній Обухівський) було організовано виробництво декількох моделей гусеничних тракторів, з яких найбільш відомий так званий «п'ятитонний», який дозволяв здійснювати транспортування артилерійських гармат, крім артилерійських систем спеціального призначення. Для транспортування останніх у Харкові на державному паровозобудівному заводі з 1924 року було організовано виробництво більш потужних гусеничних тракторів «Комунар», побудованих з німецького прототипу фірми Hannoversche Maschinenbau AG – Hanomag (Ганомар).

Подальший розвиток тракторобудування в СРСР в 30-ті роки минулого сторіччя об'єктивно пройшов за напрямом заміни колісних моделей на Сталінградському та Харківському тракторному заводах на гусеничні. З 1938 року випуск гусеничних тракторів перевищив випуск колісних машин, а в післявоєнні роки істотно домінував, наприклад, у 1953 р на частку гусеничних тракторів доводилося 90,2% всього випуску [1].

Таким чином, завдання розробити проект першого в країні тракторного заводу для масового випуску гусеничних тракторів, що було поставлене перед проектувальниками Української філії «ДІПРОМЕЗУ» (м. Харків), базувалася на стратегічному розрахунку: ця ідея була, безумовно, своєчасною та технічно грамотною. Ймовірно, при ухваленні рішення враховувався і такий важливий фактор, як наявність в Харкові висококваліфікованих виробників, що забезпечили у 1924-1929 рр. випуск у зростаючому обсязі гусеничних тракторів на раніше згаданому ХПЗ імені Комінтерну, а також наявність мережі вищих навчальних закладів з фахівцями, що активно співпрацювали з тракторобудівниками.

У Матеріалах Державного архіву Харківської області [3] збереглися документи різних етапів проектування ХТЗ. Перший з них – лист від 28.03.29 № 0830 керуючого УкрДІПРОМЕЗу Щербини та в. о. завідувача планового бюро Паланта на адресу Харківського районного комітету Всеросійської ради робітничих металістів [2], в якому детально і широко висвітлена діяльність інституту на порозі першої п'ятирічки.

Документи пізнішого періоду – папки першого ескізного проекту Харківського тракторного заводу, що мають загальний номер проекту ТО 243. Ймовірно, що в ході роботи над проектом мало проходити уточнення параметрів, тому деякі показники з листа та проекту відрізняються одне від одного.

Щодо структури основних цехів: у листі [2] вона розглядалася, в першому наближенні. Основою її був механічно-складальний цех, розрахований на річний випуск 60000 тракторів, або при безупинній роботі заводу 360 днів у році в 2 зміни по 7 годин кожна в 167 тракторів на добу, або по одному трактору в кожні 5 хвилин. Крім того, було заплановано будівництво чавунно-ливарного цеху виробничою потужністю в 100 000 тон на рік, сталеливарного – на 54 000 тон, і кузні – на 69000 тон.

В ескізному проекті [3], було передбачено будівництво ще й інших цехів: зварювально-штампувального, інструментального з експериментальною майстернею і майстернею штампів, ремонтно-механічного, електроремонтних, деревообробного та ремонтно-будівельного цехів. Крім того, в середині зазначених в «Листуванні всіх місцевкомів ...» [2] для чотирьох цехів були деталізовані необхідні відділення та майстерні. Так, у чавуноливарному цеху передбачалися відділення сірого ґрунту, відділення ковкого чавуну і відділення кольорових металів. У ковальському цеху відповідно штампувальне відділення, ресорно-пружинне відділення і перша термічна майстерня. У складально-механічному цеху – ділянки (відділення) механічна та складальна, а також друга термічна майстерня [3].

У «Відомостях про виробничо-економічні потужності Харківського тракторного заводу...» [3] наводилися докладні і ретельно опрацьовані показники роботи кожного цеху, що стосуються всіх основних сторін виробництва, чого, природно, ще не було зазначено в Матеріалах Державного архіву Харківської області «Листування всіх місцевкомів...»[2], в той же час там міститься багато рішень, які ляжуть в основу ескізного проекту. Зокрема, мова йде про вже обраний майданчик біля майбутнього будівництва розширеної станції Лосєве. Вказані всі основні його переваги і недоліки. Наведено позитивний відгук про обрану ділянку від запрошених американських фахівців. Відзначено, що самим серйозним і складним питанням є водопостачання. Намічено шляхи його вирішення: технічна вода – з річки Харків, питна – з бурових свердловин, а надалі – через канал з річки Сіверський Донець. Відзначено, що водопостачання з річки Сіверський Донець необхідне не тільки заводу, але й Харкову в цілому.

Заплановано будівництво житлового поселення на 40-50 тисяч осіб при майданчику станції Лосєве. Зазначено, що оптимальним типом забудови є триповерхові будинки – блоки з центральним опаленням, з гарячою водою, цілодобовою електроенергією від електротеплоцентралі або від міської мережі. Одночасно з електрифікацією намічені газифікація та постачання дешевого вугілля.

Особливу увагу приділено рекомендованим темпам та організації робіт, а також структурі заводу. Розглянуто питання джерел формування робочих кадрів. При цьому ставка зроблена на обов'язкове залучення кваліфікованих робітників, інженерів, техніків і управлінців з тракторного цеху ДХПЗ імені Комінтерну, з інших Харківських заводів, із спеціального навчального заводу, з ФЗУ та спеціальної профшколи. Вже на цьому етапі відзначено, що великий майданчик Лосєве перспективний для подальшого будівництва на ньому верстатобудівного, інструментального, автобусного заводів та інших.

Розгляд тексту «Листування всіх місцевкомів...» [2] показує, що УкрГІПРОМЕЗ вельми серйозно поставився до дорученої роботи. Документи з «Відомостей про виробничо-економічну потужності Харківського тракторного заводу...» [3] показують, що інститут за дуже короткий строк виконав повноцінний ескізний проект, що визначив переважну більшість показників роботи майбутнього заводу. Це дозволило не тільки вирішити ключові питання проектування: кількість споживаної в рік електроенергії, але і розрахувати випуск в тоннах на одного робітника: спискового – 16,3 тони, виробничого – 27,1 тони, а також спрогнозувати очікувану собівартість трактора в цінах 1927/28 операційного року \approx 2780 крб. 54 коп, а на перспективу в цінах 1932/33 операційного року – 2372 крб. 65 коп. Крім того, проект свідчить про те, що він розроблявся на перспективу.

Визначення випуску в тонах широко практикувалося в ті роки для зіставлення з показниками передових закордонних фірм. Очікувана собівартість підтверджувала, що радянські трактори будуть конкурентоспроможними у порівнянні з «Катерпіллер-30», що мав у ті роки вартість в США 2475 долари. Якщо ж підрахувати, у що обходилося б ввезення подібних тракторів до СРСР, то за даними проектувальників франко – вартість у Ленінграді з доставкою кораблями обійшлася б у 5906 доларів США, з яких в іноземній валюті слід було б заплатити еквівалент 5320 карбованців.

У наш час для характеристики ефективності виробництва тракторів досить часто застосовують такий демонстраційний показник, як випуск тракторів на одного працюючого на рік. Нескладний перерахунок показує, що планувалося побудувати завод, який випускав би 3,5 – 4,0 трактора на одного працюючого на рік, тобто видатний показник для того часу.

Брак кадрів та жорсткі умови інтенсифікації термінів проектування заводу вимагали від інституту зробити практично неможливе. Можна тільки припускати, яким полегшенням для УкрДІПРОМЕЗу стало рішення радянських господарських і партійних органів відмовитися від випуску гусеничних машин на ХТЗ, а організувати випуск колісних тракторів, вже освоєних на Сталінградському тракторному заводі (СТЗ).

Так як до теперішнього часу не вдалося знайти документи, які зафіксували зазначену заміну об'єкта виробництва, то залишається лише припустити, чим керувалися особи, які обрали подібне рішення.

З великою долею ймовірності можна сказати, що досвід постановки на виробництво колісних тракторів на СТЗ насторожив керівників промисловості, оскільки для виходу заводу на заплановану виробничу потужність знадобився тривалий термін (більше 2-х років).

До речі, навіть переймаючи досвід СТЗ, ХТЗ також далеко не відразу освоїв виробничі потужності. Побудований у 1931 році, тільки до кінця 1933 року завод вийшов на розрахункову продуктивність в 165 тракторів на добу при роботі в 2 зміни [5]. Можна стверджувати, що при освоєнні виробництва гусеничних машин, для виходу на планову продуктивність знадобилося б набагато більше часу.

Заміна гусеничного трактора на колісний, що вже випускався на СТЗ, дозволила використовувати раніше виконані і відпрацьовані на практиці проекти. Колісні трактори вимагали набагато менших обсягів постачання чорних металів, в яких через великі обсяги і темпи індустріалізації СРСР відчував гострий дефіцит. Набагато простіше вирішувалося питання експлуатації та ремонту, а також підготовки кадрів.

Різко зменшилися обсяги нового будівництва складів запасних частин, залишилася на колишньому рівні номенклатура запасних частин, використовувалися вже відпрацьовані технології роботи і ремонту. Не було необхідності перенавчання кадрів механізаторів. Прискорилося надходження тракторів до «машино-тракторних» станцій і в окремі великі сільські господарства, які мали свою машинну базу.

Впровадження гусеничних орних тракторів було відкладено у середньому на 4-5 років. Таке рішення, звичайно, мало свої плюси і мінуси. Тому, дати йому однозначну оцінку навіть з позиції сьогодення важко. Можна тільки констатувати, що життя все ж змусило перевести виробництво тракторів на Сталінградському та Харківському тракторному заводах з колісних на гусеничні, і це було для країни, безумовно, вірним рішенням у довоєнні роки.

Відтак, можна тільки захоплюватися мудрістю і прозорливістю фахівців, які ще наприкінці 20-х років зрозуміли, що для умов СРСР необхідно масове виробництво гусеничних тракторів. Боротьба двох різних підходів до вибору основного типу сільськогосподарського трактора (колісного або гусеничного) була продовжена і після Другої Світової Війни.

Якщо в перші десятиліття гусеничні трактори «перемогли», то в міру розвитку прогресивних нових конструкцій колісних машин чаша схилилася на користь потужних колісних орних тракторів класу 3 та 5 тон тяги.

Кажуть, що чималу роль в переході на переважно колісні машини зіграв М.С. Хрущов, який прислухався до думки військових, котрі стверджували, що гусеничні трактори як засіб механізації в армії багато в чому вичерпали себе і що трактори за своїми швидкісними характеристиками не можуть бути використані як продукція подвійного призначення, оскільки в тодішніх умовах ведення бойових дій потрібні набагато більш високі транспортні швидкості, які забезпечуються спеціальними інженерними тягачами, багатовісними машинами, різними конструкціями машин високої прохідності та ін.

Висновки. Проблема стратегічного вибору колісних або гусеничних тракторів, у якості об'єкту виробництва виникла досить давно, ще на самому початку промислового виробництва тракторів у США, Німеччині та інших країнах. У перші роки існування радянської влади стихійно склалися два підходи до випуску сільськогосподарських тракторів: переважний випуск колісних тракторів і можливе використання на оранці (і збиранні врожаю) гусеничних машин. Гусеничні трактори в 20-х роках минулого сторіччя, що вироблялись на заводах «Більшовик», м. Ленінград і ДХПЗ імені Комінтерну, м. Харків, переважно використовувалися в армії для транспортування артилерійських систем, хоча були отримані при випробуваннях чудові результати їх роботи на оранці.

Вибір гусеничного трактора в якості об'єкта виробництва був грамотним і технічно обґрунтованим стратегічним рішенням, що повністю відповідав ґрунтово-кліматичним умовам країни, інтересам сільського господарства і можливостям молодшої радянської індустрії.

Харків по праву вважався одним з передових і найбільш перспективних центрів радянського тракторобудування. Сьогодні, вивчаючи збережені документи, ми більш ясно розуміємо, що в 20-30 роках минулого століття в місті був здійснений технічний прорив у створенні відсутнього в Російській Імперії тракторобудування, були створені

школи виробників, проектувальників нових підприємств, наукові і інженерні кадри, вирощені висококваліфіковані робочі кадри.

Список літератури: 1. Большая советская энциклопедия. Т 43. – М. : Государственное научное издание «БЭС», 1956. – 672 с. 2. Переписка всех месткомов. – Державний архів Харківської області. – Ф. Р 1010. – Оп. 1. – Д. 1976. – Л. 19-23, 25-27. 3. Сведения о производственно-экономической мощности Харьковского тракторного завода и сводки производственных показателей его цехов. - Державний архів Харківської області. – Ф. Р 3770. – Оп. 1. – Д. 188. 4. О тракторостроении. – Державний архів Харківської області. – Ф. Р 845. – Оп. 3. – Д. 3173. – Арк. 16-18. 5. Областная конференция фабрично-заводского местного комитета и профактива по вопросу участия профсоюзных организаций в подготовке к XII Всеукраинскому и XVII Всесоюзному съезду партии и подготовке к Всесоюзному дню ударника. Харьковский областной совет профессиональных союзов. Организационный отдел. Выступление представителя ХТЗ Яйленко. – Державний архів Харківської області. – Ф. Р 1606. – Оп. 1. – Д. 80. – Арк.

Надійшла до редколегії 07.03.2014

УДК 629.366 (477) (09)

Особливості процесу проектування харківського тракторного заводу імені с.орджонікідзе в період початку першої п'ятирічки (1929–1930 рр.) / О. Г. Кривоконь // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 152-158. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-6840.

Исследована проблема стратегического планирования развития отечественного тракторостроения в конце 1920-е годы. Выявлены изменения плана строительства тракторного завода-гиганта в Харькове. Выяснены причины изменений и выдвинуто предположение о вероятных последствиях реализации проекта в первоначальном виде. Исследование основано на новых архивных документах.

Ключевые слова: история техники, отечественное тракторостроение, стратегическое планирование, Харьковский тракторный завод, гусеничный трактор, колесный трактор.

Analysis of the features of Kharkov tractorplant design process in the early period of the first Five-Year Plan (1929-1930) / O. G. Kryvokon // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 152-158. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-6840.

It was studied the problem of strategic planning and development of the domestic tractor industry in the 1920s. Was identified the changes of the plan to build a giant tractor plant in Kharkov. It was clarified the reasons for the changes and suggested the likely consequences of the project in its original form.

Keywords: history of technology, the domestic tractor industry, strategic planning, the Kharkov Tractor Plant, crawler tractor, wheel tractor.

ЗМІСТ

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Самородов В. Б., Бондаренко А. І., Кожушко А. П., Мітцель М.О. Експериментальне дослідження процесу розгону колісного трактора Fendt 936 Vario.....	3
Самородов В. Б., Шуба С. А., Деркач О. И., Яловол И. В., Колодяжний А. В. Технико-экономические показатели колесного трактора с бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией	11
Забельшинский З. Э., Подригало М. А., Дубинин Е. А. Влияние распределения нормальных реакций между осями колесного трактора на его эксплуатационные свойства.....	18

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Волков В. П., Рабинович Э. Х., Пономаренко И. В., Зыбцев Ю. В., Зуев В. А., Митасов В. В. Изменение конфигурации кривой крутящего момента ДВС при разгоне автомобиля.	27
Кравченко А. П., Верительник Е. А. Мониторинг расхода запасных частей автомобилей-тягачей VOLVO FH 1242	33
Монастирський Ю. А., Гальченко А. В., Вівчарик А. С. Аналіз парків кар'єрних самоскидів підприємств центральної частини України.	38
Мармут И.А. Контроль расхода топлива автомобилей на линии	43
Сітовський О. П., Кашуба А. М. Визначення розподілу питомих пробігів приватних автомобілів для оптимізації ємності батарей гібридних транспортних засобів.....	50
Павленко В. М., Криворучко О. О. Сучасний стан розвитку активних підвісок для легкових автомобілів	54
Смирнов О. П. Перспективні напрями розвитку сучасного автомобілебудування.	61
Бондаренко А. Ю., Финкельштейн В. Б., Гаврилова Т. В. Внешняя рихтовка кузовов автотранспорта с помощью электродинамических систем при прямом пропускании импульсного тока	66
Виноградов С. А., Семко О. М., Шмицько Я. В., Безкровна М. В. Розробка конструкторської схеми основного пожежного автомобіля цільового призначення для гасіння пожеж газових фонтанів.....	73

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

Грицук І. В., Прилепський Ю. В., Адров Д. С., Комов А. П., Предко О. В. Особенности формирования автоматического управления системой прогрева двигателя внутреннего сгорания с тепловым аккумулятором	79
Підгорний М. В., Мельник В. П. Інформатизація виробничих процесів при перевезенні небезпечних вантажів	86

<i>Осташевский С. А.</i> Исследование способностей водителей к сенсомоторной координации управляющих действий на синусоидальном маршруте.....	94
<i>Липовец В. В., Гращенков Г. П., Клименко И. В., Саенко Д. В., Литвин-Попович И. А.</i> Повышение надежности работы тормозной системы бронетранспортера БТР-4 за счет доработки пневматической системы изделия.....	100
<i>Гайков А. Р., Євсєєва О. П., Баранов О. В., Баранов В. Ю.</i> Інтелектуальні транспортні системи в Україні.....	106
<i>Веснин А. В.</i> Пути повышения эффективности работы экскаваторно-автомобильных комплексов в сформировавшихся специфических условиях карьеров Криворожского региона	113

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

<i>Самородов В. Б., Таран И. А.</i> Мониторинг альтернативных вариантов трансмиссий на базе системы интегральных критериев	120
<i>Коструб В. А., Кравченко А. П.</i> Анализ напряженно-деформированного состояния при сжатии сложноармированных композитных стержневых изделий для силовых автомобильных конструкций.....	127
<i>Сараев А. В.</i> Математическое моделирование процесса экстренной остановки автомобиля.....	132
<i>Булгаков М. П.</i> Діагностування паливних систем з безпосереднім упрощуванням за коливаннями тиску палива у рампі	140
<i>Петренко Д. І., Дячук М. В.</i> Моделювання активного вакуумного підсилювача гідравлічної гальмівної системи	146

ІСТОРІЯ АВТОМОБІЛЕ- ТА ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

<i>Кривоконь О. Г.</i> Особливості процесу проектування харківського тракторного заводу імені С. Орджонікідзе в період початку першої п'ятирічки (1929–1930 рр.)....	152
----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Автомобіле- та тракторобудування

№ 9 (1052) '2014

Науковий редактор В. Б. Самородов
Технічний редактор ст. викл. С. О. Шуба, ст. викл. А. Г. Мамонтов
Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

Адреса редколегії:
Кафедра «Автомобіле- та тракторобудування», НТУ «ХП»
вул. Фрунзе, 21, Харків, 61002.
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: shubaserg@mail.ru

Обл.-вид № 66–14.

Підп. до друку 25.04.2014 р. Формат 60×84 1/8. Папір офісний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 14,2. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1–45.
Зам. № 327. Ціна договірна.

Видавець і виготовлювач
Видавничий центр НТУ «ХП»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.