

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- та тракторобудування

№ 29 (1002) 2013

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2013

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 29 (1002). – 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. СПІФАНОВ, 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.

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. ОМЕЛЬЯНЕНКО, 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 № 9 від 23 листопада 2012 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2013

УДК 629.113

В. П. САХНО, д-р техн. наук, проф. НТУ, Київ
О. А. КОРПАЧ, асистент НТУ, Київ

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РЯДУ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ЗА УМОВИ МІНІМАЛЬНОГО ШЛЯХУ РОЗГОНУ АВТОМОБІЛЯ

Розроблено методику визначення передаточних чисел коробки передач, що забезпечують мінімальний шлях розгону автомобіля, та проведено її порівняння з іншими способами визначення ряду передаточних чисел коробки передач.

Ключові слова: автомобіль, двигун, трансмісія, коробка передач, оптимізація, передаточні числа.

Вступ. Сучасне автомобілебудування характеризує тим, що для більш повного забезпечення потреби споживачів у транспортних засобах з оптимальними значеннями показників експлуатаційних властивостей, останні комплектуються як різними типами двигунів (бензиновими, газовими, дизелями), потужність яких змінюється у два і більше рази, так і різними типами трансмісій (автоматична та механічна коробка передач із різною кількістю ступенів, декілька типів головної передачі тощо). Для таких транспортних засобів актуальним є оптимізація параметрів тягово-швидкісних властивостей, паливної економічності та токсичності, на основі якої більш досконалішою стане оцінка ефективності автомобіля як на стадії проектування, так і при експлуатації.

З використанням методів оптимізації передаточних чисел трансмісії досягають кращої відповідності конструкції автомобіля умовам його експлуатації. Забезпечується така відповідність належним вибором цільової функції, алгоритму оптимізації, а також достовірністю інформації щодо найбільш вірогідних умов експлуатації.

Мета роботи. Визначення ряду передаточних чисел коробки передач автомобіля за умови мінімального шляху розгону автомобіля до максимальної швидкості.

Оптимізація конструктивних параметрів автомобіля є одним з найбільш важливих шляхів підвищення технічного рівня, продуктивності, економічності й ефективності використання автомобілів.

Взагалі, оптимізація являє собою сукупність математичних результатів і чисельних методів, орієнтованих на знаходження та ідентифікацію найкращих варіантів з безлічі альтернатив і дозволяє уникнути повного перебору і оцінювання можливих варіантів. Тобто, ще на етапі проектування можна визначити властивості механізму, агрегату чи системи, які будуть забезпечувати найкращі характеристики, для автомобілів - мінімальний час і шлях розгону, меншу витрату палива та токсичність відпрацьованих газів.

Будь-яка задача з оптимізації складається з певних етапів[1]:

- 1) Вибір критерія оптимальності і визначення цільової функції.
- 2) Встановлення необхідних обмежень.
- 3) Побудова математичної моделі об'єкта оптимізації.
- 4) Вибір методу оптимізації.
- 5) Проведення оптимізації.

Матеріали досліджень. Складність вибору цільової функції полягає в тому, що будь-який технічний об'єкт, автомобіль у тому числі, має векторний характер критеріїв оптимальності (багатокритеріальність). Причому, поліпшення одного з вихідних параметрів, як правило, призводить до погіршення іншого, тому що всі вихідні параметри в більшому або меншому ступені є функціями тих самих керованих параметрів і не можуть змінюватися незалежно один від одного [2]. Зважаючи на те, що цільова функція повинна бути тільки одна, то на кінцевий результат може вплинути спосіб об'єднання вихідних параметрів у скалярній цільовій функції. Тому, розрізняють часткові, адитивні, мультиплікативні, мінімаксні, статистичні цільові функції тощо, у зв'язку із чим необхідно розглянути доцільність застосування часткових, адитивних і мультиплікативних критеріїв при виборі оптимальних параметрів системи «двигун-трансмсія» при використанні двигунів різної потужності з однаковою трансмісією.

В якості цільової функції доцільно використовувати залежності показників експлуатаційних властивостей автомобіля від передаточного числа трансмісії. Так, для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля доцільно використовувати залежність шляху розгону автомобіля до максимальної швидкості від передаточного числа на кожній з передач, тобто функцію виду:

$$S = f(U) \rightarrow \min \quad (1)$$

Визначивши мінімум даної функції можна визначити і значення передаточного числа трансмісії, що відповідає йому, яке і буде оптимальним.

Використовуючи диференціальне рівняння руху автомобіля, за умови руху його по горизонтальних ділянках дороги функцію (1) можна записати як [3]:

$$S = M_a \delta_{об} \int_{V_n}^{V_k} \frac{V dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \quad (2)$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг; $\delta_{об}$ – коефіцієнт, який враховує обертові маси автомобіля; a_i , b_i , c_i – коефіцієнти диференціального рівняння руху автомобіля з бензиновим двигуном

Інтеграл у виразі (2):

$$S = M_a \delta_{БП} \left\{ \frac{1}{2a_i} \ln |a_i V^2 + b_i V + c_i| \Big|_{V_n}^{V_k} - \frac{b_i}{2a_i} \int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \right\} \quad (3)$$

Виконавши ряд перетворень, вираз (3) прийме вигляд:

$$S = \frac{M_a \delta_{БП}}{2a_i} \left\{ \ln |a_i V^2 + b_i V + c_i| \Big|_{V_n}^{V_k} - \frac{b_i}{\sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}} \ln \left| \frac{2a_i V + b_i - \sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}}{2a_i V + b_i + \sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}} \right| \Big|_{V_n}^{V_k} \right\} \quad (4)$$

де $a_i = A_i - K_B F$, $b_i = B_i - K_f M_a g$, $c_i = C_i - f_a M_a g$

$$A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_o r_k^2}, B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_o \cdot r_k}, C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_o}, \quad (5)$$

$$U_i = U_{кп} \cdot U_{гп}, \delta_{об} = 1,04 + 0,04 \cdot U_{кп}^2,$$

K_B – коефіцієнт обтічності, Н·с²/м⁴; F – лобова площа, м²; f_0 – коефіцієнт опору кочення при малих швидкостях руху; K_f – коефіцієнт, що враховує зміну коефіцієнту опору кочення при збільшенні швидкості руху; U_i – загальне передаточне число трансмісії автомобіля; $U_{кп}$ – передаточне число коробки передач автомобіля; $U_{гп}$ – передаточне число головної передачі автомобіля; η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії; r_o та r_k – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м; a, b, c – коефіцієнти рівняння, яким апроксимується залежність крутного моменту двигуна від частоти обертання колінчастого валу [3]; $V_{п}$ та V_k – початкова та кінцева швидкість руху автомобіля на передачі.

Після підстановки виразів (5) у (4) отримана кінцева залежність шляху розгону автомобіля від передаточного числа, що і є цільовою функцією.

Існує два підходи до рішення завдань оптимізації.

Перший підхід орієнтовано на пошук безумовного екстремуму функції, тобто визначення максимуму або мінімуму функції. Постановка завдання вибору оптимальних параметрів системи «двигун-трансмісія» при використанні двигунів різної потужності така, що його можна вирішувати тільки методами нелінійного програмування багатомірного пошуку. Це пояснюється тим, що цільова функція й обмеження описуються нелінійними залежностями від вектора керованих параметрів, для визначення яких застосовують методи безумовної оптимізації.

Другий підхід заснований на тому, що завдання оптимізації параметрів системи «двигун-трансмісія» при використанні двигунів різної потужності є завданням умовної оптимізації з обмеженнями. При цьому застосування методу штрафних функцій й інших методів дає можливість переходу від умовної оптимізації до завдання безумовної оптимізації.

У нашому випадку, доцільно використовувати другий підхід, адже цільова функція $f(U)$ не є функцією однієї змінної. Вона залежить, як мінімум від передаточних чисел коробки передач $U_{кпi}$ і початкової $V_{п}$ та кінцевої швидкості руху V_k на передачі. Всі інші параметри, що входять в залежність (4), з певними припущеннями, можна вважати постійними.

Для приведення функції $f(U)$ до вигляду неперервної унімодальної функції однієї змінної (залежності шляху розгону від передаточних чисел коробки передач $U_{кпi}$) необхідно задати значення початкової та кінцевої швидкостей руху автомобіля на передачі $V_{п}$ та V_k , тобто ввести обмеження.

Так, для ступінчастої коробки передач перша передача має забезпечувати задану умову подолання максимального опору руху і обмежується зчепленням ведучих коліс автомобіля з дорожнім полотном. Всі інші передачі визначаються через діапазони швидкостей від початкової $V_{п}$ до кінцевої V_k , причому зі збільшенням передачі зростають і значення швидкостей. Інтервали швидкостей від $V_{п}$ до V_k доцільно обирати, використовуючи за основу базовий ряд передаточних чисел автомобіля та ряди, отримані різноманітними методами, такими як геометрична прогресія, гармонічний, динамічний ряд та ін.[4,5]. Для автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном

ЗМЗ 40621.1 значення інтервалів швидкостей на передачах, визначених за допомогою різних методів, наведені в таблиці 1.

Проаналізувавши дані табл. 1, було обрано наступні значення інтервалів швидкостей від V_{II} до V_K по передачах: перша передача – 0 .. 11,994 м/с ; друга передача – 2 .. 20,0 м/с; третя передача – 4 .. 34,0 м/с; четверта передача – 6 .. 45,0 м/с; п'ята передача – 8 .. 53,5 м/с. У даному випадку включається весь швидкісний діапазон по передачах від мінімальної ω_{min} до максимальної ω_{max} частоти обертання колінчастого валу двигуна. Можливі і інші способи вибору швидкісних інтервалів по передачах, наприклад, від швидкості, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна (при ω_M) до максимальної швидкості руху на передачі (при ω_{max}), від максимальної швидкості руху автомобіля на попередній передачі (при $\omega_{max(i-1)}$), до максимальної швидкості руху на даній передачі (при $\omega_{max i}$) та ін.

Таблиця 1 - Інтервали швидкостей по передачах при різних значеннях передаточних чисел коробки передач

Передача	Передаточні числа коробки передач, обрані за різними законами				
	Базова	Геометрична прогресія	Гармонічний ряд	Динамічний ряд	Методика Токарева
1-а	3,786	3,786	0,794	3,786	3,786
2-а	2,188	2,562	1,949	3,176	1,985
3-я	1,304	1,734	1,313	1,588	1,323
4-а	1,00	1,173	0,989	1,059	0,9993
5-а	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794
Інтервали швидкостей, м/с					
1-а	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994
2-а	2,965 – 20,754	2,532 – 17,725	3,329 – 23,2	3,268-22,877	3,353 – 23,468
3-я	4,975 – 34,824	3,741 – 26,188	4,941 – 34,586	4,903-34,324	4,99 – 34,931
4-а	6,487 – 45,411	5,53 – 38,713	6,559 – 45,916	6,533-45,731	6,626 – 46,385
5-а	8,17 – 57,192	8,17 – 57,192	8,17 – 57,192	8,17-57,192	8,264 – 57,848

Менше значення кінцевої швидкості на п'ятій передачі пояснюється відсутністю дійсного значення оптимуму передаточного числа при більших значеннях швидкості.

Підставивши значення V_{II} і V_K для кожної передачі у вираз (4), побудовано графіки залежності шляху розгону від значення передаточного числа коробки передач на кожній передачі (рис.1).

Після введення обмежень у функції $f(U)$ залишається тільки одна змінна - передаточне число коробки передач U_{KPi} , що і є шуканим характеристичним критерієм (критерієм оптимальності). Для визначення цього критерію можна скористатися одним із методів теорії оптимізації для функції однієї змінної, такими як, методи виключення інтервалів (метод ділення інтервалу навпіл, метод золотого січення, метод рівномірного пошуку та ін.), методи поліноміальної апроксимації (квадратична апроксимація, метод Пауела), методи з використанням похідних (метод Ньютона-Рафсона, метод середньої точки, метод січень) тощо [6,7].

Метод «золотого січення» є достатньо ефективним і простим у порівнянні з іншими методами, оскільки він потребує найменшого числа оцінювань для досягнення однакової точності визначення оптимуму.

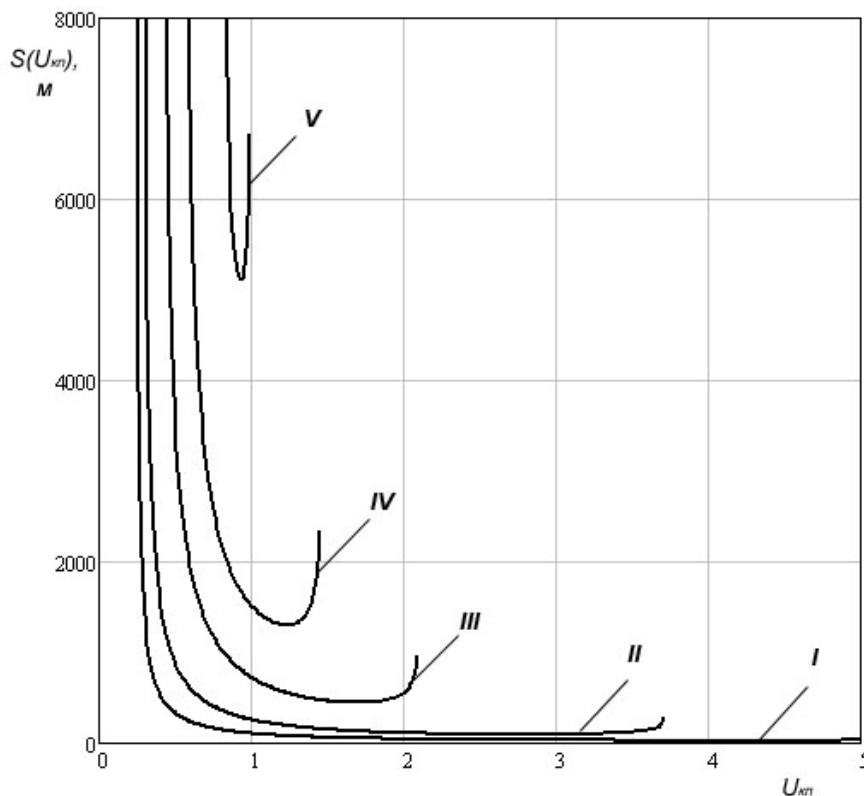


Рисунок 1 – Залежність шляху розгону автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10 від передаточних чисел коробки передач

Метод «золотого січення» полягає в наступному, рис.2 [7]. На початковому відрізку $[a, b]$ обираються дві точки x_1 і x_2 , так, щоб виконувалося співвідношення «золотого січення» цього відрізка:

1. Якщо кількість пробних точок приймається рівним двом, то їх потрібно розміщувати на однакових відстанях відносно середини інтервалу
2. У відповідності з загальною мінімаксною стратегією пробні точки повинні розміщуватися в інтервалі по симетричній схемі таким чином, щоб відношення довжини підінтервала, що виключається, до величини інтервалу пошуку, залишалось постійним.
3. На кожній ітерації процедури пошуку повинно знаходитися тільки одне значення функції в отримуваній точці.

Обчислюються значення цільової функції у цих точках – $f(x_1)$ та $f(x_2)$. Вони порівнюються, і з подальшого розгляду виключається відрізок, прилеглий до точки, яка дає більше значення цільової функції (тут відрізок $[x_2, b]$). Тобто вихідний відрізок $[a, b]$ «стягується» до відрізка $[a, b_1]$. Для цього нового відрізка знаходиться середина, і відносно неї симетрично точці x_1 ставиться точка x_3 . Для неї розраховується значення цільової функції $f(x_3)$ і порівнюється з $f(x_1)$. З подальшого розгляду знову виключається відрізок, прилеглий до точки з більшим значенням цільової функції, тут це відрізок $[a, x_3]$. Поточний відрізок «стягується» до нового відрізка, тут це $[a_1, b_1]$ і т.д.

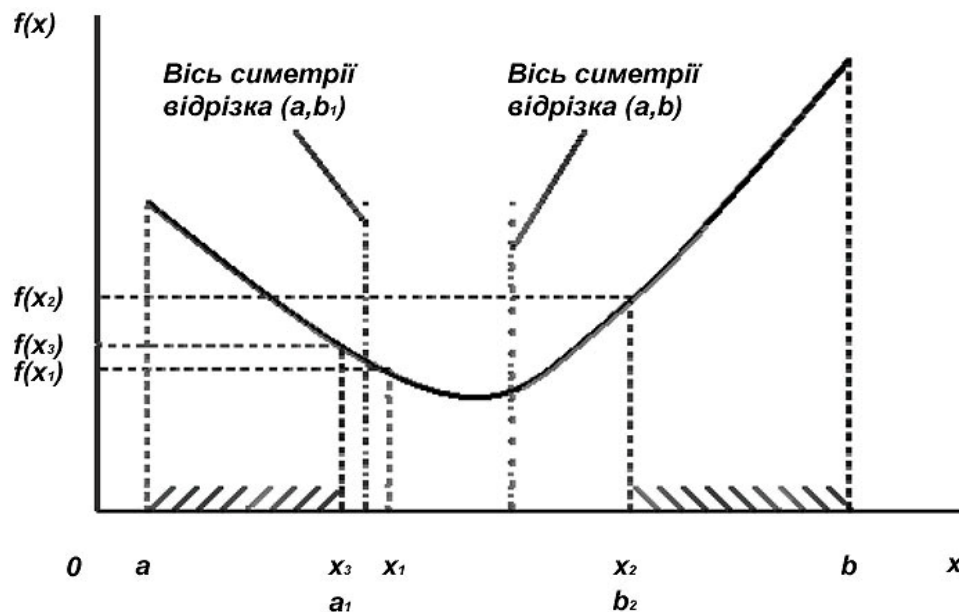


Рисунок 2 – Метод «золотого січення»

Пошук за допомогою метода «золотого січення» може бути закінчено, виходячи з заданої кількості обчислень значень функції або по досягненню заданої відносної точності значення функції, що розглядається. Проте найбільш доцільним є використання обох критеріїв.

Використовуючи наведений метод оптимізації, за допомогою програмного середовища Mathcad 15 було визначено ряд передаточних чисел за умови мінімального шляху розгону автомобіля до максимальної швидкості, на прикладі автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10.

Отриманий ряд передаточних чисел було використано для розрахунків часу і шляху розгону до максимальної швидкості руху автомобіля за технічною характеристикою (173 км/год), результати якого наведені у таблиці 2.

Таблиця 2 – Порівняння часу і шляху розгону до максимальної швидкості при різних рядах передаточних чисел коробки передач

Передаточні числа коробки передач, обрані за різними законами						
Номер передачі	Базова	Геометрична прогресія	Гармонічний ряд	Динамічний ряд	Методика Токарева	Розрахований ряд
1-а	3,786	3,786	3,786	3,786	3,786	3,786
2-а	2,188	2,562	1,949	3,176	1,985	2,79
3-я	1,304	1,734	1,313	1,588	1,323	1,7
4-а	1,00	1,173	0,989	1,059	0,993	1,24
5-а	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794	0,93
Час/Шлях розгону до максимальної швидкості згідно з технічною характеристикою						
t, с	62,048	66,569	61,576	64,698	61,704	54,626
S, м	2162,531	2353,17	2144,005	2260,048	2150,312	1833,761

Висновки. Результати розрахунків показали, що ряд передаточних чисел, розрахований за методикою, що забезпечує мінімальний шлях розгону автомобіля до максимальної швидкості, дозволяє зменшити шлях розгону на 15,2% у порівнянні з базовим рядом передаточних чисел.

Список літератури: 1. Рейзлин В.И. Численные методы оптимизации/ В.И. Рейзлин. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 105 с. 2. Кондрашкин А.С. Методика расчета передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля / А.С. Кондрашкин, В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин // Автомобильная промышленность –1986. -№2. -С. 16-17. 3. Сахно В.П. Математична модель для визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля при використанні двигунів різної потужності. / В.П. Сахно, О.А. Корпач // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ – 2011. – Вип. 9. –С.165-171 4. Пилипчук М.М. Оптимизация ряда передаточных чисел трансмиссии грузового автомобиля средней грузоподъемности при переоборудовании его на дизель/ М.М. Пилипчук : Автореф. дис. канд техн. наук: 05.22.02 / Укр. трансп. ун-т. –К., 1997 –24 с. 5. Токарев А.А. Гиперболический ряд передаточных чисел трансмиссии/ А.А. Токарев // Автомобильная промышленность. – 1975. -№10. –С.16-18. 6. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Том 1./ Г. Реклейтис, А.Рейвиндран, К. Рэгсдел – М.: Мир, 1986. – 348 с. 7. Харчистов Б.Ф. Методы оптимизации/ Б.Ф. Харчистов. - Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2004. - 140 с.

Надійшла до редколегії 24.03.2013

УДК 629.113

Методика визначення ряду передаточних чисел коробки передач за умови мінімального шляху розгону автомобіля / В. П. Сахно, А. О. Корпач // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 3–9. – Бібліогр.: 7 назв.

Разработана методика определения значений передаточных чисел коробки передач, обеспечивающие минимальный путь разгона автомобиля и проведено ее сравнение с другими способами определения ряда передаточных чисел коробки передач.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель, трансмиссия, коробка передач, оптимизация, передаточные числа

The method for determining the gear ratios to ensure minimal path acceleration and held its comparison with other methods of determining the number of gear ratios.

Key words: automobile, engine, transmission, gear box, optimization, ratios

УДК 629.33:004.8

О. Я. НІКОНОВ, д-р техн. наук, професор ХНАДУ, Харків;
В. М. ШУЛЯКОВ, аспірант ХНАДУ

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ АДАПТИВНИХ НЕЙРО-ФАЗЗИ РЕГУЛЯТОРІВ АВТОМОБІЛЯ НА БАЗІ МЕТОДУ СУБТРАКТИВНОЇ КЛАСТЕРІЗАЦІЇ

У статті розглянута задача дослідження якості адаптивних нейро-фаззи регуляторів автомобіля на базі методу субтрактивної кластеризації. Побудовано чотири гібридних регулятора. Для кожного з регуляторів запропонована власна вибірка тренувальних даних. Проведено дослідження перехідних процесів замкненої системи електрогідравлічного слідкуючого привода з розробленими нейро-фаззи регуляторами.

Ключові слова: електрогідравлічний слідкуючий привід, автомобіль, нейро-фаззи регулятор, субтрактивна кластеризація, тестова вибірка, тренувальні данні.

Аналіз останніх досліджень та літератури. У теперішній час спостерігається інтенсивний розвиток та практичне застосування нечітких систем для керування й регулювання різноманітних технічних об'єктів [1-4]. Актуальність нової технології, нечіткого моделювання, обумовлена тенденцією зростання складності реальних систем і відповідно їх математичних моделей. Отримати вичерпну інформацію для побудови математичної моделі складної реальної системи часто в принципі неможливо. У цих випадках доцільно використовувати методи, спеціально орієнтовані на побудову моделей, що враховують неповноту й неточність вхідних даних. Саме в таких ситуаціях технологія нечіткого моделювання є однією із найбільш конструктивних [5-6].

Мета досліджень, постановка проблеми. Інтеграція гідравлічних пристроїв та електронних систем керування дозволяє вирішувати задачі підвищення якості процесів керування, адаптивного налаштування та підтримки параметрів або структури системи при дії на об'єкт керування випадкових збурень, діагностики відмов та несправностей при збереженні відносно невеликих маси та габаритів комплексу «привод-система керування». Таким чином, постає актуальна задача створення енергоефективних електрогідравлічних перетворювачів на основі сучасних систем керування, здатних надійно працювати в умовах підвищеної запиленості зовнішнього середовища, великому перепаді температур, значних вібраціях та ударах та інших несприятливих факторах, що виникають при експлуатації автомобілів.

Метою роботи є дослідження якості адаптивних нейро-фаззи регуляторів автомобіля на базі методу субтрактивної кластеризації. Нечіткі нейронні мережі або гібридні мережі покликані об'єднати в собі достоїнства нейронних мереж і систем нечіткої логіки. З одного боку, вони дозволяють розробляти і представляти моделі систем у формі нечітких правил, а з іншого боку, для побудови нечітких правил використовуються методи нейронних мереж. Використання інтелектуальних регуляторів дозволить підвищити енергоефективність, надійність, безвідмовність, довговічність, безпеку використання вузлів та агрегатів автомобіля.

Матеріали та результати досліджень. Проведено дослідження роботи нечіткого регулятора створеного на базі електрогідравлічної слідкуючої системи, що описано в роботах [7-10] та нечітких регуляторів що описано в роботах [11-14].

За допомогою редактора ANFIS (Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System) середовища Matlab синтезовано нечіткий регулятор для електрогідравлічного слідкуючого привода на основі адаптивної нейро-нечіткої гібридної технології (рис. 1).

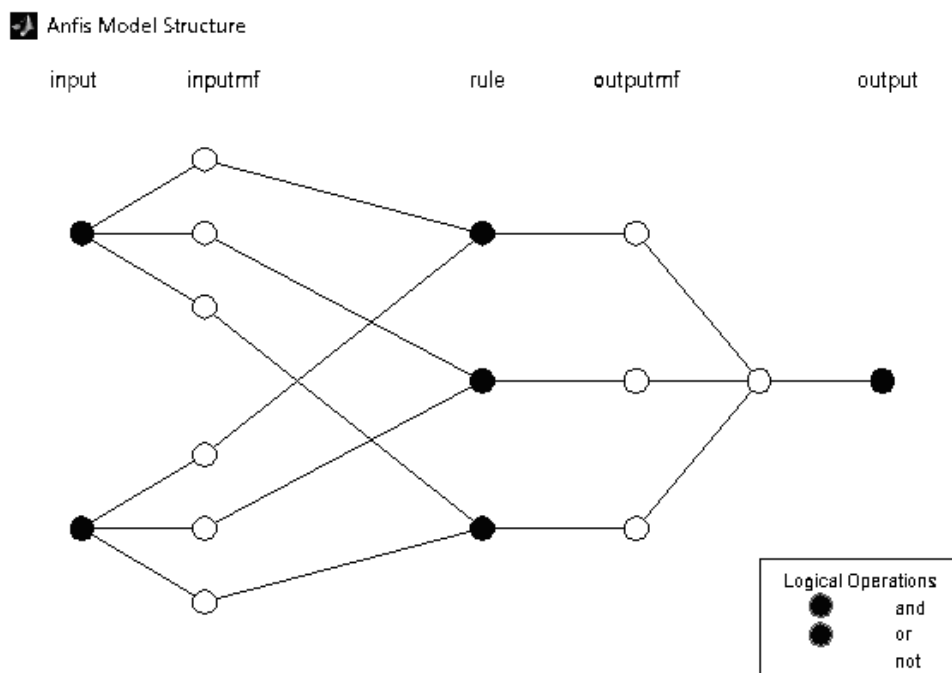


Рисунок 1 – Структура нечіткої нейронної мережі

Побудову нечіткої моделі з використанням методу субтрактивної кластеризації в середовищі Matlab (Simulink) можна розділити на 4 етапи. Перший етап: збір даних про роботу базової Simulink-моделі і створення файлу даних для навчання нечіткої структури. Другий етап: завдання властивостей нечіткої системи – при виборі методу Sub. clustering необхідно задати параметри методу субкластеризації: Range of influence – рівні впливу вхідних змінних; Squash factor – коефіцієнт пригнічення, використовується для визначення сусідніх до центру кластера об'єктів. Ці об'єкти вважаються такими що належать цьому кластеру і виключаються з подальшого розгляду в кластерному аналізі; Accept ratio – коефіцієнт прийняття, використовується як критерій призначення об'єкта центром кластера; Reject ratio – коефіцієнт відторгнення, що встановлює у скільки разів потенціал даної точки повинен бути нижче потенціалу центра першого кластера, щоб розглянута точка була виключена з можливих центрів кластерів. Третій етап: тренування (навчання) моделі – вибирається метод оптимізації (Optim. method), необхідна точність навчання (Error tolerance), кількість ітерацій навчання (Epochs). Четвертий етап: використання розробленої нечіткої моделі в блоці фазі-контролера у середовищі Simulink.

Нейро-нечітку мережу можна розглядати як один з різновидів систем нечіткого логічного виведення типу Сугено. При цьому функції приналежності синтезованих систем налаштовано (навчено) так, щоб мінімізувати відхилення між результатами нечіткого моделювання й експериментальних даних. На рис. 2 і 3 відображені результати моделювання та масив тестових даних у вигляді множини точок у двовимірному просторі для синтезованої мережі (рис.1). По вісі абсцис відкладено порядковий номер рядка даних у вибірці (навчальній, тестовій або контрольній), а по осі ординат – значення вихідної змінної для даного рядка вибірки.

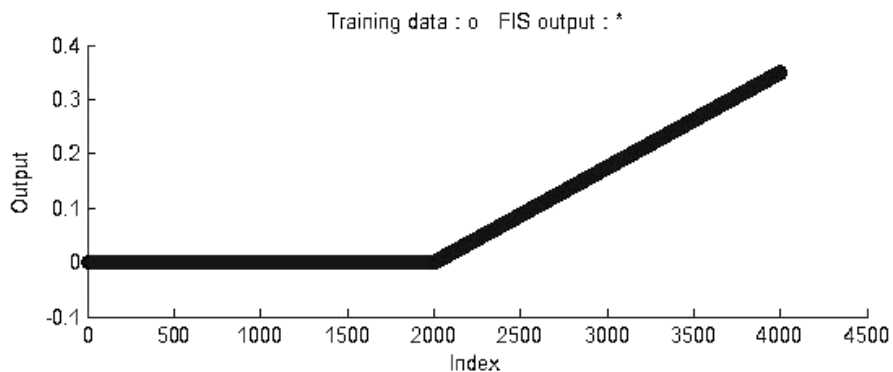


Рисунок 2 – Результати навчання нечіткої нейронної мережі

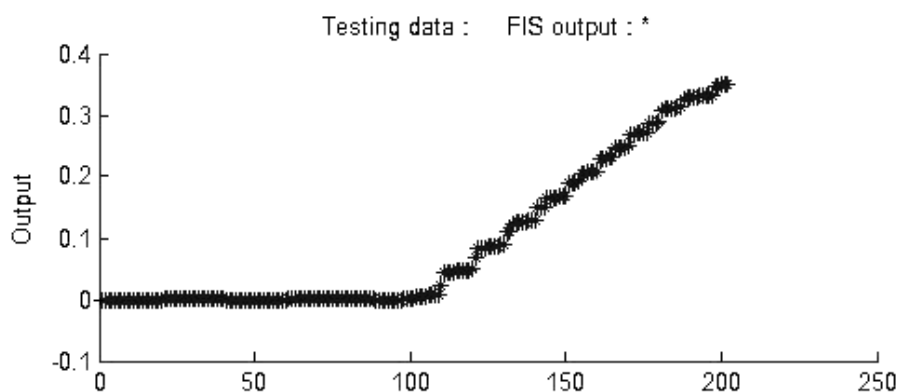
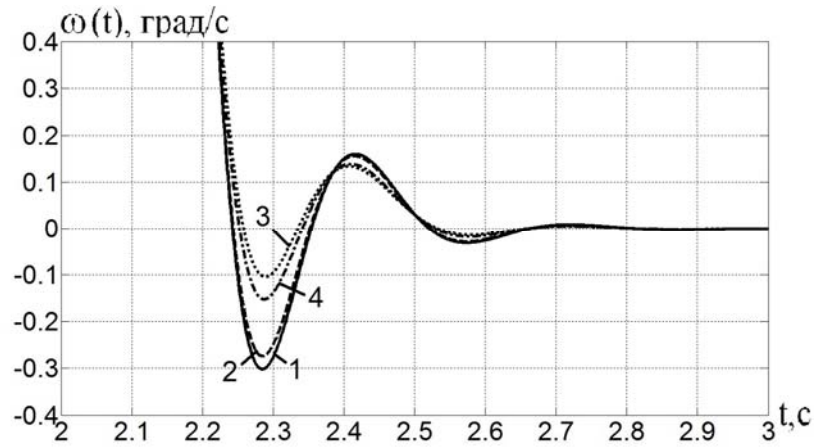


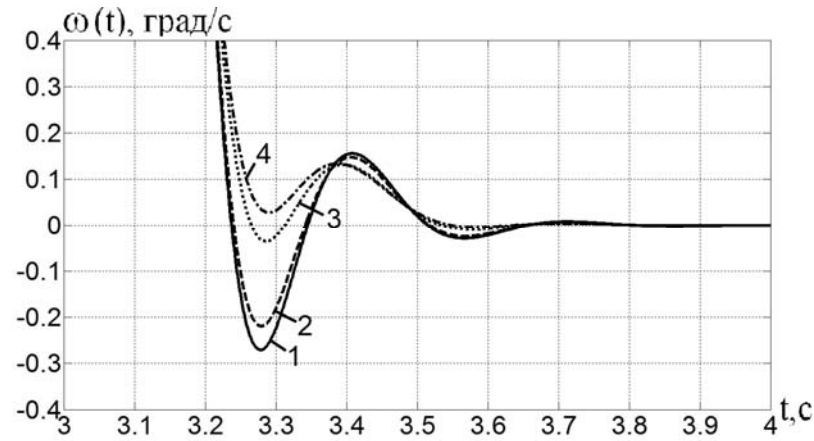
Рисунок 3 – Масив тестових даних нечіткої системи

Об'єктом дослідження є процеси функціонування електрогідравлічного слідкуючого приводу автомобіля з нейро-фаззі регулятором. Із загального обсягу експериментальних даних були створені три додаткові вибірки даних розміром відповідно у 50%, 25% та 12,5% від початкової. Навчання проводилося гібридним методом, який поєднує метод зворотнього поширення помилки з методом найменших квадратів.

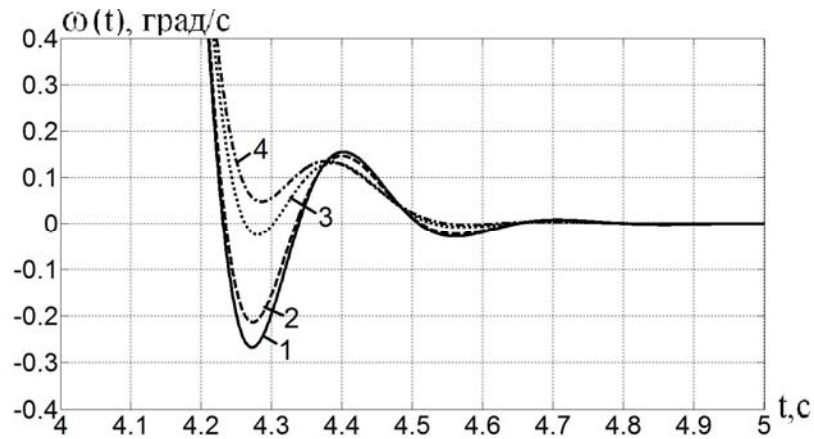
Для регуляторів (рис. 4) у кожному експерименті налаштування та тренування проводилися за однакових умов. По-перше, обиралася запропонована навчальна вибірка. Наступним кроком обирався метод генерування нечіткої структури – Subtractive clustering (генерування системи по методу субтрактивної кластеризації). Проводилися відповідні налаштування методу. Далі обирався гібридний метод оптимізації, який поєднує метод зворотнього поширення помилки з методом найменших квадратів. Параметр «необхідної точності навчання» залишався за замовчуванням 0, і кількість епох навчання – 20. Нечіткі регулятори створені з використанням методу субтрактивної кластеризації: 1 – на основі 100 % від загального масиву тренувальних даних; 2 – на основі 50 % від загального масиву тренувальних даних; 3 – на основі 25 % від загального масиву тренувальних даних; 4 – на основі 12,5 % від загального масиву тренувальних даних.



а



б



в

Рисунок 4 – Перехідні процеси замкненої системи електрогідравлічного слідкуючого привода для кутової швидкості об'єкту керування: а – 10 градусів, б – 15 градусів, в – 20 градусів

Цикл навчання проводився впродовж 20 епох. Результати навчання показані на рис. 2. Наприкінці навчання отримано наступні значення нормованої середньоквадратичної помилки: для загального масиву тренувальних даних – $3,396 \cdot 10^{-6}$, для 50% даних – $6,593 \cdot 10^{-6}$, для 25% даних – $1,489 \cdot 10^{-5}$, для 12,5% даних – $2,248 \cdot 10^{-5}$.

Також 5% від загальної кількості даних було використано для формування тестової вибірки. Значення нормованої середньоквадратичної помилки склало $4,429 \cdot 10^{-5}$.

В результаті проведених експериментів було апробовано роботу побудованих нечітких регуляторів. На рис. 4 представлені перехідні процеси замкненої системи електрогидравлічного слідкуючого привода при обчислених значеннях варійованих параметрів блоку керування для нечітких регуляторів створених з використанням методу субтрактивної кластеризації.

На рис. 4 видно що регулятор тренований на вибірці з 50% даних (крива 2) показує добрі результати, вже для вибраного значення 10 градусів для куту повороту об'єкту керування, зменшуючи показник перерегулювання у порівнянні з першим регулятором (крива 1). Для кутів повороту 15 і 20 градусів показники поліпшуються ще більше. Регулятори що треновані на вибірках у 25 % (крива 3) та 12,5 % (крива 4) значно зменшують перерегулювання та час регулювання. На вибраному значенні 10 градусів кращий регулятор з 25 % вибіркою (крива 3), на більших значеннях регулятор з 12,5 % вибіркою (крива 4). Але відзначимо що регулятор з 25 % вибіркою (крива 3) має помилку регулювання 0,001.

В цілому використання тренувальних даних для навчання нечітких регуляторів в електрогидравлічних слідкуючих системах автомобіля дозволяє значно покращити якість перехідних процесів при регулюванні, а саме, досягти істотного зменшення перерегулювання та зменшення часу регулювання.

Висновки. В роботі досліджено якість адаптивних нейро-фаззі регуляторів автомобіля створених на базі методу субтрактивної кластеризації. Використання в електрогидравлічних слідкуючих системах автомобілів інтелектуальних інформаційно-керуючих систем на основі нечіткої логіки, штучних нейронних мереж та методів еволюційного моделювання, дозволяє підвищити енергоефективність, швидкодію, надійність, безвідмовність, довговічність, безпеку використання вищезазначених вузлів та агрегатів автомобіля.

Список літератури: 1. Гостев В.И. Проектирование нечетких регуляторов для систем автоматического управления / В.И. Гостев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2011. – 416 с. 2. Круглов В.В. Нечёткая логика и искусственные нейронные сети / В.В. Круглов, М.И. Дли, Р.Ю. Голунов. – М.: Физматлит, 2001. – 221с. 3. Ali H.K. Fuzzy Controller Design of Servo System / H.K. Ali // Asian Journal of Applied Science. – 2011. – P. 403–413. 4. Методы робастного, нейро-нечёткого и адаптивного управления / под ред. Н.Д. Егунова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 744 с. 5. Ross T.J. Fuzzy logic with engineering applications / T.J. Ross. – McGraw-Hill, 1995. – 600 p. 6. Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский. – М.: Горячая линия-Телеком, 2004. – 452 с. 7. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 8. Ніконов О.Я. Розроблення інформаційно-структурної схеми електрогидравлічних слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів /

О.Я. Ніконов, В.Ю. Улько // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 57. – С. 214–220. **9.** *Ніконов О.Я.* Побудова нелінійної математичної моделі електрогідравлічних слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / *О.Я. Ніконов, В.Ю. Улько* // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – № 9. – С. 108–113. **10.** *Ніконов О.Я.* Параметричний синтез інформаційно-керуючої підсистеми електрогідравлічних слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / *О.Я. Ніконов* // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – № 23. – С. 49–54. **11.** *Ніконов О.Я.* Побудова нечітких регуляторів для електрогідравлічних слідкуючих приводів автомобілів / *О.Я. Ніконов, В.М. Шуляков* // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2012. – № 30. – С. 49–53. **12.** *Ніконов О.Я.* Вплив функції приналежності на якість нечітких регуляторів електрогідравлічних слідкуючих приводів автомобілів / *О.Я. Ніконов, В.М. Шуляков* // Радіоелектроніка та інформатика: збірник наукових праць. – 2012. – № 3. – С. 43–47. **13.** *Шуляков В.М.* Аналіз використання методу субтрактивної кластеризації при створенні нечітких регуляторів електрогідравлічних слідкуючих приводів автомобілів / *В.М. Шуляков* // Вісник НТУ «ХПИ». Серія «Нові рішення в сучасних технологіях». – Харків: НТУ «ХПИ». – 2013. – № 4(978). – С. 69–73. **14.** *Ніконов О.Я.* Дослідження ефективності нечітких регуляторів електрогідравлічних слідкуючих систем автомобіля в умовах експлуатації / *О.Я. Ніконов, В.М. Шуляков* // «Механіка та машинобудування». – НТУ «ХПИ». – Харків. – 2012 № 2. – С. 210–215.

Надійшла до редколегії 02.04.2013

УДК 629.33:004.8

Дослідження якості адаптивних нейро-фаззі регуляторів автомобіля на базі методу субтрактивної кластеризації / О. Я. Ніконов, В. М. Шуляков // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 10–15. – Бібліогр.: 14 назв.

В статье рассмотрена задача исследования качества адаптивных нейро-фаззи регуляторов автомобиля на базе метода субтрактивной кластеризации. Созданы четыре гибридных регулятора. Для каждого из регуляторов предложена собственная выборка тренировочных данных. Проведено исследование переходных процессов замкнутой системы электрогидравлического следящего привода с разработанными нейро-фаззи регуляторами.

Ключевые слова: электрогидравлический следящий привод, автомобиль, нейро-фаззи регулятор, субтрактивная кластеризация, тестовая выборка, тренировочные данные.

The problem of study of the quality of the adaptive neuro-fuzzy controllers of a car based on the subtractive clustering method is analyzed in this article. Four hybrid controllers were created. Own selection of training data for each of the fuzzy controllers is proposed. The research of transient processes of closed system electrohydraulic servo drive with the developed neuro-fuzzy controllers is realized.

Keywords: electrohydraulic servo drive, car, neuro-fuzzy controller, subtractive clustering, test selection, training data.

УДК 629.4-592

А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;
ХАССАН АЛЬ РАЖАБ, магістрант НТУ «ХПІ»

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ПНЕВМАТИЧНИМ ГАЛЬМІВНИМ ПРИВОДОМ

Проведено аналіз основних способів гальмування автотранспортних засобів, складена математична модель пневматичного гальмівного приводу автомобіля КрАЗ-6510, змодельовано службове та екстрене гальмування даного автомобіля, досліджено можливості підвищення гальмівної ефективності, керованості та стійкості вантажних автомобілів у разі відсутності замкнутих систем автоматичного керування гальмуванням.

Ключові слова: динаміка, процес гальмування, гальмівна ефективність, керованість, стійкість.

Вступ. З метою підвищення керованості та стійкості сучасні автомобілі обладнуються електронними гальмівними системами або ж електронними системами стабілізації, до складу яких входить антиблокувальна система, тобто замкнутими системами автоматичного керування гальмуванням (ЗСАКГ). Нажаль, на даний момент не всі вантажні автомобілі обладнуються такими системами. Вибір способу гальмування за відсутності ЗСАКГ залишається актуальним питанням донині.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню динаміки руху вантажних автомобілів присвячені численні праці Антонова Д.А., Біленького Ю.Г., Булгакова М.О., Волкова В.П., Генбома Б.Б., Гесслера Н.А., Гредескула А.Б., Грігоряна В.Г., Зімельова Г.В., Іларіонова В.О., Кльопіка М.К., Косолапова Г.М., Литвинова О.С., Машенка О.Ф., Павленка В.А., Павленка В.Н., Певзнера Я.М., Петрова В.А., Петрова М.А., Подригало М.А., Пчеліна І.К., Степанова В.Ю., Фалькевіча Б.С., Фаробіна Я.Є., Фрумкіна А.К., Хачатурова А.А., Чудакова Є.О. та ін. [1 – 9].

Залежно від поставленої мети, можуть використовуватися декілька методів представлення математичних моделей динаміки багатомасового автомобіля: «плоска» модель автомобіля, багатомасова нелінійна модель.

Рішення окремих задач динаміки тривісного автомобіля засноване на застосуванні так званої «плоскої» моделі автомобіля, яка в більшості випадків дозволяє одержати аналітичні рішення. Доцільність такого підходу полягає в тому, що в цьому випадку трапляється нагода розкрити фізичну суть процесів і аналізом встановити вплив того або іншого чинника (конструктивного параметра) на динаміку автомобіля. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії порівняно малих бічних сил [10].

Використання просторової [10] багатомасової нелінійної моделі автомобіля дозволяє досліджувати динаміку автомобіля з урахуванням крену кузова автомобіля, зміни розвалу коліс, впливу невіднесених мас і їх розташування, дії великих бічних сил, впливу трансмісії та інших чинників.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є дослідження процесу гальмування транспортних засобів з пневматичним гальмівним приводом (ПП) на прикладі вантажного автомобіля КрАЗ-6510 з використанням «плоскої» моделі.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз існуючих способів гальмування автотранспортних засобів, скласти математичну модель ПП автомобіля

© А. І. Бондаренко, Хассан Аль Ражаб, 2013

КрАЗ-6510, змодельовати службове та екстрене гальмування даного автомобіля, дослідити можливості підвищення гальмівної ефективності, керованості та стійкості вантажних автомобілів у разі відсутності ЗСАКГ.

Дослідження процесу гальмування транспортних засобів з ПГП. Розрізняють службове, екстрене та аварійне гальмування.

Службове гальмування – гальмування, яке застосовують для плавного зменшення швидкості автотранспортного засобу або його зупинки в заданому місці. Воно проводиться з невеликою інтенсивністю, що не викликає неприємних відчуттів у водія і пасажирів. Уповільнення при службовому гальмуванні зазвичай не перевершує $1...1,5 \text{ м/с}^2$.

Екстрене гальмування – гальмування, яке проводиться з максимальною для даних умов інтенсивністю. Звичайна їх кількість не перевершує $5...10 \%$ від загального числа гальмувань.

Аварійне гальмування – застосовується при виході з ладу або відмові робочої гальмівної системи і у всіх інших випадках, коли ця система не дозволяє добитися необхідного ефекту.

В більшості випадків застосування екстреного гальмування пов'язане з ефектом повного або часткового короточасного блокування коліс. Для екстреного гальмування, за відсутності замкнутих систем автоматичного управління гальмуванням, доцільно використовувати ступінчастий спосіб (рис. 1, б), який зовні нагадує переривчастий (рис. 1, а) (більш характерний для службового гальмування), проте на відміну від переривчастого не має пасивної фази, пов'язаної з повним припиненням дії гальмівних механізмів [10].

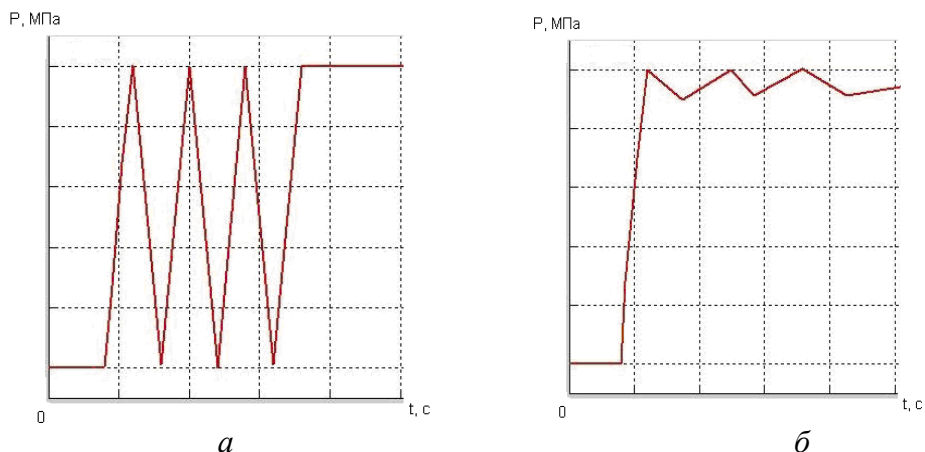


Рисунок 1 – Імпульсне гальмування: а – переривчастий спосіб; б – ступінчастий спосіб;
 P – тиск в гальмівному приводі; t – час гальмування.

Переривчасте гальмування – періодичне натиснення на педаль гальма і повний її відпуск. Основною причиною, що вимушує тимчасово припинити дію гальмівних механізмів, є блокування коліс. Такий спосіб застосовується на нерівній дорозі і там, де чергуються ділянки з різними коефіцієнтами зчеплення, наприклад асфальт з льодом, снігом і брудом. Перед наїздом на нерівність або слизьку ділянку слід повністю відпускати гальмо. Ефективність переривчастого способу при екстреному гальмуванні недостатня, оскільки тимчасове припинення дії гальм впливає на збільшення

гальмівного шляху автомобіля, проте при цьому підвищується керованість та стійкість автомобіля.

Важливою характеристикою гальмівного механізму, що значно впливає на процес гальмування, є залежність створюваного гальмівним механізмом гальмівного моменту M_{Tij} від тиску в гальмівному приводі P_{ij} . Для опису залежності $M_{Tij} = M_{Tij}(P_{ij})$ доцільно застосовувати нижче наведену кусочно-лінійну функцію.

При підвищенні приводного тиску гальмівний момент визначається з виразу:

$$M_{Tij} = k_{1ij} \cdot P_{ij} - A_{1ij}, \text{ якщо } M_{Tij} < 0, \text{ тоді } M_{Tij} = 0, \quad (1)$$

де k_{1ij} , A_{1ij} – коефіцієнти, які визначаються за експериментальними даними;

i – номер борта автотранспортного засобу ($i=n$ – правий борт, $i=l$ – лівий борт);

j – номер осі автотранспортного засобу ($j=1$ – передня вісь, $j=2$ – середня вісь, $j=3$ – задня вісь);

P_{ij} – тиск в ij виконавчому апараті, Па;

M_{Tij} – гальмівний момент на ij колесі, Н·м.

Після початку зниження тиску в гальмівній камері відбувається затримка зниження гальмівного моменту, при цьому значення гальмівного моменту визначається з виразу:

$$M_{Tij} = A_{2ij} + k_{2ij} \cdot P_{ij}, \quad (2)$$

де k_{2ij} , A_{2ij} – коефіцієнти, які визначаються за експериментальними даними.

При зниженні приводного тиску гальмівний момент визначається з виразу:

$$M_{Tij} = k_{3ij} \cdot P_{ij}, \quad (3)$$

де k_{3ij} – коефіцієнт, який визначається за експериментальними даними.

Значні гістерезисні втрати в барабанних гальмівних механізмах спостерігаються після загальмовування, що пов'язано з ефектом самозаклинювання гальмівних колодок унаслідок їх знаходження тривалий час в статичному стані. При екстреному гальмуванні, в разі відсутності на автотранспортному засобі антиблокувальної системи, водій примусово, як правило, змінює гальмівний момент на колесах за рахунок періодичного “биття” по педелі гальма, гальмівні колодки при цьому постійно знаходяться в динамічному стані (присутнє незначнє їх переміщення) унаслідок зміни тиску у виконавчих апаратах ПГП, що приводить до зниження гістерезисних втрат, те ж саме спостерігається і при роботі антиблокувальної системи, тільки при цьому переміщення колодок відбувається за рахунок модулятора тиску.

Враховуючи вище приведені аргументи, гістерезисними втратами в барабанних гальмівних механізмах нехтуємо, тоді виразом (1) буде описуватися зміна гальмівного моменту при підвищенні та зниженні приводного тиску.

Вибір коефіцієнтів k_{1ij} , A_{1ij} вважається вірним, якщо при $P_b = P_{ij} = 0,16 \dots 0,18$ МПа гальмівний момент $M_{Tij} = 0$; при $P_{\max}$ гальмівний момент $M_{Tij} = M_{Tij \max}$. Тобто для знаходження коефіцієнтів k_{1ij} , A_{1ij} необхідно вирішити систему рівнянь:

$$\begin{cases} k_{lij} \cdot P_b - A_{lij} = 0; \\ k_{lij} \cdot P_{\max} - A_{lij} = M_{Tij\max}, \end{cases} \quad (4)$$

де P_b – величина тиску в ПГП, яка необхідна для вибірки всіх зазорів і подолання сил тертя в гальмівному механізмі та стягуючих пружинах колодок, рівна 0,16...0,18 МПа;

$P_{\max}$ – максимальний тиск повітря на вході в гальмівний кран, Па.

Визначити коефіцієнти k_{lij} , A_{lij} можливо лише в тому випадку, коли відомий максимальний гальмівний момент, що реалізується на кожному колесі автотранспортного засобу – $M_{Tij\max}$.

На автомобілях повною масою більше 9 тонн застосовують ПГП, який може створювати практично необмежене приводне зусилля з боку гальмівних механізмів. Основними елементами ПГП є компресор, ресивери (повітряні балони), що зберігають запас стислого повітря, кран, магістралі і виконавчі апарати, що впливають на розтискні пристрої гальмівних механізмів. При гальмуванні автомобіля кран сполучає ресивери з магістралями, встановлюючи в них тиск повітря, пропорційний силі, прикладеній водієм до гальмівної педалі. При знятті зусилля з гальмівної педалі кран від'єднує магістралі від ресиверів і сполучає їх з навколишнім середовищем. Пневматичний привід розділяється на контури.

Особливістю ПГП КрАЗ-6510 є те, що він складається з двох незалежних контурів, пов'язаних з гальмівним краном: верхня секція з контуром заднього моста – перший контур, нижня з контуром середнього та переднього мостів – другий контур.

Принцип роботи приводу полягає в наступному: при дії водієм на гальмівну педаль зусилля передається через пружний елемент ПГП на клапан відкриття верхньої секції і стисле повітря подається до гальмівної камери (ГК) заднього моста. Далі повітря через отвір, що дроселює, поступаючи в силову порожнину, відкриває клапан нижньої секції і здійснюється подача повітря до ГК переднього та середнього мостів.

Об'єктом дослідження виступають перехідні процеси в ПГП автомобіля КрАЗ-6510, що має наступні типові параметри: довжини сполучних трубопроводів знаходяться в діапазоні від 0,8 до 5,6 м; діаметри трубопроводів прийняті 8...10 мм; в якості виконавчого апарату ПГП прийнято гальмівну камеру типу 30.

Математичний аналіз значно полегшує і прискорює вибір можливого варіанту параметрів приводу, дозволяє краще зрозуміти і осмислити робочі процеси та причинно-наслідкові зв'язки в системі або пристрої.

У математичних моделях контурів ПГП були прийняті наступні допущення:

- тиск повітря на вході в двосекційний гальмівний кран не змінюється за час перехідного процесу і дорівнює $P_{\max}$;
- відсутні витоки повітря з системи;
- температура повітря в порожнинах апаратів гальмівного приводу не змінюється;
- в процесі наповнення та спорожнення теплообмін з навколишнім середовищем відсутній;
- пневмоопори клапанів і трубопроводів приймаємо зосередженими;
- коефіцієнт витрати через дросель приймаємо постійним для всього перехідного процесу;
- об'єм виконавчих апаратів приймаємо постійним.

З метою спрощення рішення і уніфікації описів процесів в робочій гальмівній системі, математична модель за методом Метлюка М.Ф. складена на основі балансу миттєвих масових витрат у вузлах пневмоланцюгів з використанням гіперболічної функції миттєвої масової витрати через дросель.

Для складання диференціальних рівнянь за методом Метлюка М.Ф. використовується закон вузлів для пневматичного ланцюга, який формулюється так: сума миттєвих масових витрат повітря у вузлі рівна 0, тобто:

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{dm}{dt} \right)_i = 0. \quad (5)$$

Масову витрату dm/dt вважатимемо позитивною по відношенню до даного вузла, якщо рух потоку направлений до вузла, і негативним, якщо від вузла.

Рівняння для визначення миттєвої масової витрати повітря через місцевий опір (дросель) в загальному виді записується наступним чином:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{Di} = \mu \cdot f \cdot V_{kp} \cdot P_0 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_0 - P_1}{B \cdot P_0 - P_1}, \quad (6)$$

де μ – коефіцієнт витрати через дросель;

f – площа прохідного перетину дроселя, m^2 ;

V_{kp} – критична швидкість руху повітря, m/s ;

P_0 – тиск повітря перед дроселем, Pa ;

A – постійний коефіцієнт, рівний 0,654;

R – газова постійна для повітря, рівна $287,14 \text{ } m^2/(s^2 \cdot K)$;

T – температура повітря перед дроселем, K ;

P_1 – тиск повітря за дроселем, Pa ;

B – постійний коефіцієнт, рівний 1,13.

Критична швидкість руху повітря:

$$V_{kp} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}, \quad (7)$$

де k – показник адіабати, рівний 1,4.

Рівняння стану повітря в місткості в загальному виді:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{Ei} = \frac{P_E}{R \cdot T} \cdot \frac{dV_E}{dt} + \frac{V_E}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_E}{dt}, \quad (8)$$

де P_E – тиск в місткості, Pa ;

V_E – об'єм місткості, m^3 .

Адекватна математична модель ПГП дозволяє визначити час спрацювання та розгальмовування гальмівного приводу, значення яких регламентується стандартом:

- час від початку приведення в дію органу управління робочої гальмівної системи автотранспортного засобу з двигуном до моменту, коли тиск у виконавчому апараті ПГП, що знаходиться в найменш сприятливих умовах, досягає 75% тиску, яке повинне встановитися в цьому виконавчому апараті при повному приведенні в дію органу управління, не повинно перевищувати 0,6 с.;

• ПГП повинен забезпечувати при розгальмуванні падіння тиску у виконавчому апараті автотранспортного засобу за час не більше 1,2 с. до значення, що становить 10% тиску, яке встановлюється у виконавчому апараті при повному приведенні в дію органу управління.

Розрахункова схема першого та другого контурів досліджуваного ПГП наведена на рис. 2.

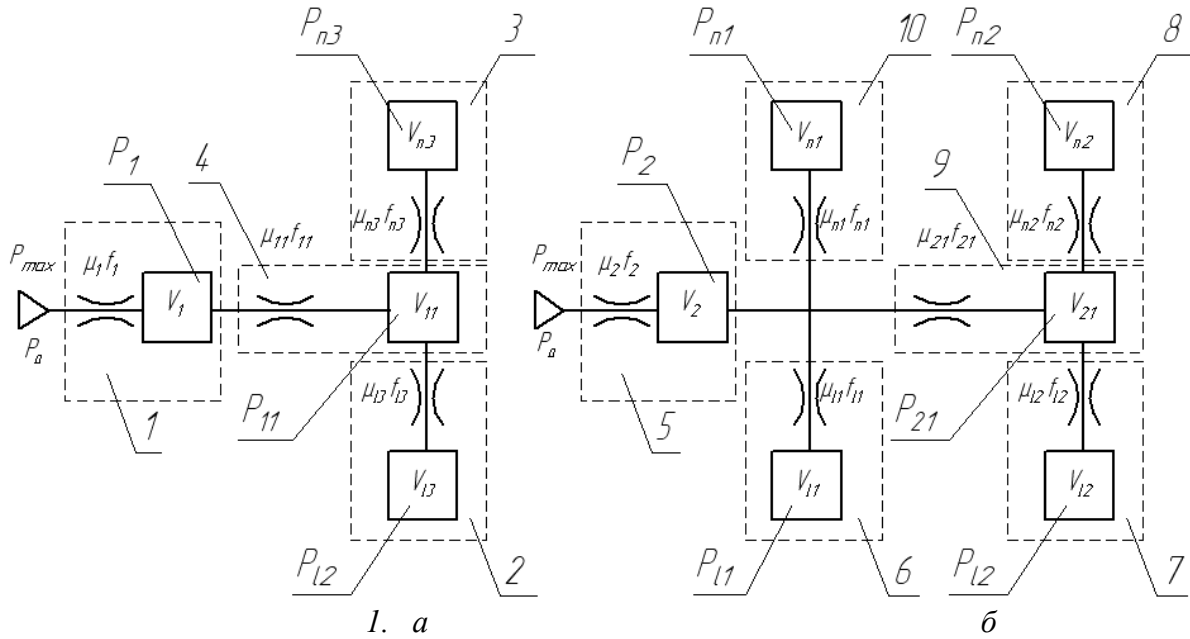


Рисунок 2 – Розрахункова схема досліджуваного ПГП:

a – перший контур; *б* – другий контур; 1 – верхня секція гальмівного крана; 2, 3, 6, 7, 8, 10 – ГК; 4, 9 – з'єднувальні трубопроводи; 5 – нижня секція гальмівного крана.

Математична модель першого контуру ПГП записується в наступному вигляді:

– наповнення:

$$\begin{cases} \left(\frac{dm}{dt} \right)_{D1} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{D11} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E1} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt} \right)_{D11} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{Dn3} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{Dl3} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E11} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt} \right)_{Dn3} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{En3} = 0; \quad \left(\frac{dm}{dt} \right)_{Dl3} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{El3} = 0. \end{cases} \quad (9)$$

– спорожнення:

$$\begin{cases} -\left(\frac{dm}{dt} \right)_{D1} + \left(\frac{dm}{dt} \right)_{D11} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E1} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt} \right)_{D11} + \left(\frac{dm}{dt} \right)_{Dn3} + \left(\frac{dm}{dt} \right)_{Dl3} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{E11} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt} \right)_{Dn3} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{En3} = 0; \quad -\left(\frac{dm}{dt} \right)_{Dl3} - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{El3} = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Математична модель другого контуру ПГП записується в наступному вигляді:

– наповнення:

$$\begin{cases} \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E2} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E21} = 0; \quad \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En1} = 0; \\ \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El1} = 0; \quad \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En2} = 0; \quad \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El2} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

– спороження:

$$\begin{cases} -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D2} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn1} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl1} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{D21} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E2} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{D21} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn2} + \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{E21} = 0; \quad -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En1} = 0; \\ -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El1} = 0; \quad -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dn2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{En2} = 0; \quad -\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Dl2} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{El2} = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Підставимо вирази (6), (8) в вище наведені системи рівнянь з урахуванням позначень рис. 2, отримаємо математичну модель першого контуру ПГП в розгорнутому вигляді:

– наповнення:

$$\begin{cases} \mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{kp} \cdot P_{\max} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{\max} - P_1}{B \cdot P_{\max} - P_1} - \mu_{11} \cdot f_{11} \cdot V_{kp} \cdot P_1 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_1 - P_{11}}{B \cdot P_1 - P_{11}} - \frac{V_1}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_1}{dt} = 0; \\ \mu_{11} \cdot f_{11} \cdot V_{kp} \cdot P_1 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_1 - P_{11}}{B \cdot P_1 - P_{11}} - \mu_{n3} \cdot f_{n3} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_{n3}}{B \cdot P_{11} - P_{n3}} - \\ - \mu_{l3} \cdot f_{l3} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_{l3}}{B \cdot P_{11} - P_{l3}} - \frac{V_{11}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{11}}{dt} = 0; \\ \mu_{n3} \cdot f_{n3} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_{n3}}{B \cdot P_{11} - P_{n3}} - \frac{V_{n3}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n3}}{dt} = 0; \\ \mu_{l3} \cdot f_{l3} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_{l3}}{B \cdot P_{11} - P_{l3}} - \frac{V_{l3}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l3}}{dt} = 0. \end{cases} \quad (13)$$

– спороження:

$$\begin{cases} -\mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{kp} \cdot P_1 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_1 - P_a}{B \cdot P_1 - P_a} + \mu_{11} \cdot f_{11} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_1}{B \cdot P_{11} - P_1} - \frac{V_1}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_1}{dt} = 0; \\ -\mu_{11} \cdot f_{11} \cdot V_{kp} \cdot P_{11} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{11} - P_1}{B \cdot P_{11} - P_1} + \mu_{n3} \cdot f_{n3} \cdot V_{kp} \cdot P_{n3} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n3} - P_{11}}{B \cdot P_{n3} - P_{11}} + \\ + \mu_{l3} \cdot f_{l3} \cdot V_{kp} \cdot P_{l3} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l3} - P_{11}}{B \cdot P_{l3} - P_{11}} - \frac{V_{11}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{11}}{dt} = 0; \\ -\mu_{n3} \cdot f_{n3} \cdot V_{kp} \cdot P_{n3} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n3} - P_{11}}{B \cdot P_{n3} - P_{11}} - \frac{V_{n3}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n3}}{dt} = 0; \\ -\mu_{l3} \cdot f_{l3} \cdot V_{kp} \cdot P_{l3} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l3} - P_{11}}{B \cdot P_{l3} - P_{11}} - \frac{V_{l3}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l3}}{dt} = 0, \end{cases} \quad (14)$$

де P_a – абсолютний тиск повітря, рівний 0,1 МПа.

Підставимо вирази (6), (8) в вище наведені системи рівнянь з урахуванням позначень рис. 2, отримаємо математичну модель другого контуру ПГП в розгорнутому вигляді:

– наповнення:

$$\left\{ \begin{aligned} & \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{kp} \cdot P_{\max} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{\max} - P_2}{B \cdot P_{\max} - P_2} - \mu_{n1} \cdot f_{n1} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{n1}}{B \cdot P_2 - P_{n1}} - \\ & - \mu_{l1} \cdot f_{l1} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{l1}}{B \cdot P_2 - P_{l1}} - \mu_{21} \cdot f_{21} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{21}}{B \cdot P_2 - P_{21}} - \frac{V_2}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_2}{dt} = 0; \\ & \mu_{21} \cdot f_{21} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{21}}{B \cdot P_2 - P_{21}} - \mu_{n2} \cdot f_{n2} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_{n2}}{B \cdot P_{21} - P_{n2}} - \\ & - \mu_{l2} \cdot f_{l2} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_{l2}}{B \cdot P_{21} - P_{l2}} - \frac{V_{21}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{21}}{dt} = 0; \\ & \mu_{n1} \cdot f_{n1} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{n1}}{B \cdot P_2 - P_{n1}} - \frac{V_{n1}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n1}}{dt} = 0; \\ & \mu_{l1} \cdot f_{l1} \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_{l1}}{B \cdot P_2 - P_{l1}} - \frac{V_{l1}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l1}}{dt} = 0; \\ & \mu_{n2} \cdot f_{n2} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_{n2}}{B \cdot P_{21} - P_{n2}} - \frac{V_{n2}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n2}}{dt} = 0; \\ & \mu_{l2} \cdot f_{l2} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_{l2}}{B \cdot P_{21} - P_{l2}} - \frac{V_{l2}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l2}}{dt} = 0. \end{aligned} \right. \quad (15)$$

– спорожнення:

$$\left\{ \begin{aligned} & -\mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{kp} \cdot P_2 \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_2 - P_a}{B \cdot P_2 - P_a} + \mu_{n1} \cdot f_{n1} \cdot V_{kp} \cdot P_{n1} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n1} - P_2}{B \cdot P_{n1} - P_2} + \\ & + \mu_{l1} \cdot f_{l1} \cdot V_{kp} \cdot P_{l1} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l1} - P_2}{B \cdot P_{l1} - P_2} + \mu_{21} \cdot f_{21} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_2}{B \cdot P_{21} - P_2} - \frac{V_2}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_2}{dt} = 0; \\ & -\mu_{21} \cdot f_{21} \cdot V_{kp} \cdot P_{21} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{21} - P_2}{B \cdot P_{21} - P_2} + \mu_{n2} \cdot f_{n2} \cdot V_{kp} \cdot P_{n2} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n2} - P_{21}}{B \cdot P_{n2} - P_{21}} - \\ & + \mu_{l2} \cdot f_{l2} \cdot V_{kp} \cdot P_{l2} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l2} - P_{21}}{B \cdot P_{l2} - P_{21}} - \frac{V_{21}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{21}}{dt} = 0; \\ & -\mu_{n1} \cdot f_{n1} \cdot V_{kp} \cdot P_{n1} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n1} - P_2}{B \cdot P_{n1} - P_2} - \frac{V_{n1}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n1}}{dt} = 0; \\ & -\mu_{l1} \cdot f_{l1} \cdot V_{kp} \cdot P_{l1} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l1} - P_2}{B \cdot P_{l1} - P_2} - \frac{V_{l1}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l1}}{dt} = 0; \\ & -\mu_{n2} \cdot f_{n2} \cdot V_{kp} \cdot P_{n2} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{n2} - P_{21}}{B \cdot P_{n2} - P_{21}} - \frac{V_{n2}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{n2}}{dt} = 0; \\ & -\mu_{l2} \cdot f_{l2} \cdot V_{kp} \cdot P_{l2} \cdot \frac{A}{R \cdot T} \cdot \frac{P_{l2} - P_{21}}{B \cdot P_{l2} - P_{21}} - \frac{V_{l2}}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP_{l2}}{dt} = 0. \end{aligned} \right. \quad (16)$$

В результаті розрахунків одержані криві зміни тиску у ємкостях ПГП як при загальмуванні, так і розгальмуванні (рис. 3, 4). Результати розрахунків часу наповнення та спорожнення ГК наведено в табл. 1.

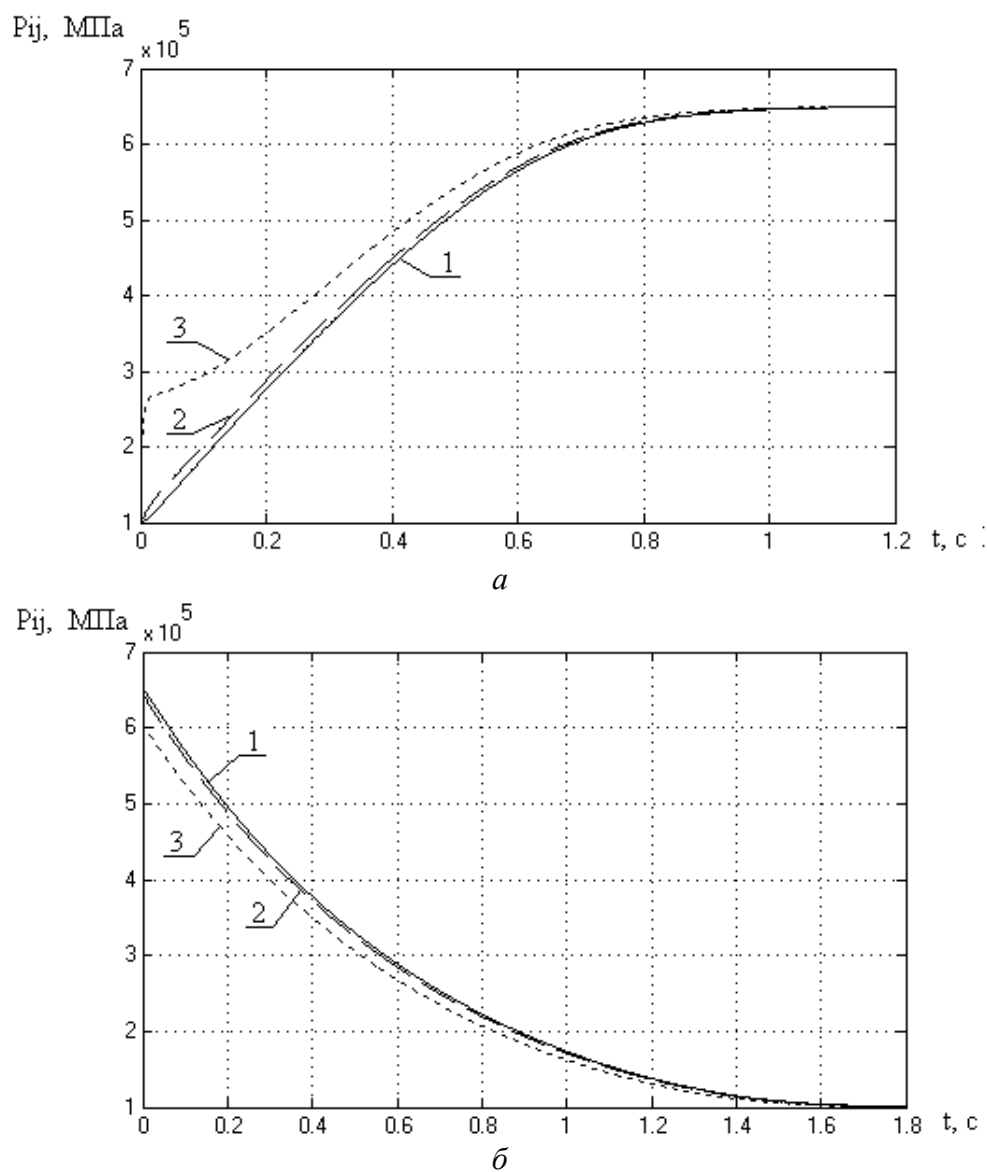


Рисунок 3 – Криві зміни тиску у ємкостях першого контуру ПГП
 1 – ГК; 2 – з'єднувальні трубопроводи; 3 – верхня секція гальмівного крана;
 а – наповнення; б – спорожнення.

Таблиця 1 – Результати розрахунків часу наповнення та спорожнення ГК

ГК	Час наповнення, с (підвищення тиску до 75% від $P_{\max}$)	Час спорожнення, с (зниження тиску до 10% від $P_{\max}$)
Передня вісь	0,49	1,09
Середня вісь	0,535	1,14
Задня вісь	0,51	1,1

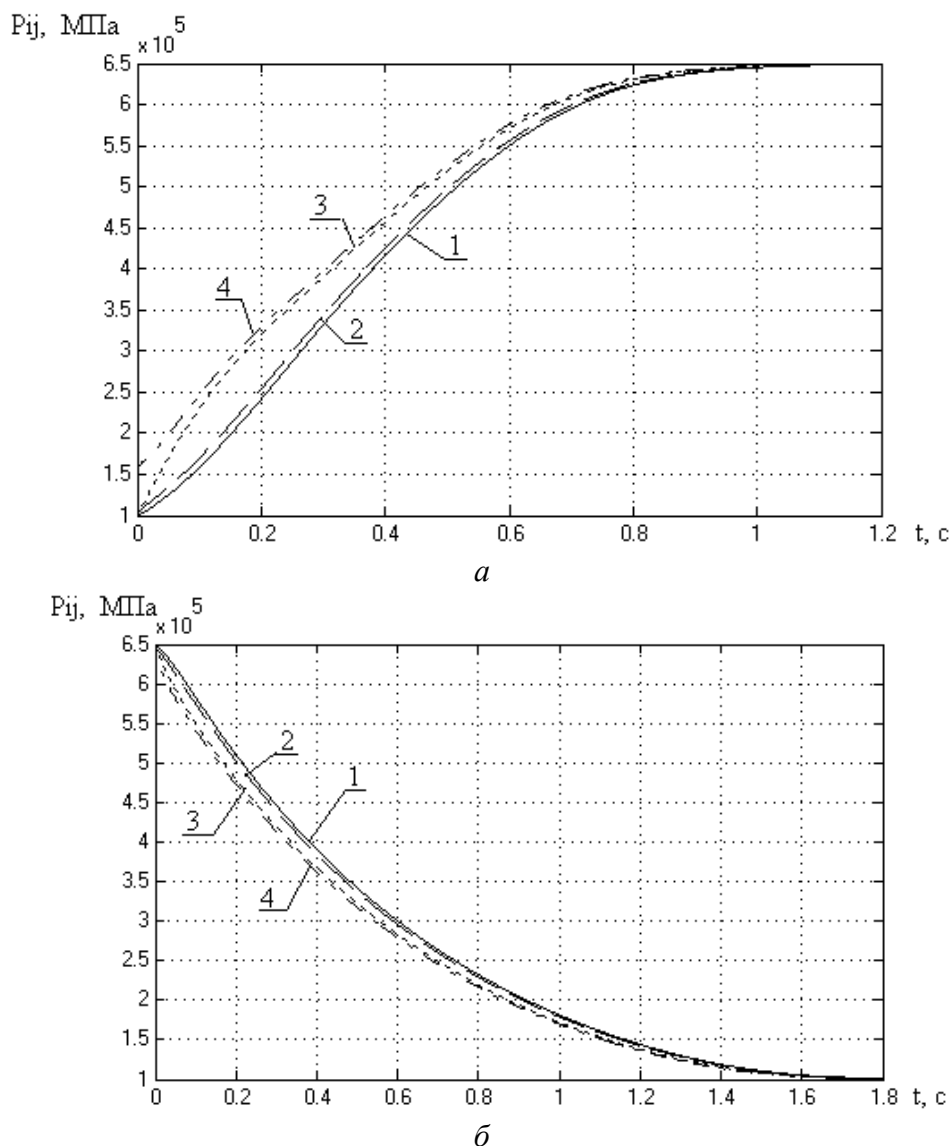


Рисунок 4 – Криві зміни тиску у ємкостях другого контуру ПГП
 1 – ГК середнього моста; 2 – з'єднувальні трубопроводи; 3 – ГК переднього моста;
 4 – нижня секція гальмівного крана; а – наповнення; б – спорожнення.

За результатами розрахунків встановлено, що час спрацювання ПГП складає 0,535 с, час розгальмовування 1,14 с. ПГП автомобіля КрАЗ-6510 відповідає діючим стандартам.

Для моделювання процесу гальмування автомобіля КрАЗ-6510 створена програмна реалізація, що розроблена в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink. Результати моделювання процесу гальмування наведені в табл. 2.

В результаті моделювання було встановлено, що блокування коліс відбувається при екстреному гальмуванні на сухому асфальті та снігу і службовому на снігу. При цьому максимальна гальмівна ефективність спостерігається при екстреному гальмуванні.

Підвищення керованості та стійкості спостерігається при переривчастому і ступінчастому гальмуванні зі втратою при цьому гальмівної ефективності. Зміна параметрів при переривчастому гальмуванні на сухому асфальті наведена на рис. 5.

Таблиця 2 – Результати моделювання процесу гальмування

Умови експлуатації	Досліджуваний спосіб гальмування при початковій швидкості гальмування							
	Службове (експоненціальний закон натиснення на педаль гальма, максимальне уповільнення спостерігається через 3 с.)				Екстрене (лінійний закон натиснення на педаль гальма, максимальне уповільнення спостерігається через 1,5 с.)			
	40 км/год		60 км/год		40 км/год		60 км/год	
	S*, м	t*, с	S*, м	t*, с	S*, м	t*, с	S*, м	t*, с
	Асфальт сухий	29,0	3,44	50,4	4,23	21,4	2,69	39,9
Сніг	68,7	10,87	153,8	16,54	66,4	10,67	151,1	16,38
	Переривчасте				Ступінчасте			
Асфальт сухий	31,5	3,70	52,7	5,69	21,5	2,70	41,6	3,68
Сніг	77,3	12,32	164,1	17,46	68,1	10,82	153,3	16,51

де S* – зупинний шлях, м;

t* – час, за який автотранспортний засіб пройшов зупинний шлях, с.

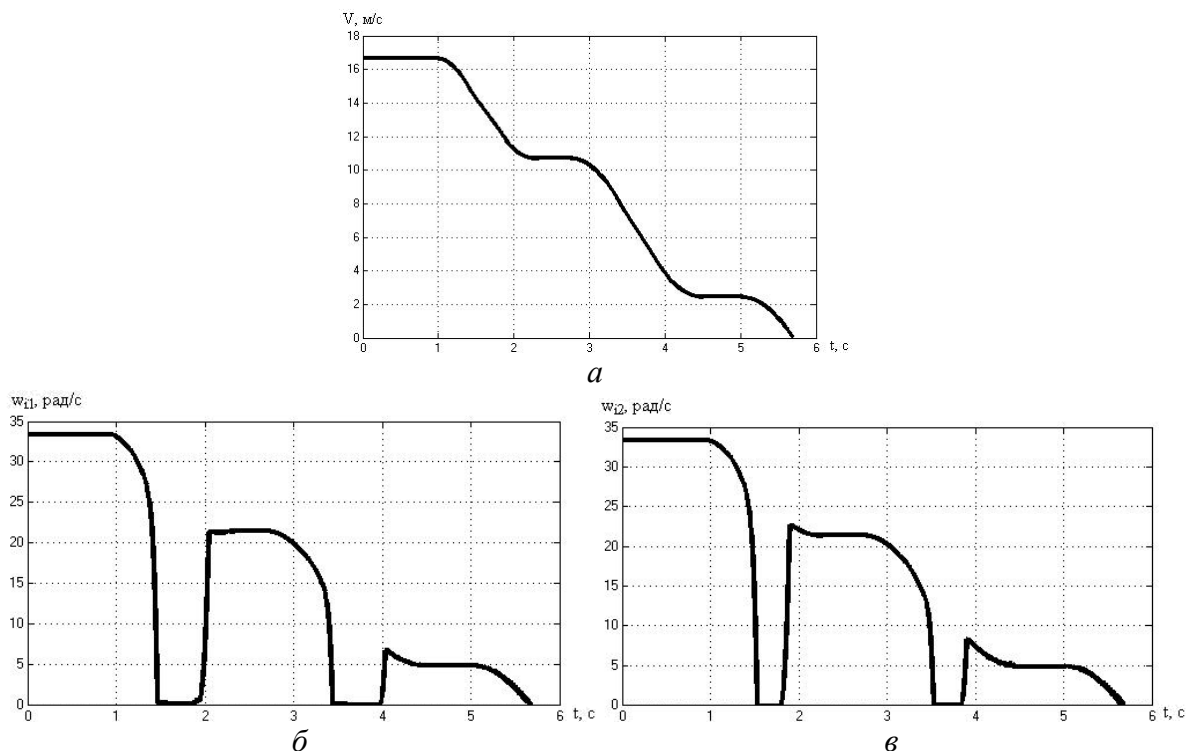


Рисунок 5 – Зміна параметрів при переривчастому гальмуванні на сухому асфальті: а – швидкість автомобіля; б – кутова швидкість передніх коліс; в – кутова швидкість коліс заднього моста.

Висновки. В разі відсутності ЗСАКГ на автотранспортному засобі добитися водієві одночасного збереження гальмівної ефективності, керованості і стійкості не представляється можливим. При блокуванні коліс спостерігається не значне зменшення гальмівної ефективності зі втратою при цьому керованості і стійкості. При ступінчастому та переривчастому гальмуванні спостерігається збереження керованості і стійкості при незначній втраті гальмівної ефективності.

Список літератури: 1. Григорян В.Г. Исследование динамики торможения трехосного грузового автомобиля: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / В.Г. Григорян – М., 1978. – 16 с. 2. Цитович И.С. Динамика автомобиля / И.С. Цитович, В.Б. Альгин. – Минск: “Наука и техника”, 1981. – 191 с. 3. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении / Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 1999. – 93 с. 4. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / [Подригало М.А., Волков В.П., Павленко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 377 с. 5. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Аркадий Константинович Фрумкин. – М., 1979. – 73 с. 6. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Михаил Александрович Петров. – Омск: Западносибирское книжное издательство, 1973. – 224 с. 7. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. Элементы теории торможения, методы оценки тормозных свойств, пути совершенствования тормозных систем / В.Г. Розанов – М.: Машиностроение, 1964. – 243 с. 8. Динамика автомобиля / [Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А. [и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008 – 452 с. 9. Волков В.П. Оценка курсовой устойчивости грузовых автомобилей в тяговом и тормозном режимах движения / В.П. Волков, М.А. Подригало, М.Б. Корсун [и др.] // Вісник Сідноукраїнського національного університету. – 2008. – № 22. – С. 122 – 126. 10. Бондаренко А.І. Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харьков, 2010. – 203с.

Надійшла до редколегії 24.04.2013

УДК 629.4-592

Дослідження процесу гальмування транспортних засобів з пневматичним гальмівним приводом / А. І. Бондаренко, Хассан Аль Ражаб // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 16–27. – Бібліогр.: 10 назв.

Проведен анализ основных способов торможения автотранспортных средств, составлена математическая модель пневматического тормозного привода автомобиля КрАЗ-6510, смоделировано служебное и экстренное торможения данного автомобиля, исследованы возможности повышения тормозной эффективности, управляемости и устойчивости грузовых автомобилей в случае отсутствия замкнутых систем автоматического управления торможением.

Ключевые слова: динамика, процесс торможения, тормозная эффективность, управляемость, устойчивость.

The analysis of basic methods of braking of vehicles is conducted, the mathematical model of pneumatic brake drive of car of KrAZ-6510 is made, the official and urgent braking of this car is modelled, possibilities of increase of brake efficiency, to dirigibility and stability of trucks in the case of absence of the closed systems of automatic control braking are conducted.

Keywords: dynamics, braking process, brake efficiency, dirigibility, stability.

УДК 629.113

В. М. ДЕМБІЦЬКИЙ, аспірант Луцького НТУ

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ГІБРИДНОЮ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ ТА РЕКУПЕРАЦІЄЮ ЕНЕРГІЇ

Проведено дослідження приводу гальмівної системи транспортного засобу з гібридною силовою установкою та рекуперацією енергії в частині ходу гальмівної педалі, уточнено рівняння для розрахунку ходу гальмівної педалі, обґрунтовано переваги застосування електричного складника гальмівної системи.

Ключові слова: рекуперація енергії, гальмування, хід гальмівної педалі, електродинамічне гальмування.

Вступ. З досвіду та історії автомобілебудування, зокрема на тролейбусах та трамвайних вагонах застосовується двох функціональна система гальмівного управління. Одна функція системи полягає у забезпеченні електродинамічного гальмування, друга – забезпечення функціонування робочої гальмівної системи. Зважаючи на розвиток гібридних та електричних автомобілів, виникає необхідність проведення досліджень приводу систем електродинамічного гальмування.

Дана робота є продовженням серії досліджень [1,2] пов'язаних з гальмівними властивостями гібридного автомобіля обладнаного системою рекуперації енергії.

Аналіз попередніх досліджень. Питання дослідження приводу системи електродинамічного гальмування досить широко висвітлені науковцями у сфері залізничного та міського електричного транспорту [2] та ін., однак застосування цих досліджень до автомобільного транспорту, зокрема до легкових автомобілів є проблематичним зважаючи на досить суттєві відмінності між цими видами транспорту. В основному дослідження гібридних автомобілів пов'язані з моделюванням компонувальних схем, визначенням тягово-швидкісних властивостей, запасу енергії. Питання дослідження гальмівних властивостей гібридних транспортних засобів, на яких застосовано рекуперацію енергії та системи її накопичення залишається відкритим, оскільки даний напрямок в Україні лише починається розвиватися. Інформація щодо здійснення фундаментальних досліджень зазначеного питання іноземними науковцями також відсутня, оскільки компанії, які випускають гібридні автомобілі, подібну інформацію вважають конфіденційною.

Метою даної роботи є дослідження приводу гальмівної системи транспортного засобу з гібридною силовою установкою та рекуперацією енергії в частині ходу гальмівної педалі.

Електродинамічне гальмування зазвичай забезпечується реостатом інтенсивності дії, призначеного для управління процесом електричного гальмування. Робоча система гальмування приводиться в дію виконавчими механізмами системи керування. Приведення в дію гальмівної системи здійснюється за допомогою педалі.

При натисканні на педаль спочатку спрацьовує система електричного гальма, а при подальшому натисканні спрацьовує також робоча гальмівна система. Таким чином здійснюється поетапне гальмування. Для забезпечення ефективної роботи основної гальмівної системи необхідно передбачити достатній хід (s) органу керування – педалі, з тим, щоб забезпечити:

- нормативну ефективність гальмування;

© В. М. Дембіцький, 2013

- регульоване гальмівне зусилля;
- нормативне зусилля натиску на орган керування.

Разом з тим, досить важливим є забезпечення процесу електричного гальмування, при необхідності зниження швидкості руху, без залучення основної гальмівної системи, тобто робочий хід гальмівної педалі повинен становити (мм):

$$s_{\Sigma} = s_e + s_p - \Delta s$$

де, s_{Σ} - сумарний хід гальмівної педалі;

s_e - хід гальмівної педалі, де забезпечується електродинамічне гальмування;

s_p - хід гальмівної педалі, де забезпечується робота основної системи гальмування;

Δs - хід гальмівної педалі, при якому відбувається одночасна дія електричного та механічного складників гальмівної системи.

Застосування системи електричного гальмування з рекуперацією енергії дозволяє виключити величину вільного ходу педалі, оскільки зазори у гальмівних механізмів виберуться за рахунок ходу електрогальмування.

Складова Δs має досить важливе значення оскільки вона дозволяє забезпечити більший діапазон регулювання і, відповідно, плавність наростання гальмівної сили обох складників електричного та механічного, більшу тривалість електричного складника з постійним наростанням сповільнення та накопиченням енергії.

Рациональною схемою керування буде такий характер залежності, який забезпечить:

- 1) відповідність транспортного засобу нормативним вимогам щодо ефективності гальмування;
- 2) електродинамічне гальмування з максимальним накопиченням енергії;
- 3) регульоване гальмування обома складниками електричним та механічним.

Зважаючи на те, що досліджується лише електрична складова гальмівного процесу, то можна вважати, що робоча гальмівна система відповідає усім встановленим нормативним вимогам і величина ходу, ефективність та конструкція механічного складника гальмівної системи повністю відповідають вимогам нормативних документів.

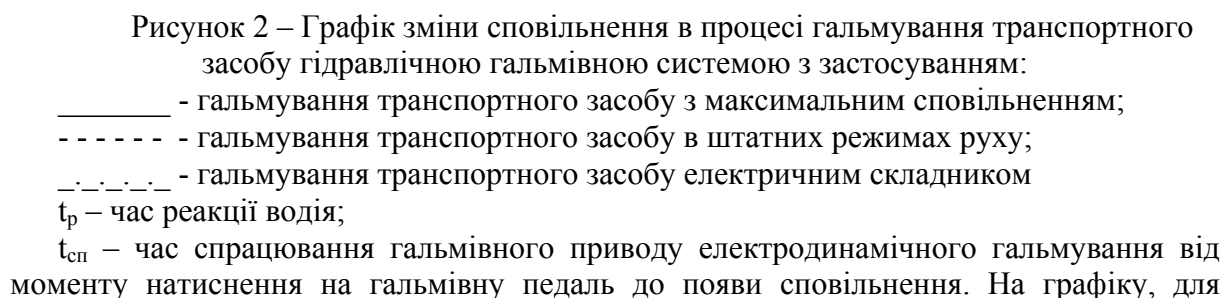
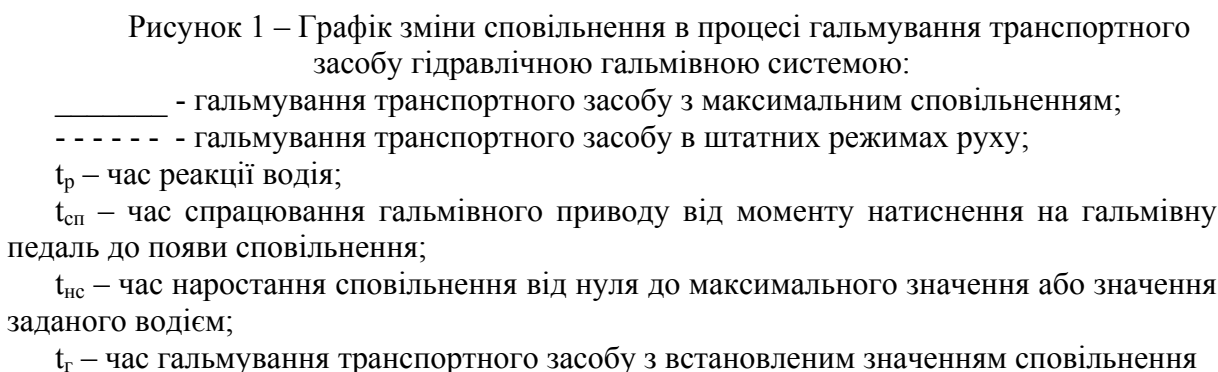
Для електродинамічного гальмування контролер повинен забезпечити плавне наростання гальмівного моменту на ділянці s_e від мінімального до максимального, при цьому достатньо буде прийняти лінійну залежність ходу гальмівної педалі від гальмівної сили.

У [1] встановлено діапазон зміни сповільнення під час електричного гальмування з рекуперацією енергії, який знаходиться у межах від 1,0 до 0,15 м/с². Регульоване електродинамічне гальмування буде здійснюватися на проміжку ходу педалі

$$s_e = s_{еп} + \Delta s$$

де, $s_{еп}$ - хід гальмівної педалі, де забезпечується лише електродинамічне гальмування.

Виходячи з графіка зміни гальмівної сили або сповільнення по часу [3], зображеного на рис. 1, встановлено, що оптимальним варіантом буде початок електродинамічного гальмування відразу після приведення в дію гальмівного приводу та поступове зменшення його ефективності до нуля по мірі наростання значення встановленого сповільнення механічного складника гальмівної системи (рис. 2).



наочності, прийнято значення 0,1 с. Залежно від прийнятої схеми управління може бути зведений практично до 0.

$t_{спм}$ – час спрацювання механічного складника гальмівного приводу від моменту натиснення на гальмівну педаль до появи сповільнення, дія електродинамічного гальмування з максимальною ефективністю;

$t_{нс}$ – час наростання сповільнення механічного складника гальмівної системи від нуля до максимального значення або значення заданого водієм;

t_r – час гальмування транспортного засобу з встановленим значенням сповільнення.

З наведених графіків видно переваги застосування електродинамічного гальмування, яке крім економічного ефекту дозволяє фактично виключити час, необхідний на спрацювання механічного приводу, який, в залежності від стану гальмівної системи, може становити до 1 с. Якщо прийняти швидкість руху автомобіля близько 60 км/год, за цей час автомобіль може подолати відстань до 15 м, а застосування системи електродинамічного гальмування дозволить, протягом цього часу, ефективно зменшити швидкість руху транспортного засобу та попередити або мінімізувати наслідки ДТП, що є важливим елементом активної безпеки.

З метою реалізації процесів гальмування застосовується гальмівна педаль з системою управління електродинамічним гальмуванням, схема якої наведена на рисунку 3.

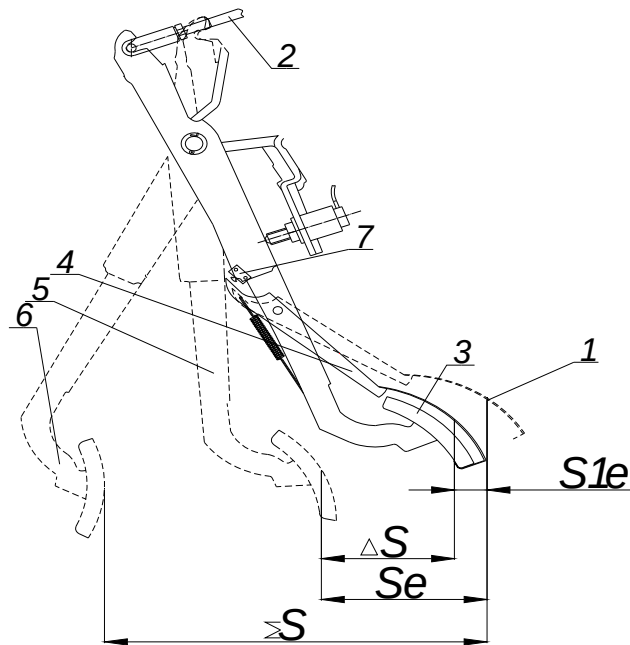


Рисунок 3 – Схема гальмівної педалі для управління механічним та електричним складниками гальмівної системи: 1 – привід системи електродинамічного гальмування, 2 – привід системи механічного гальмування, 3 – привід механічного складника у вільному (не натиснутому) стані, 4, 5, 6 – положення гальмівної педалі під час дії відповідно електричного, електричного та механічного та механічного складників гальмівної системи, 7 – датчик приводу електричного складника гальмівної системи, S_{1e} – хід гальмівного приводу, де відбувається дія лише електричного складника гальмівної системи, S_e – повний хід гальмівного приводу, де відбувається дія електричного складника гальмівної системи, ΔS – хід гальмівного приводу, де відбувається одночасна дія електричного та механічного складників гальмівної системи, ΣS – повний хід гальмівної педалі.

Під час натиснення на гальмівну педаль в діапазоні ходу S_e вмонтований реостат змінює силу струму в обмотці збудження електродвигуна автомобіля і при цьому забезпечується плавне зниження швидкості транспортного засобу. При подальшому натисканні на педаль в діапазоні ΔS відбувається одночасна дія електричного та механічного складників гальмівної системи, при цьому відбувається поступове зростання ефективності робочої гальмівної системи та досягнення її максимального значення. В наступному діапазоні ходу гальмівної педалі відбувається відключення електричного складника гальмівної системи, оскільки напруга суперконденсаторів і генератора вирівнюється і двигун вийде з режиму генератора [1], гальмування здійснюватиметься лише за рахунок робочої гальмівної системи. Подібні схеми керування досить широко застосовуються на міському електричному та залізничному транспорті.

Перевагою даної схеми є можливість застосування регульованого електричного гальмування, а у випадках службового гальмування (наприклад: пригальмовування на світлофорах і т.п.) виключити використання робочої гальмівної системи.

В даних дослідженнях прийнято, що об'єм накопичувачів енергії необмежений, однак, необхідно пам'ятати, що контролер забезпечуватиме заданий режим електродинамічного гальмування до того часу доки накопичувачі енергії зможуть приймати акумульовану електроенергію. Коли накопичувачі енергії будуть повністю заряджені, рекуперація енергії припиниться та, відповідно електрогальмування припиниться, тому вибір об'ємів накопичувачів необхідно приймати з врахуванням режимів руху транспортних засобів.

Висновки. В результаті теоретичних досліджень:

- уточнено рівняння для розрахунку ходу гальмівної педалі;
- отримано графік зміни сповільнення в процесі гальмування транспортного засобу гідравлічною гальмівною системою з застосуванням електродинамічного гальмування;
- обґрунтовано переваги застосування електричного складника гальмівної системи.

Отримані результати можуть бути застосовані для подальшого дослідження процесів електродинамічного гальмування транспортних засобів, а також для покращення ефективності таких процесів.

Список літератури: 1. *Сітовський О.П., Дембіцький В.М.* Математичне моделювання процесу електричного гальмування макету транспортного засобу з гібридною силовою установкою // Вісник СевНТУ. Вип. 135. – Севастополь: СевНТУ, 2012. С. 73 – 75. 2. *Ефремов И.С.* Троллейбусы (теория, конструкция и расчёт) издание третье, исправленное и дополненное. – Москва: Высшая школа, 1989. – 488 с. 4. *Іванов В.В.* Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие для механических специальностей вузов / [В. В. Иванов, В. А. Иларионов, М. М. Морин]. — М. : «Высшая школа», 1970. — 224 с. 5. *Дембіцький В.М.* Вибір компоновальної схеми гібридного

автомобіля та визначення режимів його руху // Наукові нотатки. Вип. 37. – Луцьк: ЛНТУ, 2012. С. 75 – 81.

Надійшла до редколегії 04.04.2013

УДК 629.113

Дослідження приводу гальмівної системи транспортного засобу з гібридною силовою установкою та рекуперацією енергії / В.М. Дембіцький // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 28–33. – Бібліогр.: 5 назв.

Проведено исследование привода тормозной системы транспортного средства оборудованного гибридной силовой установкой и рекуперацией энергии в части хода тормозной педали, уточнено уравнение для расчета хода тормозной педали, обоснованы преимущества применения электрической составляющей тормозной системы.

Ключевые слова: рекуперация энергии, торможение, ход тормозной педали, электродинамическое торможение.

The research of the brake-gear system drive of the vehicle with hybrid power plant and energy recuperation in the part of a brake pedal running is made, the equation to count the brake pedal running is precised, the advantages of using of the electrical part of brake-gear system are proved.

Keywords: recovery of energy, braking, motion of brake pedal, electrodynamic braking.

УДК 62-783.67:66.046.51

І. М. БОГАТЧУК, канд. техн. наук, с.н.с., доц. ІФНТУНГ, Івано-Франківськ;
І. Б. ПРУНЬКО, канд. техн. наук, доц. ІФНТУНГ

ВІДНОВЛЕННЯ РОЗМІРНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗНОШЕНИХ ЗОВНІШНІХ ПОВЕРХОНЬ ШТОВХАЧІВ ЗИЛ-130 ЕЛЕКТРОІСКРОВИМ НАРОЩУВАННЯМ І ЗМІЦНЕННЯМ

Методом електроіскрового нарощування електродами з твердосплавних пластин Т15К6 та ВК8 обробляли робочі поверхні штовхачів зі сталі 45. Електричний розряд між оброблюваною деталлю і електродом сприяє осадженню елементів легування та відновленню поверхні. При цьому утворюється високоміцний поверхневий шар завтовшки 300 мкм, який в основному містить карбіди. Дослідження структури поверхневого шару деталей за високої роздільної здатності дозволило судити про морфологію поверхонь після оброблення.

Ключові слова: штовхач, обробка, електроіскрове нарощування, відновлення.

Вступ. Станом на сьогоднішній день в господарствах України різних форм власності перебуває в експлуатації значна кількість автомобілів ще радянського виробництва, які досить непогано зарекомендували себе з точки зору надійності та пристосованості до досить складних умов роботи. Зокрема це характерно для підприємств нафтогазового технологічного транспорту, які широко використовують спецтехніку на шасі ЗИЛ-130.

Нажаль, багато моделей уже зняті з виробництва, тому, природно, виникає питання забезпечення запасними частинами для ремонту. Виникає питання реставрації деталей в умовах ремонтних майстерень, які не завжди оснащені відповідним технологічним обладнанням та забезпечені кадрами відповідної кваліфікації.

Аналіз основних досягнень і літератури. Однією з відповідальних деталей є штовхач клапанного механізму. Штовхачі виготовляються зі сталі 45, зовнішня поверхня гартована СВЧ до твердості HRC₃ 35.

У процесі експлуатації відбувається активне спрацювання зовнішньої циліндричної поверхні та спрацювання торцевої поверхні даної деталі [1, 2].

У технічній літературі пропонується наступний порядок відновлення розмірних параметрів. Спочатку зношені поверхні піддають шліфуванню для видалення слідів зношування (риски, задирки та ін.). Після цього зношену поверхню відновлюють хромованням у розчині температурою 50 – 60⁰ С, який містить 240 – 250 г/л хромового ангідриду, 2 – 3 г/л сірчаної кислоти. Щільність струму складає 100 А/дм² [1].

Можливе застосування залізнення з наступним шліфуванням та поліруванням.

Основним недоліком даних процесів є обмежена товщина нанесеного шару, а також технологічна складність попередньої обробки поверхонь деталей перед нанесенням покриття.

До недоліків даних методів обробки слід віднести також те, що вони тривалі в часі, а значить малопродуктивні та не здатні забезпечити високий коефіцієнт зчеплення нанесеного металу з основним матеріалом.

Відновлення розмірних параметрів може здійснюватись шляхом наплавлення порошку ПГ-СР4 (ГОСТ 21448 – 75) на пропані або ацетилені з наступним шліфуванням [1].

Недоліком наплавлення, як способу відновлення саме штовхача (деталі малогабаритної) є те, що здійснюється нагрів всього об'єму металу, що, в свою чергу,

© І. М. Богатчук, І. Б. Прунько, 2013

може спричинити деформацію виробу та зміну структури металу виробу з погіршенням його експлуатаційних властивостей.

Отже, пошук технології ефективного відновлення і зміцнення робочих поверхонь штовхачів залишається актуальним завданням.

Мета досліджень. Запропонувати спосіб відновлення і зміцнення зношених робочих поверхонь штовхачів, придатний для застосування в умовах авторемонтних майстерень. Даний спосіб повинен бути придатним як для реставрації зношених штовхачів, так і для зміцнення робочих поверхонь при виготовленні нових.

Матеріали досліджень. Номінальні і ремонтні розміри штовхача наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Розміри діаметру штовхачів [2]

Розмір	Збільшення діаметра штовхача	Величина розмірів	
		Номінальний або ремонтний розмір	Допустимий розмір без ремонту
Номінальний	-	$\frac{24,978}{24,992}$	24,970
1-й ремонтний	0,1	$\frac{25,078}{25,072}$	25,070
2-й ремонтний	0,2	$\frac{25,178}{25,192}$	25,170

Нециліндричність штовхача допускається не більше 0,007 мм. Знос торцевої поверхні штовхача не повинен перевищувати 0,1 мм, а знос стаканчика штовхача по діаметру не повинен перевищувати 0,004 мм.

Ми маємо справу з досить малими величинами допустимого зносу.

Для відновлення розмірних параметрів при такому зносі більш ніж придатним є метод електроіскрового нарощування і зміцнення (легування).

Опис процесу. Електроіскрове легування полягає у зміцненні поверхні деталі під дією електроіскрового розряду [3]. Іскровий розряд виникає між двома електродами до яких підводиться постійний струм напругою 10 - 200 В за сили струму 0,2 - 150 А. Для безперервного горіння іскрового розряду електроди зближали на віддаль, необхідну для збудження іскри, використовуючи для цього високочастотний вібратор.

Для зміцнення звикло користуються електродами, виготовленими з графіту, ферохрому, алюмінію, білого чавуну, твердого сплаву Т15К6 і феробору або ж з інших струмопровідних матеріалів, щоб забезпечити отримання зміцненої поверхні з наперед заданими властивостями.

Використане обладнання. Для відновлення поверхні штовхача використали промислове устаткування “Элитрон – 24А” для електроіскрового легування [4] (див. рис. 1), яке за продуктивності 0,3...10 см²/хв дає змогу отримати зміцнений шар товщиною 0,25...2 мм. Установку оснащено трьома блоками накопичення електричної енергії, що дало змогу реалізовувати різні режими електроіскрового оброблення. Її живили від мережі змінного струму частотою 50 Гц за напруги 220 В±10 %. Установка споживала 0,6 кВт.

Середньоарифметичне відхилення профілю не перевищувало 20 мкм, що забезпечило високу якість оброблюваної поверхні (5 – 6 класу). Параметри використаного режиму визначали інтенсивність зміцнення і якість нарощеної поверхні.

Підвищенням потужності інтенсифікували кожен окремий розряд і, як наслідок, – перенесення частинок з електрода на поверхню деталі.

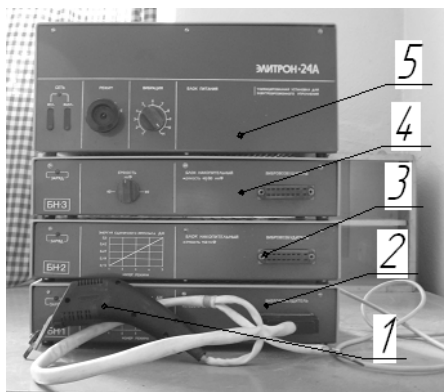


Рисунок 1 – Загальний вигляд устаткування «Элитрон – 24А»: 1 – збудник вібрації, 2-4 – накопичувальні блоки, 5 – блок живлення

Для одержання рівномірного покритву на штовхачі, його закріплювали в кулачках, а вібратор – на супорті токарно-гвинторізного верстату 16К20. Для забезпечення високої продуктивності нанесення покритву користувалися наступними режимами роботи верстата: частота обертання шпинделя $n = 0,75 \text{ с}^{-1}$, подача $s = 0,455 \text{ мм/об}$.

За електроди для електроіскрового нарощування і зміцнення штовхача, виготовленого зі сталі 45, використали твердосплавні пластинки Т15К6 та ВК8. Поверхню штовхача нарощували в 4 проходи з використанням різної потужності розряду.

Після нанесення поверхневого шару зі зміцнених штоків вирізали заготовки і виготовляли з них шліфи згідно [5]. Для травлення структури використали 3%-ний спиртовий розчин HNO_3 . Металографічний аналіз шліфів провели на оптичному мікроскопі Neofot 21. Мікротвердість (за ваги 20 гр) заміряли в 10...15 точках і визначали середнє значення. Поглиблені металографічні дослідження проводилися з використанням електронному мікроскопі EVO-40 XVP (Carl Zeiss) з системою мікроаналізу EVO-4XVP.

Крім того нами замірялася шорсткість поверхонь штовхача, оброблених електроіскровим нарощуванням з використанням приладу «Zutronic».

Параметри режимів нарощування наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Параметри режимів і матеріали для нарощування поверхні штовхача та мікротвердість обробленого шару.

Режим	Матеріал електроду	Ємність блоку накопичення, мкФ	Амплітуда імпульсів напруги, В	Частота вібрації інструменту, Гц	Енергія одиничного імпульсу, Дж
T1	Т15К6	60±8	75±15	390±70	0,22
T2		150±15	75±16	250±50	0,42
T3		300±30	71±15	125±25	0,75
B1	ВК8	60±8	75±15	390±70	0,22
B2		150±15	75±16	250±50	0,42
B3		300±30	71±15	125±25	0,75

Результати досліджень. Типова структура нарощеного на поверхню штовхача шару, отримана за використання як анод твердих сплавів ВК8 та Т15К6, показана на рис. 3. За реалізації перелічених у табл. 2 режимів товщина нарощеного шару на поверхні штока (світла смужка на рис. 2) становила 300 мкм. Цей шар практично не підлягає травленню, що свідчить про значну концентрацію в ньому елементів легування.

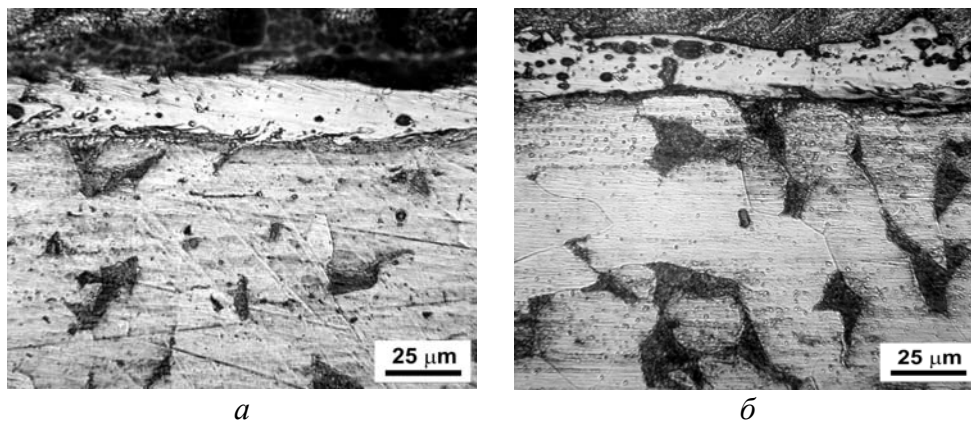


Рисунок 2 – Типові мікроструктури зміцненого поверхневого шару штовхача зі сталі 45, отримані за використання як анод: а – твердих сплавів ВК8; б – Т15К6

Мікротвердість отриманого шару змінювалася в залежності від використаного режиму оброблення від 10 до 22 ГПа (див. рис. 3). Максимальну мікротвердість (~21,5 ГПа) зафіксували за реалізації режиму Т2 з використанням електрода з твердого сплаву Т15К6. Мікротвердість нарощеного шару за використання цього ж електрода, але за іншими режимами нанесення не перевищує 11 ГПа. Середня мікротвердість нарощеного шару за використання для оброблення електрода ВК8 не виходить за межі 11...14 ГПа. Мікротвердість найвища за використання режиму В3 (див. рис. 3).

Мікротвердість основного металу (сталі 45) безпосередньо під наплавленим шаром становила 1600...1900 МПа, що характерно для фериту як складової сталей з ферит-перлітною структурою [6].

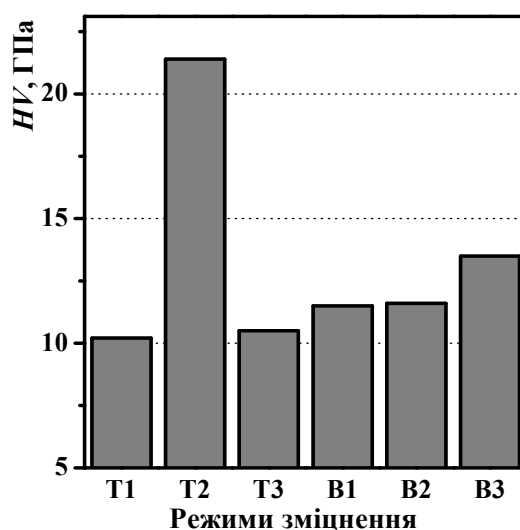


Рисунок 3 – Зміна мікротвердості HV залежно від використаних режимів оброблення

Завдяки особливості формування зображення в електронному мікроскопі під час досліджень структури поверхневого шару сталі 45 після електроіскрового нарощування і зміцнення була змога судити не лише про структуру цього шару у поперечному перерізі, але і про топографію рельєфу обробленої поверхні. Поверхня зміцненого шару за використання твердосплавних пластинок Т15К6 нагадує місячний рельєф, глибина і діаметр кратерів на якому залежить від режиму оброблення. Рельєф з найменшими перепадами по глибині кратерів зафіксовано після режиму Т1, а з найбільшими – після Т3. На дні чорних виразок, які найхарактерніші для режиму Т3, часто спостерігали досить великі включення оксидів. Крім того на зовнішній поверхні деталей після всіх режимів оброблення спостерігали мікротріщини, які поширювалися на всю товщину обробленого шару (див. рис. 4). Характерно, що практично всі вони орієнтовані під кутом $\sim 45^\circ$ стосовно оброблюваної поверхні, що може бути наслідком зсувових процесів. Їх могли спричинити залишкові напруження в зміцненому шарі, які релаксують шляхом утворення мікротріщин.

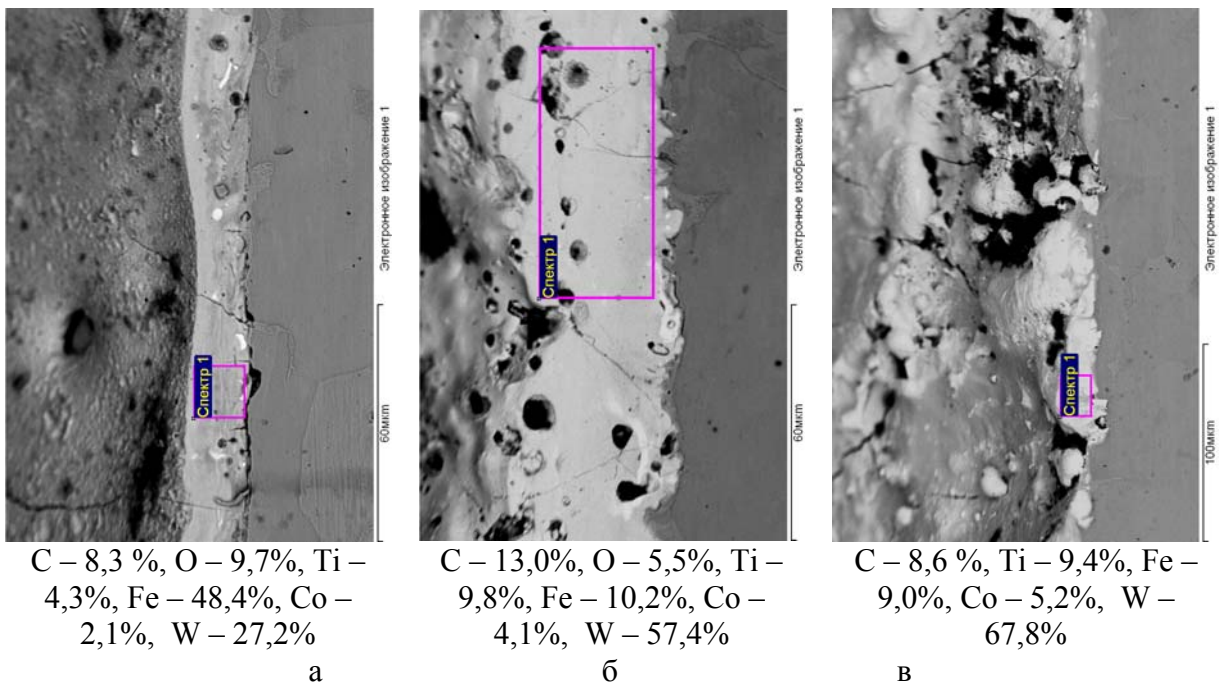


Рисунок 4 – Характерна структура та склад (за результатами мікроаналізу) поверхневого шару сталі 45 після електроіскрового нарощування і зміцнення з використанням твердосплавних пластинок Т15К6 за режиму: а – Т1, б – Т2, в – Т3

Аналіз елементного складу поверхневих шарів, зміцнених твердосплавними пластинками Т15К6, свідчить, що найвищий інтегральний (в межах виділених на рис. 4 площ) вміст вольфраму та кобальту є після застосування режиму Т3, середній – Т2 і найнижчий – Т1. Вміст титану практично однаковий після режимів Т2 і Т3, але вдвічі нижчий після Т1. Отже після використання режиму Т1 в поверхневому шарі виявлено практично вдвічі менше W та Ti, ніж після режимів Т2 і Т3. Разом з тим саме ці елементи утворюють карбіди чим забезпечують твердість поверхневого шару. Карбідотвірні елементи (W, Ti) розташовані по зростаючій за мірою спорідненості до вуглецю і стійкістю карбідів. Сильні карбідотвірні елементи Ti та W утворюють самостійні карбіди TiC, WC, W₂C. Кобальт, як і в твердосплаві, виконує роль зв'язки для карбідів як високоміцних наповнювачів. Це підтверджує також його достатньо

рівномірний розподіл по товщині зміцненого шару (див. рис. 4, б). Піки на розподілі Fe відповідають мінімумам на розподілах Ti і W (див. рис. 4, а), що свідчить про нерівномірність їх розподілу. Високий вміст Fe в поверхневому шарі після оброблення за режимом T1 пояснює його найнижчу мікротвердість (див. рис. 3). Крім того мікротвердість поверхні після режиму T3 з максимальним вмістом W, Ti та Co не є найвищою. Можливо, це є наслідок недостатньої кількості вуглецю у обробленому шарі після застосування режиму T3. Адже після режиму T2, коли досягнули максимальної мікротвердості поверхневого шару, вміст вуглецю є відчутно вищим.

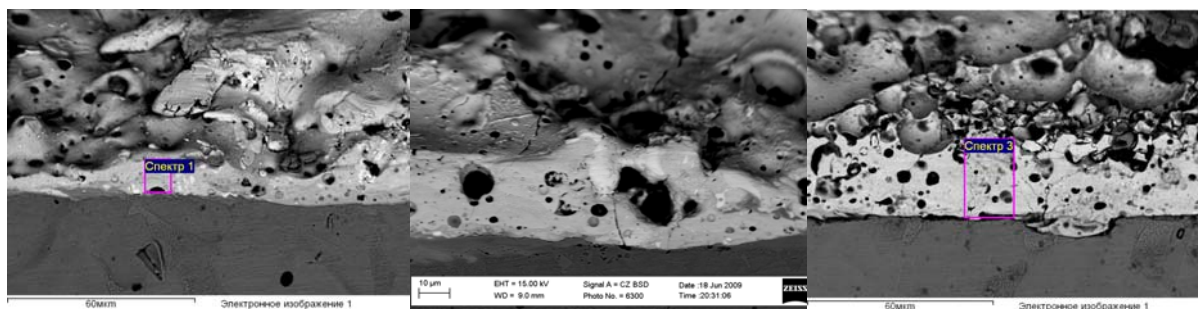
За високої роздільної здатності в структурі поверхневого шару після режиму T2 спостерігали евтектику TiC-WC з карбідами завбільшки 0,05...0,1 мкм (див. рис. 4, б). Саме вони забезпечили найвищу мікротвердість поверхневого шару після оброблення за режимом T2, оскільки такої евтектики не спостерігали в структурі поверхневих шарів, оброблених за режимами T1 і T3.

Візуально мікроструктура поверхневого шару сталі 45 після електроіскрового нарощування і зміцнення з використанням твердого сплаву BK8 практично не відрізняється від отриманої за використання сплаву T15K6. Разом з тим за мікротвердістю поверхневого шару вони відрізняються, причому досить суттєво (див. рис. 3) [7].

Максимальну мікротвердість після електроіскрового оброблення сплавом BK8 зафіксували за використання режиму B3 (13,5 ГПа). Мікроструктура цього шару подібна до отриманої з використанням сплаву T15K6 за режиму T2, який також має максимальну мікротвердість 21,4 ГПа. В обох випадках у площинах косих шліфів виявлено значну кількість різних за величиною округлих чорних ямок на дні яких проглядаються частки (див. рис. 4), що можуть бути оксидами. Величина і кількість цих структурних елементів залежить від використаного режиму оброблення. Найменшу їх кількість зафіксовано після використання режиму B1, а найбільші за розмірами – B2. За використання режиму B3 спостерігали високу густину дрібних оксидів, що узгоджується з високим інтегральним вмістом кисню в поверхневому шарі.

Аналіз елементного складу поверхневих шарів, зміцнених твердосплавними пластинками BK8 свідчить, що вміст в них вольфраму (інтегральний в межах виділених на рис. 5 площ) практично не залежить від режиму оброблення. Кобальт взагалі не ідентифікували після використання режиму B1, де найвищий вміст заліза, що і зумовило найнижчу мікротвердість. Враховуючи те, що вміст вуглецю в поверхневому шарі після оброблення за режимом B3 вищий, ніж після оброблення за режимом B1, то вищу мікротвердість його поверхневого шару можна зв'язати з більшим вмістом карбідів вольфраму.

За використання режиму B3 формування нарощеного шару відбувається з мінімальною взаємодією (перемішуванням) розплаву нарощеного сплаву зі сталлю 45 (підложка), оскільки частота вібрації інструменту у цьому випадку мінімальна (табл. 1). Це зумовлює максимальний вміст у нарощеному шарі карбідів WC і, як наслідок, забезпечує максимальну (з отриманих для електроду сплаву BK8) мікротвердість.



С – 11,1 %, О – 2,3%, Fe – 31,1%, W – 55,5%.

а

С – 12,1 %, О – 3,3%, Fe – 25,0%, W – 56,5%.

б

С – 16,8 %, О – 6,6%, Fe – 17,9%, W – 54,5%.

в

Рисунок 5 – Характерна структура та склад (за результатами мікроаналізу) поверхневого шару сталі 45 після електроіскрового нарощування і зміцнення з використанням твердосплавних пластинок ВК8 за режиму: а – В1, б – В2, в – В3

Висновки. На основі проведених досліджень структури нарощених шарів, отриманих за використання різних режимів електроіскрового оброблення, виявлено, що за використання електродів Т15К6 та ВК8 максимальна товщина шарів становила 300 мкм, їх мікротвердість 21,4 та 13,5 ГПа, одержали їх за енергії одиничного імпульсу 0,42 та 0,75 Дж та частоти вібрації інструменту 250 ± 50 та 125 ± 25 Гц відповідно. Саме ці режими обробки можна рекомендувати для відновлення зношених робочих поверхонь штовхачів двигунів ЗИЛ-130.

Електроіскрова обробка не спричиняє нагріву значних об'ємів металу основної деталі, тому не виникають її деформації та зміна структури основного металу.

Таким чином можна зробити висновок, що електроіскрове нарощування та зміцнення може бути придатним не тільки для реставрації зношених поверхонь штовхачів, але і при виготовленні нових, як альтернативний засіб поверхневого зміцнення робочих поверхонь.

Товщина нанесеного шару дозволяє забезпечити необхідну величину припусків, для подальшої механічної обробки робочих поверхонь штовхачів (шліфування, полірування).

Враховуючи також простоту використовуваних для електроіскрової обробки обладнання, цей спосіб реставрації може бути рекомендований для застосування в авторемонтних майстернях.

Список літератури: 1. Ремонт дизельних двигунів: [справочник] / [Єрмолов Л.С., Науменко О.А., Сидашко О.І., Шержуков І.Г.]. – К.: Урожай, – 1991. – 248 с. 2. Автомобили ЗИЛ. Техническое обслуживание и ремонт ЗИЛ-157К, ЗИЛ-130, ЗИЛ-131. Часть 1. [Зарубин А.Г., Зубарев А.А., Семенов П.Л., Хмелин Б.Ф.]. – М.: Транспорт, – 1971. – 367 с. 3. Верхотуров А.Д. Технология электроискрового легирования / А.Д.

Верхотуров, И.М. Муха. – К.: Техника, 1982. – 181 с. 2. 4. Установка “Элитрон -24А”: Паспорт. – Кишинев: Академия наук МССР, 1989. – 21с. 5. *Черток Б.Е.* Лабораторные работы по технологии металлов / *Б.Е. Черток.* – М.: Машгиз, 1961 – 183 с. 6. *І. Прунько* Відновлення зношених поверхонь штоків нафтопромислових насосів електроіскровим наросуванням і зміцненням / *Прунько І., Богатчук Ю., Марков А.* // *Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій* / [Під заг. ред. В.В. Панасюка]. – Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В.Карпенка НАН України, 2009. – С. 569 – 574. 7. *І.Б. Прунько* Структура і залишкові напруження в поверхневому шарі сталі 45 після електроіскрового оброблення електродами зі сплавів Т15К6 та ВК8 / *І.Б. Прунько, Ю.І. Богатчук, М.М. Студент* // *Наукові нотатки.* – Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2009. – С.255 – 260.

Надійшла до редколегії 05.04.2013

УДК 62-783.67:66.046.51

Відновлення розмірних параметрів зношених зовнішніх поверхонь штовхачів ЗИЛ-130 електроіскровим наросуванням і зміцненням / І. М. Богатчук, І. Б. Прунько // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 34–41. – Бібліогр.: 6 назв.

Методом электроискрового наращивания электродами из твердосплавных пластин Т15К6 и ВК8 обрабатывали рабочие поверхности толкателей из стали 45. Электрический разряд между обрабатываемой деталью и электродом способствует осаждению элементов легирования и восстановлению поверхности. При этом образуется высокопрочный поверхностный слой толщиной 300 мкм, который в основном содержит карбиды. Исследование структуры поверхностного слоя деталей при высокой разрешенности позволило судить о морфологии поверхностей после обработки.

Ключевые слова: толкатель, обработка, электроискровое наращивания, восстановления.

The method of electric-capacity electrodes of tungsten carbide plates and T15K6 BK8 treated surfaces of steel pushers 45. Electrical discharge between the electrode and the workpiece machined facilitate the extraction and recovery of alloying elements surface. It formed ductile surface layer, 10 ... 35 mm, which mainly contains carbides. Investigation of the structure of the surface layer of details of the high resolution allowed to judge the surface morphology after treatment.

Keywords: plunger, machining, spark build-up recovery.

УДК 625.06/08(031)

Е. С. КЛИМОВ, доц. КрНУ, Кременчук

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ТОЧКИ КОНТАКТУ ЖОРСТКОГО КЕРОВАНОГО ФАЛЬШ-КОЛЕСА З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ПРИ ПОВОРОТІ НА МІСЦІ

Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею. Отримано залежності, що її визначають. Установлено положення центра траєкторії руху точки контакту фальш-колеса.

Ключові слова: кероване фальш-колесо, точка контакту, траєкторія, центр.

Вступ. Конструктивні параметри кермових керувань та їх підсилювачів визначають за максимальним значенням моменту опору повороту керованих коліс, який виникає при їх повороті на місці на поверхнях з високим коефіцієнтом зчеплення. При цьому більша частина цього моменту (близько 80 %) припадає на момент опору повороту шини, метод розрахунку якого залежить від кінематики контактної відбитка шини.

Аналіз попередніх досліджень. Аналіз роботи [1] засвідчив, що існуючий метод розрахунку моменту опору повороту шини дозволяє визначити його для керованого колеса, яке при повороті на місці не обертається відносно осі цапфи. При цьому вважається, що точки контактної відбитки при повороті ковзають у площині опорної поверхні, повертаючись відносно точки зустрічі осі шворня із цією поверхнею. Такий підхід пояснюється тим, що у більшості автомобілів точка зустрічі осі шворня з опорною поверхнею знаходиться в межах контактної відбитки, а керовані колеса при повороті на місці не перекочуються по опорній поверхні.

Але відомі конструкції керованих мостів автомобілів, у яких за наявності нахилу шворня та збільшення довжини цапфи за рахунок застосування незалежної торсійної підвіски та колісних редукторів точка зустрічі осі шворня з опорною поверхнею знаходиться за межами контактної відбитки, а керовані колеса під час повороту на місці перекочуються по опорній поверхні. Аналіз роботи [1] показав, що такий поворот керованих коліс є маловивченим. Очевидно, що кінематика точок контактної відбитки у цьому випадку буде відрізнятися від попереднього. Ураховуючи, що момент опору повороту шини залежить від кінематики контактної відбитки, то важливо знати, по якій траєкторії буде рухатися контактний відбиток шини при перекочуванні керованого колеса під час повороту на місці.

Траєкторію руху контактної відбитки шини будемо визначати за відношенням до траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею.

Мета дослідження. Провести дослідження траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса при його перекочуванні по опорній поверхні під час повороту на місці та отримати залежності, що її визначають.

Матеріали та результати досліджень. Дослідження траєкторії руху точки контакту жорсткого фальш-колеса з опорною поверхнею будемо проводити з лівим керованим фальш-колесом за наявності тільки поперечного нахилу шворня. При цьому будемо враховувати наступні припущення: контакт фальш-колеса з опорною поверхнею відбувається у точці, фальш-колесо вільно обертається відносно осі цапфи, опорна поверхня не деформується, ковзання фальш-колеса при коченні по

© Е. С. Клімов, 2013

недеформованій опорній поверхні відсутнє, конструктивні параметри керованого моста (кути поперечного нахилу шворня та розвалу колеса в нейтральному положенні), а також рівнодіюча нормальних реакцій на кероване колесо є постійними.

Рух керованого колеса як при повороті на місці, так і під час руху автомобіля задає цапфа. Зусилля від цапфи до керованого колеса передається через точку перетину осі цапфи із середньою площиною колеса, якою є центр колеса. За умови перекичування керованого колеса під час повороту на місці кероване колесо та цапфу будемо розглядати як два окремі тіла, що конструктивно зв'язані між собою.

Розрахункову схему для визначення траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею наведено на рис. 1.

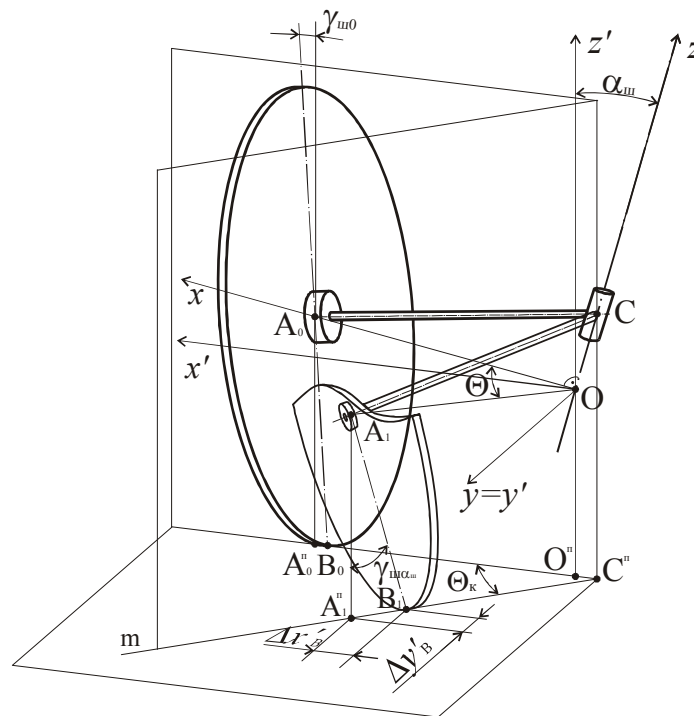


Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення траєкторії руху точки контакту керованого фальш-колеса з опорною поверхнею

З аналізу рис. 1 видно, що фальш-колесо зображено у нейтральному та повернутому відносно осі шворня положеннях. Точки A_0 та A_1 є центрами фальш-колеса, точки B_0 та B_1 – точками контакту фальш-колеса з опорною поверхнею відповідно у нейтральному та повернутому положеннях. Кут Θ є кутом повороту цапфи, точка C є точкою перетину осі цапфи з віссю шворня, який має кут поперечного нахилу α_u .

Під час повороту цапфи відносно осі шворня центр фальш-колеса буде рухатись по дузі кола в площині, перпендикулярній осі шворня, відносно точки O , яка є центром повороту фальш-колеса. Точка контакту фальш-колеса з опорною поверхнею, точка B_0 , буде рухатись у площині опорної поверхні по криволінійній траєкторії, центр якої невідомий.

Для визначення центра, відносно якого рухається точка контакту керованого фальш-колеса з опорною поверхнею, будемо виходити з наступного: якщо суцільне тіло перекочується по опірній поверхні та відомо відносно якої точки рухається його центр, то проєкції на опірну поверхню кожної точки тіла будуть рухатись відносно проєкції на опірну поверхню точки, відносно якої рухається центр цього тіла.

Згідно з вищенаведеним, точка контакту фальш-колеса з опорною поверхнею та проєкції на цю поверхню всіх точок фальш-колеса будуть рухатись відносно проєкції на опірну поверхню центра повороту фальш-колеса, точки O'' . Цю точку будемо вважати центром траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса.

З аналізу рис. 1 також видно, що точка контакту фальш-колеса знаходиться у точці перетину трьох площин: середньої площини фальш-колеса, площини опірної поверхні та площини, що проходить через вісь цапфи A_1C та перпендикулярна опірній поверхні. Вона лежить на лінії m , яка утворена перетином останніх двох площин. Відрізок $A_1''C''$, що лежить на лінії m , є проєкцією на опірну поверхню осі цапфи A_1C .

Кут $\angle A_0''C''A_1''$ між проєкціями на опірну поверхню осі цапфи при нейтральному положенні фальш-колеса $A_0''C''$ та повернутому відносно осі шворня $A_1''C''$ є кутом повороту фальш-колеса Θ_k .

Відрізок A_1B_1 є радіусом фальш-колеса. Цей радіус при перетині у точці A_1 з вертикаллю A_1A_1'' утворює $\angle A_1''A_1B_1 = \gamma_{ш\alpha_{ш}}$, який є поточним кутом розвалу фальш-колеса при поперечному нахилі шворня. Відрізок $A_1''B_1$ є проєкцією на опірну поверхню радіуса A_1B_1 .

З аналізу прямокутного трикутника $\Delta A_1''A_1B_1$ видно, що положення точки контакту з опорною поверхнею повернутого фальш-колеса, точки B_1 , можна визначити за положенням проєкції на опірну поверхню центра фальш-колеса, точки A_1'' , з урахуванням поточного кута розвалу фальш-колеса $\gamma_{ш\alpha_{ш}}$.

Траєкторію руху точки контакту фальш-колеса з опорною поверхнею будемо визначати за її координатами. Координати точки контакту будемо визначати за координатами центра фальш-колеса, точки A_1 , у площині, паралельній опірній поверхні. У цьому випадку координати точки A_1 будуть координатами її проєкції на опірну поверхню, точки A_1'' . За незалежний параметр беремо кут повороту цапфи Θ .

Уведемо основну систему координат $Oxyz$ із центром у точці O . Вісь Oz направимо вздовж осі шворня, а вісь Ox – уздовж перпендикуляра A_0O .

Координати центра колеса, точки A_0 , при нейтральному положенні фальш-колеса у системі координат $Oxyz$ запишемо так:

$$\begin{aligned} X_{A_0} &= l_y \cos(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0}) \\ Y_{A_0} &= 0 \\ Z_{A_0} &= 0, \end{aligned} \tag{1}$$

де X_{A_0} , Y_{A_0} , Z_{A_0} – координати центра, точки A_0 , у нейтральному положенні фальш-колеса.

При повороті фальш-колеса відносно осі шворня його центр буде рухатись у площині xOy по колу із центром у точці O . При цьому перпендикуляр A_1O буде утворювати з віссю Ox кут Θ , який є кутом повороту цапфи.

Координати центра, точки A_1 , повернутого фальш-колеса у системі координат $Oxyz$ визначимо за виразами:

$$\begin{aligned} X_{A_1} &= l_y \cos(\alpha_{u0} + \gamma_{u0}) \cos \Theta \\ Y_{A_1} &= l_y \cos(\alpha_{u0} + \gamma_{u0}) \sin \Theta \\ Z_{A_1} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Уведемо додаткову систему координат $Ox'y'z'$, у якій центр знаходиться в точці O , а площина $x'Oy'$ паралельна опорній поверхні. Цю систему отримано з основної системи $Oxyz$ поворотом відносно осі Oy на кут α_{u0} .

Координати точки A_1 у додатковій системі координат $Ox'y'z'$ набудуть вигляду:

$$\begin{aligned} X'_{A_1} &= l_y \cos(\alpha_{u0} + \gamma_{u0}) \cos \alpha_{u0} \cos \Theta \\ Y'_{A_1} &= l_y \cos(\alpha_{u0} + \gamma_{u0}) \sin \Theta \\ Z'_{A_1} &= l_y \cos(\alpha_{u0} + \gamma_{u0}) \sin \alpha_{u0} \cos \Theta. \end{aligned} \quad (3)$$

Оскільки точка контакту фальш-колеса рухається в площині опорної поверхні, яка паралельна площині $x'Oy'$, то її траєкторія буде визначатись координатами відносно осей Ox' та Oy' .

Ураховуючи, що координати X'_{A_1} та Y'_{A_1} , визначені за виразом (3), є координатами проекції на опорну поверхню точки A_1 , якою є точка A_1^n , то координати точки B_1 відносно осей Ox' та Oy' додаткової системи координат $Ox'y'z'$ запишемо так:

$$\begin{aligned} X'_{B_1} &= X'_{A_1} - \Delta X'_{B_1}, \\ Y'_{B_1} &= Y'_{A_1} - \Delta Y'_{B_1}, \end{aligned} \quad (4)$$

де $\Delta X'_{B_1}$ – зміщення точки контакту жорсткого фальш-колеса, точки B_1 , уздовж осі Ox' відносно точки A_1^n ;

$\Delta Y'_{B_1}$ – зміщення точки контакту жорсткого фальш-колеса, точки B_1 , уздовж осі Oy' відносно точки A_1^n .

Зміщення $\Delta X'_{B_1}$, $\Delta Y'_{B_1}$ визначимо за виразами:

$$\begin{aligned}\Delta X'_{B_1} &= r_{\kappa} \sin \gamma_{\text{ш}\alpha_{\text{ш}}} \cos \Theta_{\kappa} \\ \Delta Y'_{B_1} &= r_{\kappa} \sin \gamma_{\text{ш}\alpha_{\text{ш}}} \sin \Theta_{\kappa},\end{aligned}\quad (5)$$

де Θ_{κ} – кут повороту фальш-колеса;

$\gamma_{\text{ш}\alpha_{\text{ш}}}$ – поточний кут розвалу фальш-колеса при поперечному нахилі шворня.

Остаточно координати точки контакту фальш-колеса з опорною поверхнею, точки B_1 , набудуть вигляду:

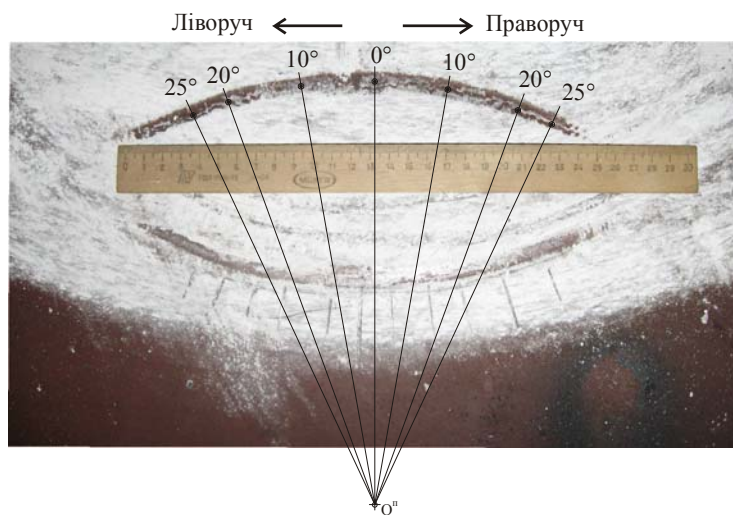
$$\begin{aligned}X'_{B_1} &= l_{\text{ц}} \cos(\alpha_{\text{ш}} + \gamma_{\text{ш}0}) \cos \alpha_{\text{ш}} \cos \Theta - r_{\kappa} \sin \gamma_{\text{ш}\alpha_{\text{ш}}} \cos \Theta_{\kappa} \\ Y'_{B_1} &= l_{\text{ц}} \cos(\alpha_{\text{ш}} + \gamma_{\text{ш}0}) \sin \Theta - r_{\kappa} \sin \gamma_{\text{ш}\alpha_{\text{ш}}} \sin \Theta_{\kappa}.\end{aligned}\quad (6)$$

З аналізу залежностей (6) видно, що координати точки контакту керованого фальш-колеса з опорною поверхнею за наявності поперечного нахилу шворня залежать від довжини цапфи, кута нахилу шворня, поточного кута розвалу фальш-колеса та кута його розвалу у нейтральному положенні, радіуса фальш-колеса та кутів повороту цапфи та фальш-колеса.

В отриманих залежностях невідомою величиною є кут повороту фальш-колеса Θ_{κ} . З достатньою для практичних розрахунків точністю цей кут можна прирівняти до кута повороту цапфи [2].

Перевірку достовірності отриманих залежностей (6), що визначають теоретичну траєкторію руху точки контакту жорсткого фальш-колеса, проводили на створеному на кафедрі "Автомобілі та трактори" Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського стенді [3], який побудовано на базі складових автомобіля КрАЗ-260. Для цього на місці лівого керованого колеса закріплювали жорстке фальш-колесо, яке складається з обода бездискового колеса розміром 440-533, металевієї пластини, що приварена до обода у середній його площині та ребер жорсткості. Радіус закруглення зовнішнього боку металевієї пластини дорівнював 0,571 мм. Кут поперечного нахилу шворня $\alpha_{\text{ш}} = 9^{\circ}30'$, кут розвалу фальш-колеса у нейтральному положенні $\gamma_{\text{ш}} = -0,84^{\circ}$, довжина цапфи $l_{\text{ц}} = 0,225$ м.

При проведенні експерименту на опорній поверхні під фальш-колесо встановлювали пофарбовану металеву пластину, на яку фальш-колесо спиралось. Фальш-колесо повертали важелем ліворуч і праворуч від нейтрального положення на кут до 25° , після чого на металевій пластині залишився слід, який зображено на рис. 2. Далі на пластині було нанесено центр траєкторії руху точки контакту фальш-колеса, точку O'' . Від цього центра за координатами, розрахованими за залежностями (6), було відкладено точки. Збіг нанесених точок зі слідом засвідчив достовірність отриманих залежностей (6), а також підтвердив, що центром траєкторії руху точки контакту керованого фальш-колеса з опорною поверхнею під час його повороту на місці є проекція на цю поверхню центра повороту фальш-колеса.



• - розраховані за залежностями (6)

Рисунок 2 – Слід жорсткого фальш-колеса на металевій пластині

Висновки

1. Точка контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею при його коченні під час повороту на місці рухається по криволінійній траєкторії відносно центра, яким є проекція на опорну поверхню центра повороту фальш-колеса.

2. Отримано залежності, що описують траєкторію руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею. Траєкторія руху визначається довжиною цапфи, кутом нахилу шворня, кутами розвалу фальш-колеса у нейтральному та повернутому положеннях, радіусом фальш-колеса, кутами повороту цапфи та фальш-колеса.

Список літератури: 1. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля / А. П. Солтус. – К. : Арістей, 2006. – 176 с. 2. Солтус А. П. О функциональной взаимосвязи углов поворота цапфы и управляемого колеса автомобиля / А. П. Солтус, С. М. Черненко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2002. – № 6 (17). – С. 63 – 65. 3. Пат. 70671 Україна, МПК G 01 L 5/13. Стенд для визначення зміщення центра відносного повороту відбитка пневматичної шини керованого колеса / Солтус А. П., Клімов Е. С. ; власник Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського. – № u 2011 13111, заявл. 07.11.2011 ; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12.

Надійшла до редколегії 05.05.13.

УДК 625.06/08(031)

Дослідження траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею при повороті на місці / Е. С. Клімов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 42–47. – Бібліогр.: 3 назв.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований траектории движения точки контакта жесткого управляемого колеса с опорной поверхностью. Получены зависимости для ее определения. Установлено положение центра траектории движения точки контакта фальш-колеса.

Ключевые слова: управляемое фальш-колесо, точка контакта, траектория, центр.

The results of the theoretical and experimental studies of the rigid steering wheel-road contact point have been studied. The dependence for its calculation has been obtained. The wheel-road contact point trajectory centre have been determined.

Keywords: steering rigid wheel, contact point, trajectory, centre.

УДК 629.1.032.531.3

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ»;

И. В. УДОД, аспирант, НТУ «ХПИ»;

О. И. ДЕРКАЧ, ст. преп., НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ДВУХПОТОЧНОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ БУЛЬДОЗЕРА

Предложена оригинальная схема бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии бульдозера. Проведен кинематический, силовой и энергетический анализ предложенной трансмиссии, дано научно-техническое обоснование ее эффективного использования на гусеничных тракторах и бульдозерах.

Ключевые слова: бульдозер, гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидронасос, гидромотор, перепад давления, скорость движения, коэффициент полезного действия, мощность.

Введение. Особенно актуально применение бесступенчатых ГОМТ на гусеничных тракторах, бульдозерах, экскаваторах в образцах военных гусеничных машин, где необходимо обеспечить: а) бесступенчатое изменение скорости движения и тягового момента на ведущих колесах; б) бесступенчатое управление радиусом поворота машины, включая поворот на месте; в) реверсивный переход с переднего на задний ход без остановки машины. Всем этим требованиям удовлетворяет рассматриваемая в настоящей работе бесступенчатая ГОМТ, работающая, например, в составе бульдозера

Анализ последних достижений и публикаций. В процессе разработки схемы трансмиссии были проанализированы уже существующие варианты двухпоточных ГОМТ на гусеничной технике [1, 2]. Техническо-экономическое обоснование проводилось с помощью трансмиссионного матричного анализа проф. Самородова [3,4,5].

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является выбор схемы трансмиссии и обоснование ее конструктивных параметров, для обеспечения прямолинейного движения и поворота бульдозера, включая поворот на месте.

Схема трансмиссии, ее анализ и обоснование. Кинематическая схема ГОМТ представлена на рис. 1. Передача мощности двигателя (1) в предлагаемой конструкции осуществляется тремя потоками – через две гидравлических и одну механическую ветви. Гидравлические ветви представляют собой гидрообъемные передачи (ГОП) аксиально-поршневого типа с регулируемыми гидронасосами (7) и регулируемые гидромоторами (10) раздельного исполнения (рис. 1). По одной ГОП, содержащей гидронасос и гидромотор, на борт. Суммирование мощностей от каждой ГОП с механическими потоками мощности из дифференциала (6) происходит на общей шестерне двух зубчатых зацеплений (8,9) отдельно на левом и правом бортах.

Движение вперед обеспечивается при одинаковых и постоянных параметрах $e_3=e_4$ при равноувеличивающихся параметрах $e_1=e_2=var$ до своего максимального значения $e_1=e_2=1$. При этом возможно увеличение угловой скорости ведущих звездочек за счет равноуменьшающихся параметров $e_3=e_4=var$. Скорость гусеничной машины ограничивается максимально-допустимыми по паспорту оборотами на валу

© В. Б. Самородов, И. В. Удод, О. И. Деркач, 2013

гидромоторов, т.е. при некоторых $0 < e_3^* = e_4^* < 1$. Поворот бульдозера осуществляется при одинаковых параметрах регулирования e_3, e_4 гидромоторов (10) и разных параметрах регулирования e_1, e_2 гидронасосов (7). Поворот на месте осуществляется при $e_3=e_4$ и $e_1=-e_2$. Реверсивный переход с переднего хода на задний без остановки машины происходит при одинаковых по модулю и разных по знаку e_1 и e_2 ($|e_1| = -|e_2|$).

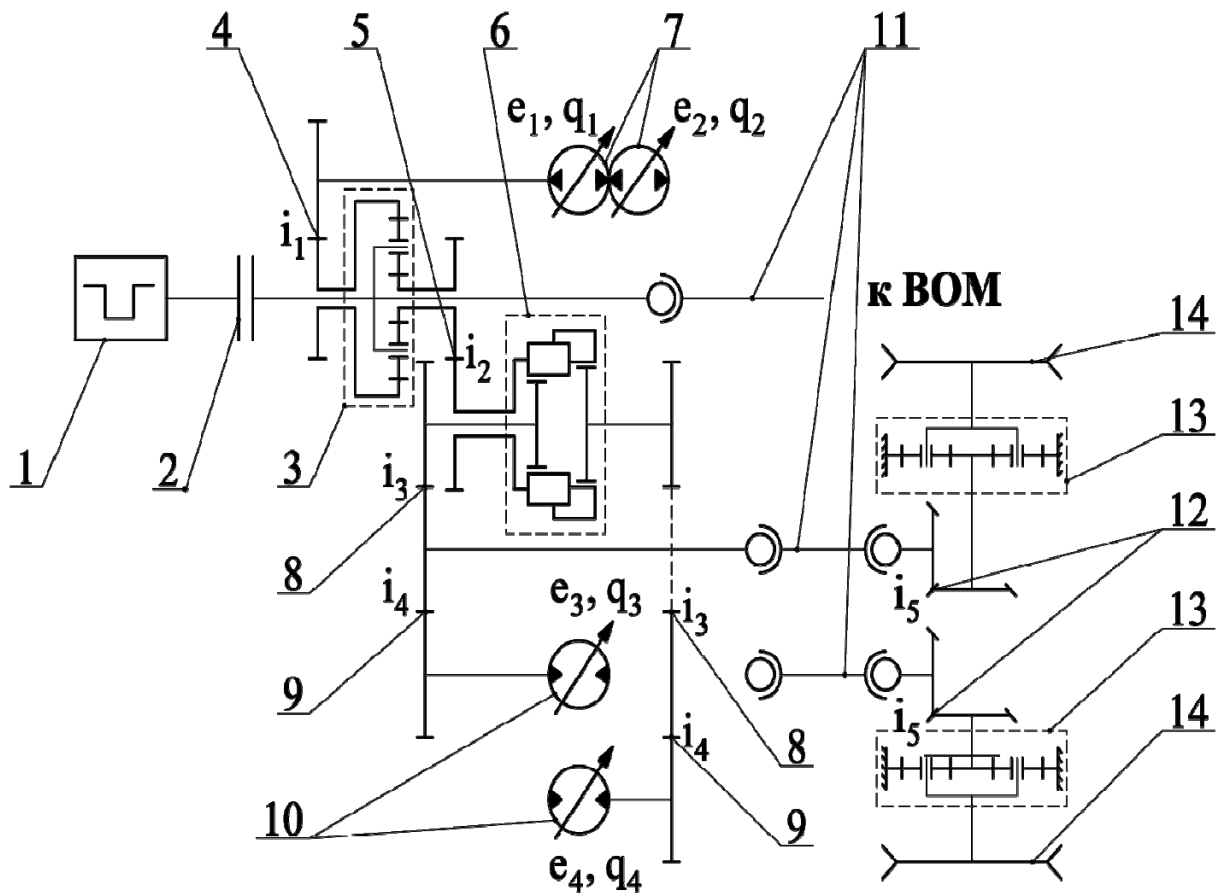


Рисунок 1 – Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии:
 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – муфта сцепления; 3 – планетарный ряд с $k_1=-3$;
 4, 5, 8, 6 – планетарный ряд с $k_2=-1$; 7 – регулируемый гидронасос; 9, 12 – зубчатые
 зацепления; 10 – регулируемые гидромоторы; 11 – карданные валы; 13 – бортовые
 передачи; 14 – ведущие звездочки

Для определения и обоснования вектора основных конструктивных параметров предлагаемой бесступенчатой ГОМТ используется метод трансмиссионного матричного анализа [4,5]. Структурная схема ГОМТ с указанием кинематических и силовых параметров на всех ее звеньях и передаточных отношениях всех редукторов и планетарных рядов приведена на рис. 2.

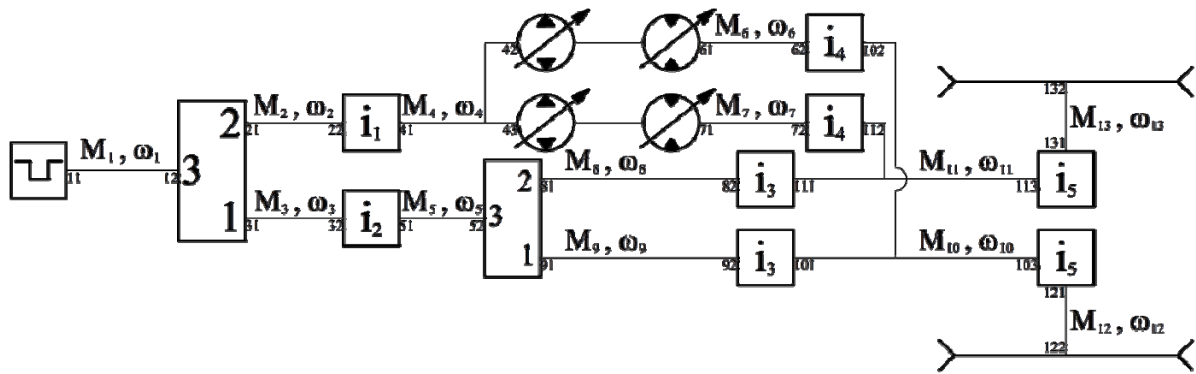


Рисунок 2 – Структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии

Список уравнений, описывающий кинематику ГОМТ бульдозера в соответствии с приведенной структурной схемой (см. рис. 2) имеет вид:

$$\begin{aligned}
 i_1 \cdot \omega_2 - \omega_4 &= 0 & (1) & & i_2 \cdot \omega_3 - \omega_5 &= 0 & (2) \\
 i_3 \cdot \omega_8 - \omega_{11} &= 0 & (3) & & i_3 \cdot \omega_9 - \omega_{10} &= 0 & (4) \\
 i_4 \cdot \omega_6 - \omega_{10} &= 0 & (5) & & i_4 \cdot \omega_7 - \omega_{11} &= 0 & (6) \\
 i_5 \cdot \omega_{10} - \omega_{12} &= 0 & (7) & & i_5 \cdot \omega_{11} - \omega_{13} &= 0 & (8) \\
 (k_1 - 1) \cdot \omega_1 - k_1 \cdot \omega_2 + \omega_3 &= 0 & (9) & & (k_2 - 1) \cdot \omega_5 - k_2 \cdot \omega_8 + \omega_9 &= 0 & (10) \\
 -q_1 \cdot e_1 \cdot \omega_4 + q_2 \cdot e_2 \cdot \omega_6 &= \Delta Q_1 & (11) & & -q_1 \cdot e_2 \cdot \omega_3 + q_2 \cdot e_3 \cdot \omega_6 &= \Delta Q_2 & (12)
 \end{aligned}$$

Уравнения (1-8) описывают кинематику редукторов, уравнения (9-10) – планетарных рядов, соотношения (11), (12) представляют собой уравнения баланса рабочей жидкости в ГОП.

q_1, q_2 – максимальные производительности гидронасосов и гидромоторов;

$\Delta Q_1 = \Delta Q_{1H} + \Delta Q_{1M}$ и $\Delta Q_2 = \Delta Q_{2H} + \Delta Q_{2M}$ – суммарные объемные потери на обеих ГОП. Здесь $\Delta Q_{1H}, \Delta Q_{1M}$ и $\Delta Q_{2H}, \Delta Q_{2M}$ – объемные потери на гидронасосе и гидромоторе первой и второй гидропередач соответственно.

Кинематическая матричная система ГОМТ бульдозера имеет вид (13):

$$\begin{bmatrix}
 k_1 - 1 & -k_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & i_1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & i_2 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & k_2 - 1 & 0 & 0 & -k_2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -e_1 \cdot q_1 & 0 & e_3 \cdot q_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -e_2 \cdot q_1 & 0 & 0 & e_4 \cdot q_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_3 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_3 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_4 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_4 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_5 & 0 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_5 & 0 & -1 \\
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ \omega_5 \\ \omega_6 \\ \omega_7 \\ \omega_8 \\ \omega_9 \\ \omega_{10} \\ \omega_{11} \\ \omega_{12} \\ \omega_{13} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \Delta Q_1 \\ \Delta Q_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \omega_{de} \end{bmatrix}$$

Решение кинематической матричной системы (13) позволяет найти весь спектр угловых скоростей всех звеньев. В частном случае, без учета потерь, при $\Delta Q_1, \Delta Q_2=0$, решение матричной системы (13) дает идеальное теоретическое множество угловых скоростей всех звеньев трансмиссии и минимальный теоретический (без учета потерь) радиус поворота. Таким образом, с учетом объемных потерь ΔQ_1 и ΔQ_2 , которые вычисляются при итерационной процедуре для всего интервала возможных рабочих давлений (от 0 до 40 МПа) можно оценить влияние утечек на весь спектр угловых скоростей звеньев трансмиссии.

Система силовых соотношений, для нахождения всего спектра моментов нагрузки на любом режиме работы бульдозера строится следующим образом.

Используем понятия «простого» и «сложного» звена трансмиссии с [9]. Под «простым» звеном понимаются такие звенья трансмиссии, которые связывают только два базовых элемента. Например, звено между двумя редукторами, между редуктором и одной из шестерен планетарного ряда, звено между бортовым редуктором и ведущим колесом и т.п. Равновесное состояние «простого» звена трансмиссии определяется только двумя моментами на входе и на выходе звена, алгебраическая сумма которых равна 0, т.е. в начале и в конце звена приложены равные по модулю и противоположные по знаку моменты.

Под «сложным» звеном понимаются звенья, объединяющие и взаимодействующие более, чем с двумя базовыми элементами трансмиссии. Равновесное состояние «сложного» звена трансмиссии определяется более, чем двумя моментами, алгебраическая сумма которых равна 0. При этом в алгебраической сумме моментов на «сложном» звене все моменты в записи берутся со знаком «+».

Для всех редукторов ГОМТ силовые соотношения имеют вид [4]:

$$-M_2 \eta^{\text{singN}2} + i_1 \cdot M_4 = 0 \quad (14)$$

$$-M_9 \eta^{\text{singN}9} + i_3 \cdot M_{101} = 0 \quad (16)$$

$$-M_6 \eta^{\text{singN}6} + i_4 \cdot M_{102} = 0 \quad (18)$$

$$M_{103} \eta^{\text{singN}103} + i_5 \cdot M_{12} = 0 \quad (20)$$

$$-M_3 \eta^{\text{singN}3} + i_2 \cdot M_5 = 0 \quad (15)$$

$$-M_8 \eta^{\text{singN}8} + i_3 \cdot M_{111} = 0 \quad (17)$$

$$-M_7 \eta^{\text{singN}6} + i_4 \cdot M_{112} = 0 \quad (19)$$

$$M_{113} \eta^{\text{singN}113} + i_5 \cdot M_{13} = 0 \quad (21)$$

Как раз уравнения (14) – (21) и отражают тот факт, что при образовании связей моменты $M_2, M_3, M_6, M_7, M_8, M_9$ (со знаками «-»), соответствовали присоединенным элементам (концам звеньев, концам связей).

Соотношения моментов на планетарных рядах имеют вид:

$$-M_1 \omega_1 \eta^{\text{singN}1} + M_2 \omega_2 \eta^{\text{singN}2} + M_3 \omega_3 = 0 \quad (22)$$

$$-M_1 + M_2 + M_3 = 0 \quad (23)$$

$$-M_5 \omega_5 \eta^{\text{singN}5} + M_8 \omega_8 \eta^{\text{singN}9} + M_9 \omega_9 = 0 \quad (24)$$

$$-M_5 + M_8 + M_9 = 0 \quad (25)$$

где η^{singN} – КПД зубчатого зацепления с учетом направления потока мощности.

Так, для верхнего планетарного ряда (3) (рис. 2) в уравнениях (22,23) мощностного баланса перед моментом M_1 взят знак «-», поскольку водило присоединяется к выходу ведущего вала (конец простой связи). Моменты M_2 и M_3 записаны со знаком «+», так как эпицикл присоединяется к редуктору i_1 , т.е. момент M_2 соответствует началу простых связей, а солнечная шестерня присоединена к началу простой связи (к редуктору i_2). В нижнем планетарном редукторе (6) абсолютно аналогично объясняются знаки перед моментами.

Силловые соотношения для ГОП имеют следующий вид:

$$M_{42} + e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p_1 + \Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4) = 0, \quad (26)$$

$$M_{43} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p_2 + \Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_4) = 0, \quad (27)$$

где $\Delta p_{1,2}$ – перепад давления на левой и правой ГОП соответственно

$\Delta M_{1,2}$ – потери момента за счет механических и гидродинамических потерь в левом и правом гидронасосе соответственно.

$$M_6 - e_2 \cdot q_1 \cdot \Delta p + \Delta M_3 \cdot \text{sign}(\omega_6) = 0, \quad (28)$$

$$M_7 - e_3 \cdot q_2 \cdot \Delta p + \Delta M_4 \cdot \text{sign}(\omega_7) = 0, \quad (29)$$

где $\Delta M_{3,4}$ – потери момента за счет механических и гидродинамических потерь в левом и правом гидромоторе соответственно.

Силловые уравнения связи данной трансмиссии имеют вид:

$$M_{41} + M_{42} + M_{43} = 0 \quad (30)$$

$$M_{101} + M_{102} + M_{103} = 0 \quad (31)$$

$$M_{111} + M_{112} + M_{113} = 0 \quad (32)$$

Потери расхода ΔQ_1 и ΔQ_2 , а также потери момента на валах гидромашин аксиально-поршневого типа описываются наиболее распространенной математической моделью К.И. Горюхиного[7]:

$$\Delta Q = K_y \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y \omega), \quad (33)$$

$$\Delta M = \frac{D_q^3}{2\pi} \left[K_1 \omega (1 + K_2 e^2) + \frac{K_5 (1 + K_4 e)}{(1 + K_3 \omega D_q)} \Delta p + \frac{K_8 (1 + K_7 e)}{(1 + K_6 \omega D_q)} \right], \quad (34)$$

где ΔM – потери момента на валу гидромашин;

D_q – характерный размер гидромашин ($D_q^3 = 2\pi q$);

$K_1, K_2, \dots, K_8$, – коэффициенты потерь, подробно приведенные в работе [8];

Моменты нагрузки на ведущих колесах правого (M_{Π}) и левого и правом ($M_{\text{Л}}$) бортов имеют вид:

$$M_{\Pi} = \frac{Gr}{2} \left\{ \left[1 - \frac{r^2 H}{B^2 g} (\omega_{12}^2 - \omega_{13}^2) \right] f_{\Pi} \right\} + \frac{\mu_{\Pi} GL}{4} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{12}), \quad (35)$$

$$M_{\text{Л}} = \frac{Gr}{2} \left\{ \left[1 + \frac{r^2 H}{B^2 g} (\omega_{12}^2 - \omega_{13}^2) \right] f_{\text{Л}} \right\} - \frac{\mu_{\text{Л}} GL}{4} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{12}), \quad (36)$$

где r, B, H – радиус ведущего колеса, ширина колеи и расстояние от поверхности дороги до центра масс соответственно,

ω_{12}, ω_{13} – угловые скорости левого и правого ведущих колес;

G – вес бульдозера;

g - ускорение свободного падения;

μ_{Π} - коэффициент сопротивления повороту, вычисляемый в соответствии с работами;

$f_{Л}, f_{П}$ – коэффициенты сопротивления движению под левой и правой гусеницами.

Силовая матричная модель ГОМТ гусеничного бульдозера имеет вид (37):

$$\begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & i_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & i_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & i_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & i_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & i_5 \\ 0 & 1 & k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_1 \cdot q_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_2 \cdot q_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -e_3 \cdot q_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -e_4 \cdot q_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \\ M_{41} \\ M_{42} \\ M_{43} \\ M_5 \\ M_6 \\ M_7 \\ M_8 \\ M_9 \\ M_{102} \\ M_{102} \\ M_{103} \\ M_{111} \\ M_{112} \\ M_{113} \\ M_{12} \\ M_{13} \\ \Delta p_1 \\ \Delta p_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \Delta M_{ГМ1} \cdot \text{sign}(\omega_{ГМ1}) \\ \Delta M_{ГМ2} \cdot \text{sign}(\omega_{ГМ2}) \\ \Delta M_{ГМ3} \cdot \text{sign}(\omega_{ГМ3}) \\ \Delta M_{ГМ4} \cdot \text{sign}(\omega_{ГМ4}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_{Кл} \\ M_{Кл} \end{bmatrix}$$

Полная математическая модель ГОМТ представляет собой матрицу, сцепленную из кинематической и силовой матриц (13) и (37), которая по сути в статике является системой нелинейных алгебраических уравнений. Нелинейности привносятся потерями в гидрообъемных передачах в соответствии с формулами (33), (34). В первом приближении (на первой итерации) все нелинейные слагаемые в формулах потерь (33), (34) обнуляются. Во втором и последующих приближениях указанные нелинейные слагаемые вычисляются на основе формальных неизвестных, полученных на предыдущей итерации.

Результаты расчета трансмиссии. Для рассматриваемой бесступенчатой ГОМТ выбран двигатель, мощность которого – 250 кВт, радиус звездочки $r_k=0,42$ м, угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_{дв}=230$ рад/с, передаточные отношения $i_1=-30/33$, $i_2=-30/33$, $i_3=-30/33$, $i_4=-30/33$, $i_4=0,033$, внутренние передаточные числа планетарных редукторов $k_1=-3$, $k_1=-1$, суммарный коэффициент сопротивления движению $f=0,5$, рабочие объемы гидромашин: $q_1=140$ см³, $q_2=250$ см³. Для достижения максимального КПД трансмиссии – варьировались значения массы бульдозера $G=100...190$ кН. Коэффициент полезного действия трансмиссии находился с помощью формулы

$$\eta = \frac{1}{M_{дв} \omega_{дв}} \left| M_{Л} \omega_{12} \eta_{Л}^{-\text{sign}(M_{Л} \omega_{Л})} + M_{П} \omega_{13} \eta_{П}^{-\text{sign}(M_{П} \omega_{П})} \right|, \quad (38)$$

где $\eta_{\text{Л}}^{-\text{sign}(M_{\text{Л}}\omega_{\text{Л}})}$ и $\eta_{\text{П}}^{-\text{sign}(M_{\text{П}}\omega_{\text{П}})}$ - КПД движителя по обоим бортам (с учетом рекуперации мощности).

Линейная скорость бульдозера определяется по формуле

$$V = \frac{\omega_{12} + \omega_{13}}{2} r_{\kappa} \quad (39)$$

После нахождения необходимых параметров, строим 3-Д график зависимости КПД трансмиссии от скорости и массы бульдозера (рис. 3).

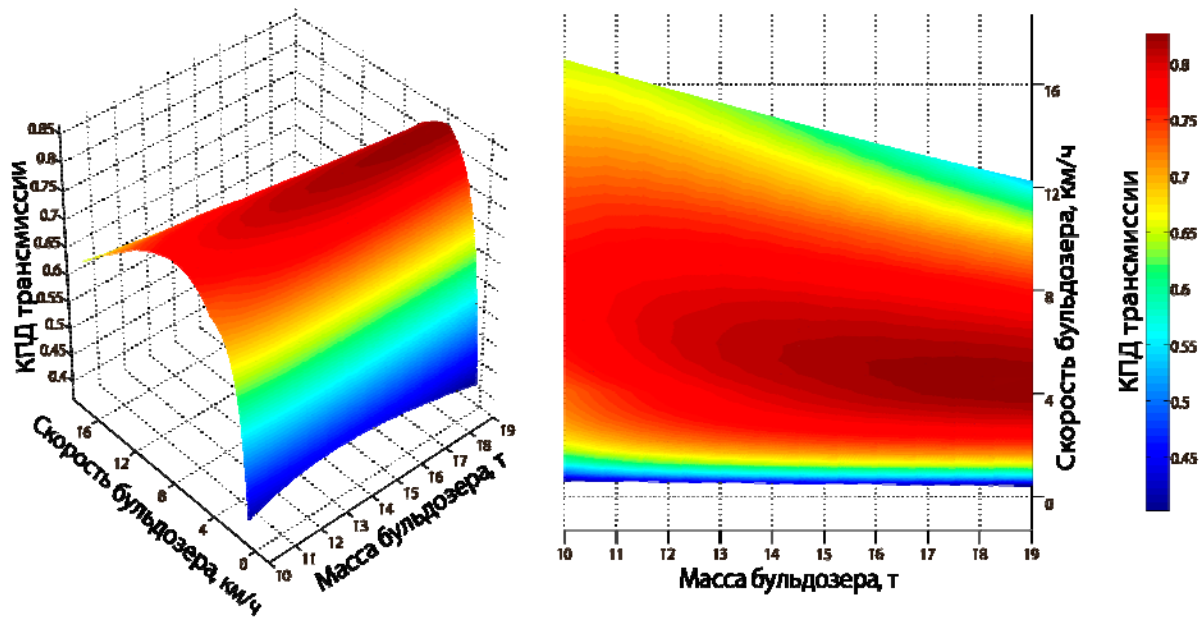


Рисунок 3 – График зависимости КПД трансмиссии от скорости и массы бульдозера

Как видно из графика на рис. 3 – с увеличением веса бульдозера уменьшается диапазон с максимальным КПД, однако возрастает его значение. Бульдозер должен обеспечить максимальную эффективность в диапазоне скоростей $V=6...10$ км/ч, это условие реализуется при массе бульдозера $m=16$ т.

Для нахождения оптимальной массы бульдозера необходимо проверить перепады давлений ГОП левого и правого бортов, поскольку рассматривается прямолинейное движение и $\Delta p_1 = \Delta p_2$. Значение перепада давлений не должно превысить 40 МПа в диапазоне скоростей $V=6...10$ км/ч. Если Δp значительно меньше предельно допустимого значения в указанном выше диапазоне скоростей – гидромашины с такими рабочими объемами применять экономически не выгодно – этот рабочий объем должен быть уменьшен. График зависимости перепада давлений от скорости и массы бульдозера представлен на рис. 4.

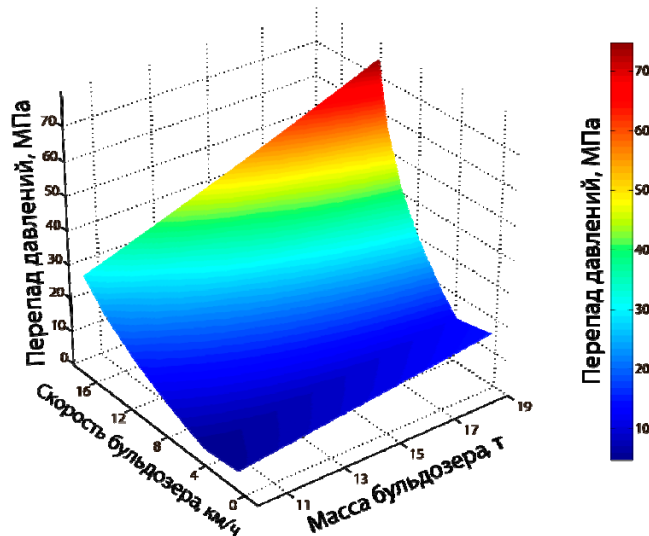


Рисунок 4 – График зависимости перепада давлений от скорости и массы бульдозера

Как видно из рис. 4 при массе бульдозера $m=16$ т максимально допустимый перепад давлений достигается при скорости бульдозера $V=11,4$ км/ч. Таким образом рабочие объемы для гидромашин выбраны с небольшим запасом и обоснованы. Необходимая мощность двигателя при коэффициенте сопротивления движению $f=0,5$ и диапазоне рабочих скоростей $V=6...10$ км/ч находилась с помощью следующей формулы

$$N_{\partial\partial}^H = M_{\partial\partial} \cdot \omega_{\partial\partial} \quad (40)$$

где $M_{\partial\partial}$ – момент нагрузки на коленчатом валу двигателя соответствующий коэффициенту сопротивления движению $f=0,5$ и интервалу рабочих скоростей $V=6...10$ км/ч при заданной номинальной угловой частоте вращения ДВС $\omega_{\partial\partial}$

График зависимости необходимой мощности двигателя от скорости и массы бульдозера представлен на рис. 5.

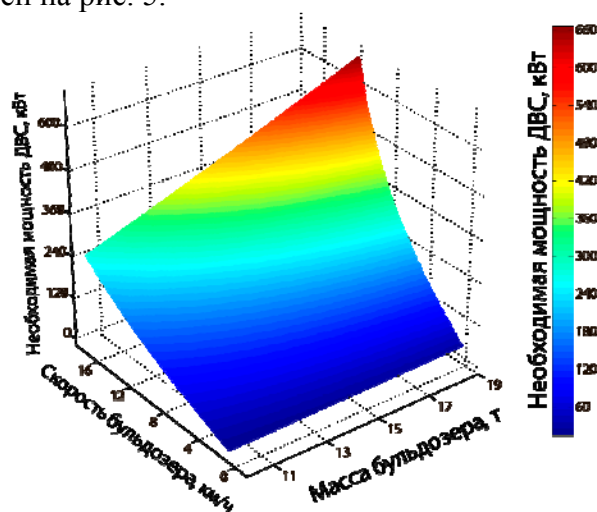


Рисунок 5 – График зависимости необходимой мощности двигателя от скорости и массы бульдозера

Мощность двигателя $N_{дв}=250$ кВт обеспечивает рабочую скорость бульдозера $V=10,9$ км/ч при его весе $G=160$ кН. Рабочие объемы гидромашин: $q_1=140$ см³, $q_2=250$ см³ – подобраны корректно.

Бульдозер выполняет множество работ, с разными значениями сопротивлений движению. График зависимости КПД от скорости и сопротивления движению бульдозера приведен на рис. 6.

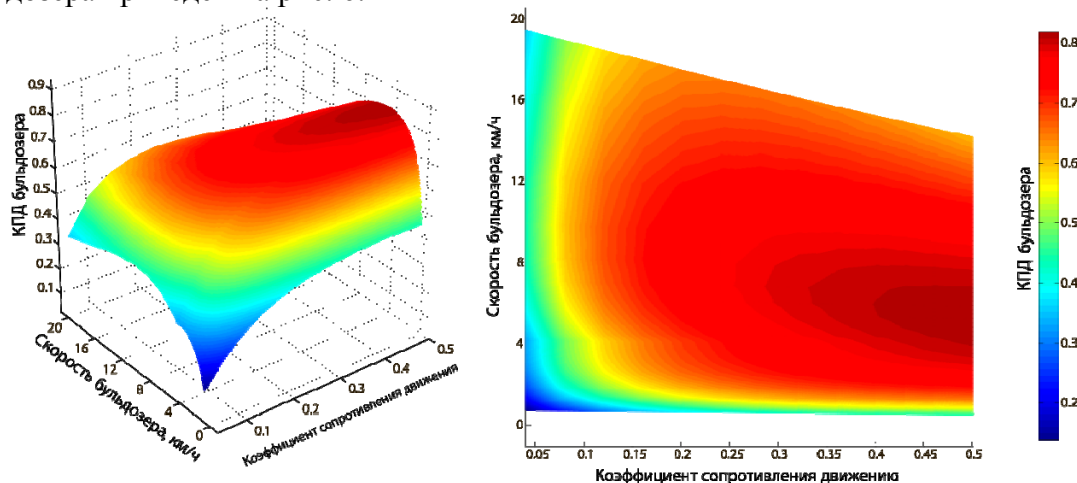


Рисунок 6 – График зависимости КПД трансмиссии от скорости и коэффициента сопротивления движению бульдозера

Анализируя график, предоставленный на рис. 6, можно сделать вывод, что в диапазоне значений коэффициента сопротивления движению $0,1...0,5$ КПД трансмиссии изменяется в пределе $0,7...0,83$, что является показателем высокой универсальности бульдозера.

Построение пространственной модели трансмиссии. Была построена трехмерная модель рассматриваемой ГОМТ гусеничного бульдозера. В программе для проектирования были проведены необходимые расчеты валов, шестерен, подшипников, корпусных деталей. После чего был произведен прочностной анализ самых ответственных деталей трансмиссии, для подбора оптимальных конструктивных параметров. В результате была собрана схема трансмиссии, приведенная на рис. 7.

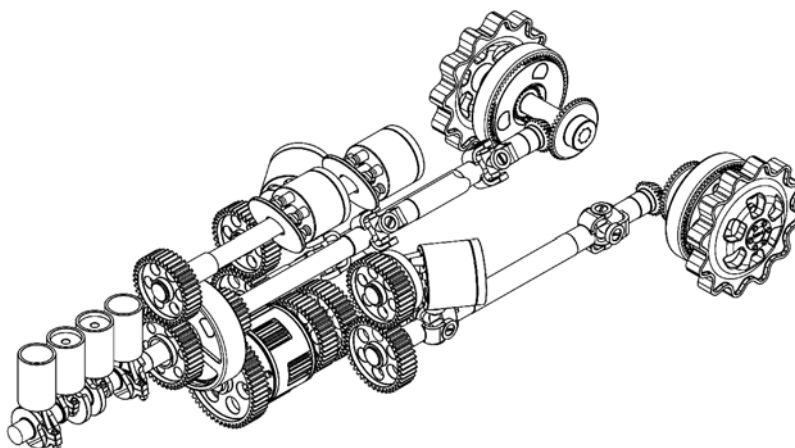


Рисунок 7 – Трехмерная модель ГОМТ гусеничного бульдозера

Выводы:

1. Предложена и разработана двухпоточная бесступенчатая ГОМТ для гусеничного бульдозера, обеспечивающая поворот на месте.
2. Составлена математическая матричная модель ГОМТ.
3. Определена оптимальная масса бульдозера $m=16$ т
4. Определено, что с изменением коэффициента сопротивления движению с 0,1 до 0,5 КПД трансмиссии находится в пределах 0,7...0,83
5. Спроектирована пространственная модель трансмиссии и проведен прочностной анализ самых ответственных деталей.

Список источников информации: 1. Самородов В.Б., Удод И.В., Деркач О.И. / Бесступенчатая гидрообъемно-механическая двухпоточная трансмиссия гусеничного трактора // Вісник НТУ «ХПІ» 18'2011 – Харьков: НТУ «ХПІ», 2011. – с. 45-50. 2. Самородов В.Б., Александров Е.Е., 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. Самородов В.Б. / Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. – Механика и машиностроение. – №1, 1998. – с.109-115. 4. Самородов В.Б., Рогов А.В. / Результаты математического моделирования сложной динамической системы двигатель – гидрообъемно-механическая трансмиссия – колесный трактор // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: ХГТУСХ, 2001. – с. 109-117. 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 // Вісник НТУ «ХПІ». Сб. наук.тр. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПІ», 2002. – с. 3-16. 6. Баица Т.М. / Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с. 7. Аврамов В.П., Самородов В.Б. / Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин. Учеб. пособие. – Харьков: НТУ «ХПІ», 1986. – 76с. 8. Автоматизированное управление гидрообъемными трансмиссиями и механизмами поворота гусеничных машин: Монография / Е.Е. Александров, М.Д. Борисюк, Я.В. Грита, В.А. Кононенко. – Харьков: ХГПУ, 1995. – 176с. 9. Самородов В.Б., Рогов А.В., Бурлыга М.Б. / Методика плотной упаковки матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // "Автомобильный транспорт". Сборник научных трудов. – Харьков: Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. – 2003. – Вып. 13. – С. 91 – 98.

Поступила в редколлегию 21.05.2013

УДК 629.1.032.531.3

Анализ и техническое обоснование двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии бульдозера / В. Б. Самородов, И. В. Удод, О. И. Деркач // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 48–57. – Бібліогр.: 9 назв.

Запропоновано оригінальну схему безступінчатої гідрооб'ємно-механічної трансмісії бульдозера. Проведено кінематичний, силовий і енергетичний аналіз запропонованої трансмісії, дано науково-технічне обґрунтування її ефективного використання на гусеничних тракторів і бульдозерів.

Ключові слова: бульдозер, трансмісія, коефіцієнт корисної дії, коефіцієнт опору руху.

The new scheme for the transmission of the bulldozer, which was technically valid and calculated by mathematical modeling of the matrix.

Key words: bulldozer, transmission, efficiency, coefficient of resistance movement

УДК 629.113.004.4

М. П. АРТЬОМОВ, канд. техн. наук, доц. ХНТУСГ ім.П.Василенка, Харків

МЕТОДОЛОГІЯ ОЦІНКИ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ ЗА КРИТЕРІЄМ СТІЙКОСТІ РУХУ

Обґрунтовано методологію оцінки функціональної стабільності машинно-тракторних агрегатів на основі порівняння поточних і номінальних параметрів стійкості руху трактора у взаємозв'язку із роботоздатністю його елементів.

Ключові слова: функціональна стабільність, методологія, рульове керування, параметри, стійкість руху.

Вступ. Проблема функціональної стабільності машинно-тракторних агрегатів(МТА) невід'ємно пов'язана із їхньою роботоздатністю, яка характеризує спроможність цих агрегатів виконувати необхідні функції, що відповідають вимогам нормативно-технічної документації(НТД). Вирішення цієї проблеми особливо актуально для України, енергозабезпеченість якої тракторними потужностями(потужність тракторних двигунів на 100га орної землі) у 3...5 разів менше ніж у європейських розвинених держав.

Аналіз публікацій і досліджень. Основою ефективної експлуатації МТА є забезпечення функціональної стабільності в основному тракторів [1], до функціональних показників, які у відповідності до ГОСТ 4.40-84 [2] віднесено показники, що визначають їх тягово-енергетичні можливості, стійкість руху, тиск рушіїв на ґрунт, агрегатованість та ін. Взаємозв'язок функціональної стабільності і роботоздатності тракторів відображено у роботі [3], в якій прогнозується надійність тракторів і пов'язана вона із роботоздатністю його елементів. Одночасно в деяких роботах [4,5] звертається увага на необхідність розширення досліджень в напрямку підвищення достовірності вимірювання роботоздатності об'єктів, що контролюються.

Мета дослідження передбачає обґрунтування методології оцінки функціональної стабільності трактора та його основних елементів в процесі експлуатації МТА.

Результати досліджень. При використанні основних положень теорії точності складних систем [4] з оцінки функціональної стабільності трактора у складі МТА необхідно розглядати процес виконання трактором функцій спрямованих на досягнення поставленої мети, що характеризується певними значеннями параметрів(вихідний, первинний, вторинний). У цьому випадку вихідний параметр є результатом вирішення функціональної задачі з відповідністю до цільового призначення трактора в цілому(тягове зусилля, швидкість і стійкість руху), або його складових елементів(двигун, рульове керування та ін.). первинний параметр трактора визначається при безпосередньому контролі, вторинний є деякою функцією первинних параметрів. Наприклад, тягове зусилля трактора залежить від потужності двигуна, стійкість його руху – від швидкості, опору руху та ін..

Вихідний параметр трактора X зазвичай є вторинним, любе значення якого є результатом перетворення деяких первинних по відношенню до нього величин. До таких первинних величин відносяться характеристики вихідних сигналів S і параметрів q елементів(двигуна, трансмісії, системи керування та ін.) трактора. У відповідності до цього модель трактора обґрунтовується за функціональною

© М. П. Артёмов, 2013

залежністю $x = f(S, q)$. При номінальних значеннях параметрів S_n, q_n , що відповідають вимогам НТД, запропонована модель буде мати вигляд $x_n = f(S_n, q_n)$. Ступінь відмінності реальних x від номінальних x_n моделі оцінюється функціональною похибкою трактора $\Delta x = x - x_n$, що характеризує його функціональну стабільність, тобто здатність трактора виконувати задані функції з певним ступенем близькості до номінальної моделі.

У випадку виходу значень похибки Δx функціонування трактора за дозволени межі він втрачає роботоздатність, тобто здатність функціонувати з необхідним(заданим) ступенем точності.

При $q_1, q_2, \dots, q_n$ елементах трактора(двигун, трансмісія, система керування та ін.) вхідним сигналом стану цих елементів модель функціонування трактора записується у вигляді

$$x_n = f(S, q_1, q_2, \dots, q_n). \quad (1)$$

Якщо S_k вхідному сигналі контролю кожного q_k елементі трактора залежність (1) перетворюється до вигляду

$$q_{ik} = q_{ik}(S_{ik}, \dots, S_{nk}, x_{ik}, \dots, x_{nk}). \quad (2)$$

Після підстановки (2) в (1), записуємо вихідний параметр на момент закінчення контролю у вигляді наступної функції

$$x_k = x_k(S, S_{ik}, \dots, S_{nk}, x_{ik}, \dots, x_{nk}). \quad (3)$$

Під час контролю трактора в експлуатації значення параметрів складових елементів змінюється і стає рівним

$$q_i = q_{ik} + \Delta q_i, \quad (4)$$

де $\Delta q_i = \Delta q_{iy}$ - відключення параметра i -го елементу трактора під час контролю, обумовлене неідентичністю умов контролю.

З урахуванням залежностей (2) і (4) запишемо рівняння, що характеризує функціональний параметр у вигляді функції величин

$$x = x(S, S_{ik}, \dots, S_{nk}, x_{ik}, \dots, x_{nk}, \Delta q_i, \dots, \Delta q_n) \quad (5)$$

Оцінка функціональної стабільності трактора визначається шляхом порівняння його параметрів, отриманих за допомогою (5) з номінальними значеннями, що регламентуються НТД.

Запропонована методологія оцінки функціональної стабільності пройшла апробацію під час оцінки стійкості руху колісного трактора з шарнірно-з'єднаною рамою. При русі цього трактора вихідний сигнал x на шарнірі трактора, який

характеризує злам рами трактора та визначає стійкість його руху, формується сигналами q_1 і q_2 від гідроциліндрів керування при вхідних керуючих впливах S^+, S^- , пропорційних витокам рідини в гідроциліндрах див. рис.1.

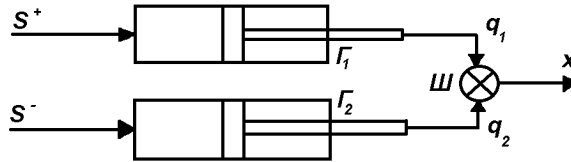


Рисунок 1 – Схема порівняння керуючих сигналів рульового керування колісного трактора: Γ_1, Γ_2 - гідроциліндри керування, Ш - шарнір рами трактора

Сигнал порівняння на шарнірі рульового керування визначається за залежністю

$$x = q_1 S^+ - q_2 S^- . \quad (6)$$

Наведена залежність має два невідомі параметри q_1 і q_2 , через це при оцінці стійкості руху трактора необхідно вирішити дві контрольні задачі:

- при стійкому русі трактора подаються контрольні сигнали $|S_{ik}^-| \approx |S_{ik}^+|$;
- для перевірки чутливості рульового керування до керуючого впливу формуються сигнали $S_{2k}^- = 0$ і $S_{2k}^+ > 0$.

У цьому випадку за залежностями (3) і (6) отримаємо $x_{ik} = q S_{ik}^+ - q_{2k} S_{ik}^-$;

$$x_{2k} = q_{ik} S_{2k}^+ \text{ за якими визначимо } q_{ik} = \frac{x_{2k}}{S_{2k}^+}; \quad q_{2k} = \frac{1}{S_{ik}^-} \left(\frac{x_{2k}}{S_{2k}^+} S_{ik}^+ - x_{ik} \right).$$

Підставимо отримані залежності у (6) з урахуванням (4) і отримаємо значення вихідного параметру

$$x = \left(\frac{x_{2k}}{S_{2k}^+} + \Delta q_1 \right) S^+ - \left[\frac{1}{S_{ik}^-} \left(x_{2k} \frac{S_{ik}^+}{S_{2k}^+} - x_{ik} \right) + \Delta q_2 \right] S^- . \quad (7)$$

В якості x приймається параметр y , що характеризує відхилення наприклад, плугу від борозни попереднього проходу для оцінки стійкості руху орного агрегату. Розподіл зазначеного параметру відбувається за нормальним законом з математичним очікуванням $m_y \approx (c + d)/2$, де c і d - межі поля допуску на агротехнологічний коридор орного агрегату. У випадку, що розглядається, систематична складова похибки функціонування рульового керування трактора буде $m_{\Delta x_e} = 0$, де Δx_e - відхилення параметру, що контролюється. У цьому випадку середньоквадратичне відхилення похибки руху орного агрегату вздовж гону, тобто

його функціональна стабільність може бути записана у вигляді $\delta_{\Delta x_e} \approx \delta/3$, де $\delta = b - c/2$.

Для оцінки $\delta_{\Delta x_e}$ колісного трактора при агрегуванні з плугом вирішується задача відхилення найбільш значущого параметру від номінального значення, який призводить до втрати функціональної стабільності МТА по стійкості руху на гоні. Таким параметром для рульового керування колісного трактора є об'ємний ККД ($\eta_{об}$) гідроциліндрів керування, який визначається витоками робочої рідини через запірні клапани та ущільнення гідроциліндрів [6].

В процесі довгострокової експлуатації трактора параметр $\eta_{об}$ зменшується, внаслідок чого виникає похибка його функціонування

$$\Delta x_y = x_n - x_k = x(\eta_{on}) - x(\eta_{ok}), \quad (8)$$

де $x_n = x(\eta_{on})$, $x_k = x(\eta_{ok})$ - початкове значення при номінальному η_{on} , і при експлуатації, визначеному поточним значенням η_{ok} , відповідно.

Якщо характеристики умов контролю вибрані таким чином, що $\eta_{ok} = \eta_{on}$, тоді $\Delta x_y = 0$. У такому разі легко виконуються необхідні умови контролю $m_{gk} = m_{gn}$, при яких мінімізується складова, що впливає на похибку (8). Для випадку $\eta_{ok} = m \eta_{on}$ стає мінімальною як систематична, так і випадкова складові похибки. Здійснення контролю функціональної стабільності рульового керування в інших випадках, що визначаються умовами експлуатації тракторного агрегату, вводиться поправка Δ_y , яка враховує неідентичність умов контролю і нормальних умов роботи тракторного агрегату. Поправка Δ_y може вводиться для заздалегідь відомих невиняткових умов контролю, наприклад, при певному напрацюванні трактора, виявленні несправності рульового керування та ін. У цьому випадку введенням поправки $\Delta_y = -\Delta x_y = x(\eta_{on}) - x(\eta_{ok})$ встановленням значення параметру $x_k = x(\eta_{on}) + \Delta_y$ забезпечується отримання значень параметру в реальних умовах експлуатації, що дорівнює необхідному значенню $x(\eta_{on})$.

Для орного агрегату на базі колісного трактора серії ХТЗ-170 зберігається функціональна стабільність по стійкості руху на гоні при $\eta_{ok} \geq 0,8$. Цей висновок підтверджено результатами теоретичних і експериментальних досліджень під час оцінки стійкості руху шарнірно-з'єднаного трактора у складі МТА [7,8].

Функціональна стабільність трактора може бути оцінена за показниками його роботоздатності. В такому випадку заздалегідь визначається імовірність P_i знаходження функціонального параметру трактора в заданих межах (a_i, b_i) деяких рівнів ($i = 1, n$), при яких трактор роботоздатний. Наприклад, для тракторів серії ХТЗ-170, приймаючи при оцінці стійкості його руху у складі МТА за функціональний параметр стабільність руху у заданому напрямку, за результатами експериментальних досліджень встановлено, що F при збільшенні витоків робочої рідини в гідроприводі

рульового керування, яке характеризується імовірністю стану $P(k_j) < 0,30$, трактор втрачає роботоздатність [6].

Імовірності P_i зв'язані з щільністю імовірності значень функціонального параметру $w(z)$ залежністю

$$P_i = P(a_i < z < b_i) = \int_{a_i}^{b_i} w(z) dz \quad (9)$$

Взаємозв'язок між характеристиками функціональної стабільності та роботоздатністю трактора може бути записана у вигляді

$$P_{a_i} = P(z < a_i) = \int_{-\infty}^{a_i} w(z) dz ; \quad P_{b_i} = P(z > b_i) = \int_{b_i}^{\infty} w(z) dz \quad (10)$$

Розподіл значень параметру $w(z)$, як функції його моментів записується у вигляді

$$w(z) = w\left(\frac{z}{\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n}\right) \quad (11)$$

Визначення розподілу(11) за показниками роботоздатності здійснюється наступним чином:

- визначається закон розподілу функціонального параметру;
- обраний розподіл підставляється в рівняння (9) і (10) для визначення невідомих параметрів $\mu_i (i = 1, n)$.

Аналіз результатів експериментальних досліджень тракторів серії ХТЗ-170 показали, що стабільність його руху у складі МТА може бути описана нормальним законом розподілу

$$w(z) = \frac{1}{\sigma_z \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(z - m_z)^2}{2\sigma_z^2}\right], \quad (12)$$

що однозначно визначається математичним очікуванням m_z та середньоквадратичним відображенням σ_z . Підстановка розподілу (12) в (10) приводить до системи рівнянь

$$\Phi\left(\frac{a - m_z}{\sigma_z}\right) = 2P_a - 1 ; \quad \Phi\left(\frac{b - m_z}{\sigma_z}\right) = 1 - P_b, \quad (13)$$

де $\Phi(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\alpha} e^{-t^2/2} dt$ - табульований інтеграл ймовірностей [8];

$\alpha = \frac{a - m_z}{\sigma_z}$; a, b - межі області роботоздатності.

У випадку якщо відомі ймовірності P_a і P_b згідно (13) і [8] знаходимо

$\alpha_a = \frac{a - m_z}{\sigma_z}$; $\alpha_b = \frac{b - m_z}{\sigma_z}$ та після перетворень α_a і α_b отримаємо

$$m_z = \frac{b\alpha_a - a\alpha_b}{\alpha_a - \alpha_b}; \quad \sigma_z = \frac{b - a}{\alpha_b - \alpha_a} \quad (14)$$

За залежністю (14) є можливість надати оцінку зміні функціонального параметру трактора в процесі оцінки стійкості його руху на гоні. Основою для цього є експериментальні залежності зміни витоків робочої рідини в гідроагрегатах рульового керування в залежності від напрацювання трактора. Перевірка відповідності емпіричних m_i і теоретичних m'_i частин проводиться за критерієм Пірсона λ . При цьому в якості теоретичного розподілу частот m'_i використовувався нормальний закон. Числові параметри визначені за формулою(14) при різному виборі меж області роботоздатності a і b наведено в таблиці.

Таблиця – Параметри нормального розподілу стабільності напрямку руху на гоні трактора ХТЗ-17221 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35

a	b	P_a	P_b	m_z	σ_z
2	10	0,04	0,028	5,74	2,18
3	9	0,08	0,072	5,36	2,12
4	8	0,16	0,180	5,80	2,10
5	7	0,32	0,360	6,15	2,28

На основі аналізу даних таблиці представляється можливість коригування верхньої межі встановленого допуску витоків для забезпечення роботоздатності гідроприводу рульового керування. В залежності від напрацювання T трактора цей допуск визначається за залежністю

$$\Delta\eta_{ok}^T = \eta_{on} - M(\eta_{ok})_T, \quad (15)$$

де η_{on} , η_{ok} - номінальне значення об'ємного ККД гідроприводу при $T=0$ та поточне значення при $T>0$ - відповідно.

Розрахунки по (15) з урахуванням даних табл.1 показали, що коригування встановленого допуску η_{ok} необхідно проводити через $T = 1054$ мото/години тобто під час проведення ТО-3. У такому випадку верхня межа встановленого допуску повинна бути зменшена на $\Delta\eta_{ok}^T$.

Висновок. Методологія оцінки функціональної стабільності машинно-тракторного агрегату базується на обґрунтованих принципах порівняння поточних і номінальних параметрів стійкості руху трактора у взаємозв'язку із роботоздатністю його елементів.

Список літератури: 1. *Агеев Л.Е.* Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов [Текст] / *Л.Е. Агеев.* – Л.: Колос, 1978. – 290с. 2. ГОСТ 4.40. – 84 Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей [Текст] Введ.01.06.2003. – 9с. 3. Прогнозирование надежности тракторов [Текст] / *В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко, И.Ш. Чернявский* : под общ.ред. В.Я. Аниловича. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с. 4. *Бородачев Н.А.* Основные вопросы теории точности производства [Текст] / *Н.А. Бородачев.* – М.: АН СССР, 1969. – 412с. 5. *Сергеев А.Г.* Точность и достоверность диагностики автомобиля [Текст] / *А.Г. Сергеев.* – М.: Транспорт, 1990. – 188с. 6. *Лебедев А.Т.* Гидропневматические приводы тракторных агрегатов [Текст] / *А.Т. Лебедев.* – М.: Машиностроение, 1982. – 184с. 7. *Артемов Н.П.* О повышении устойчивости прямолинейного движения шарнирно-сочлененного трактора в составе МТА [Текст] / *Н.П. Артемов* // Тракторная энергетика в растениеводстве: Сб. научн. тр. – Х.: ХГТУСХ, 2002. Вып.5 – С.101 – 107. 8. *Щербак О.В.* Розрахунок змін тиску в гідроприводі рульового керування шарнірно-з'єднаного трактора під час роботи у складі МТА [Текст] / *О.В. Щербак, М.П. Артьомов* // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХДТУСГ. – Х.: ХДТУСГ, 2004. – Випуск 59. – С.57 – 62.

Надійшла в редколегію 12.05.2013

УДК 629.113.004.4

Методологія оцінки функціональної стабільності машинно-тракторного агрегату за критерієм стійкості руху / *М. П. Артьомов* // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 58–64. – Бібліогр.: 8 назв.

Обоснована методологія оцінки функціональної стабільності машинно-тракторних агрегатів на основі порівняння поточних і номінальних параметрів стійкості руху трактора у взаємозв'язку з роботою його елементів.

Ключевые слова: функціональна стабільність, методологія, рульове управління, параметри, стійкість руху.

The assessing methodology of machine-tractor units functional stability by comparing the current and nominal parameters stability of the tractor in connection to the efficiency of its elements is substantiated of the article.

Keywords: functional stability, methodology, steering, parameters, stability movement.

УДК 622.271

Ю. А. МОНАСТЫРСКИЙ, д-р.техн. наук, доц. ГВУЗ «КНУ», Кривий Ріг
В. А. СИСТУК, аспирант ГВУЗ «КНУ»

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ НА ПОВОРОТЕ ПРИ ПРИНУДИТЕЛЬНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Приведена возможность принудительного управления вращением ведущих колес карьерных самосвалов для уменьшения радиуса поворота при установке под погрузку. Рассмотрены кинематические соотношения при комбинированном способе поворота колесной машины, модель момента сопротивления повороту, закономерность для отношения вращения ведущих колес при равномерном повороте. Моделирование по усовершенствованным закономерностям движения позволило установить диапазон изменения кинематических показателей поворота карьерного самосвала от коэффициента сцепления опорной поверхности при силовом довороте дополнительно к повороту передних управляемых колес.

Ключевые слова: карьерный самосвал, трансмиссия, переменный ток, математическая модель, радиус поворота, момент сопротивления, коэффициент сцепления, комбинированный поворот

Введение. Глубина карьеров Криворожского региона давно превысила отметку в 300 м, что неизбежно привело к сокращению ширины рабочих площадок, и, в свою очередь, к необходимости повышения показателей маневренности большегрузных самосвалов при установке под погрузку. На карьерах Кривбасса занято более 200 единиц технологического автотранспорта преимущественно производства ОАО Белорусский автомобильный завод «БелАЗ» грузоподъемностью 120-136 т. Несколько лет назад предприятие начало серийный выпуск самосвалов с трансмиссией переменного тока, которая имеет ряд преимуществ перед трансмиссией на переменном постоянном токе, одним из главных из которых является устройство на основе программного обеспечения, допускающего индивидуальное управление вращением электромотор-колесами.

В связи с этим, предлагается использовать возможность индивидуального управления вращением ведущих колес путем комбинированного способа поворота при маневрировании в стесненных условиях: за счет передних управляемых колес и за счет разности скоростей вращения ведущих колес.

Анализ литературы и основных достижений.

Известные модели поворота колесных и гусеничных машин [1-5] не позволяют учесть большую часть особенностей маневрирования машин в условиях ограниченного пространства рабочих зон карьеров. Кроме того, предлагаемый способ поворота не имеет единой аналитической базы, что затрудняет определение зависимости кинематических показателей поворота от коэффициента сцепления опорной поверхности, который в карьерных условиях играет важную роль, принимая определенный диапазон значений.

Цель и задачи исследования. В связи с вышеизложенным, целью исследования является определение закономерностей движения карьерного самосвала при принудительном управлении вращением ведущих колес.

Для достижения поставленной цели задачами исследования являются:

- определение кинематических закономерностей при комбинированном повороте;
- усовершенствование модели момента сопротивления повороту карьерного самосвала;
- установка закономерности управления вращением ведущими колесами в установившемся режиме поворота;
- определение кинематических показателей поворота в функции коэффициента сцепления опорной поверхности.

Материалы исследования. Выбор базовой модели исследования основан на учете особенностей маневрирования самосвалов при установке под погрузку: малые установившиеся скорости движения, радиусы поворота, близкие к минимальным, низкий коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью.

Поскольку, исходя из принятых допущений, существующие основные модели поворота колесных машин [2-5], могут только частично быть использованы для описания равномерного поворота самосвалов, за основу был принят подход, используемый в теории движения гусеничных машин [1], силовые факторы которого адаптированы для описания поворота колесной машины.

Особенностью кинематических соотношений, свойственных комбинированному способу поворота, является то, что определенному углу поворота управляемых колес соответствует определенное отношение скорости забегающего колеса к скорости отстающего.

Отношение между скоростями ведущих колес (без буксования) и другие кинематические зависимости можно рассматривать, опираясь на теорию движения гусеничных машин [1]:

$$\lambda = \frac{V_3}{V_4} = \frac{\omega_3 \cdot r_{\text{KB}}}{\omega_4 \cdot r_{\text{KB}}} = \frac{\omega_3}{\omega_4}, \quad (1)$$

где λ – отношение скоростей ведущих колес,
 ω_3, ω_4 – угловые скорости ведущих колес, рад/с;
 r_{KB} – радиус ведущего колеса, м.

Тогда, учитывая (1), кинематические показатели поворота в функциях отношения вращения ведущих колес:

$$R_1 = \frac{B_2}{\lambda - 1}; \quad R_2 = \frac{\lambda \cdot B_2}{\lambda - 1}; \quad R = \frac{\lambda + 1}{\lambda - 1} \cdot \frac{B_2}{2}; \quad R_n = \frac{\frac{\lambda}{\cos \gamma_1} \cdot B_2}{\lambda - 1}, \quad (2)$$

где B_2 – колея задних колес, м;
 γ_1 – угол поворота переднего наружного колеса, град;
 R_n – радиус поворота, м;
 R_1 – расстояние от центра поворота до оси внутреннего к нему колеса, м;
 R_2 – то же, до оси наружного колеса, м;
 R – то же, до задней оси, м.

Кроме изменения отношения скоростей на ведущих колесах система управления поворотом должна обеспечивать определенное изменение сил тяги для соответствующего сопротивления опорной поверхности. В связи с этим, для обеспечения равномерного поворота необходимо не только кинематическое

согласование угла поворота управляемых колес с отношением скоростей ведущих колес, но и согласование разницы сил тяги с коэффициентом сцепления опорной поверхности.

Последнее условие можно обеспечить равенством поворачивающего момента и момента сопротивления поворота. Для определения величины момента сопротивления была выделена элементарная площадка в пятне контакта колеса с поверхностью (см. рис. 1). При малых скоростях маневрирования, допустим, что динамический момент сопротивления по величине равен статическому в покое, а центр поворота отпечатка управляемого колеса совпадает с геометрическим центром. Отсюда при любом законе распределения давления на колеса под действием вертикальных нагрузок и формы пятна контакта, величина статического момента сопротивления поворота отдельного колеса определяется, Н м [1]:

$$M_{\text{снi}} = \frac{\varphi}{b_1 \cdot l} \cdot S_i \int_0^l \int_0^{b_1} x dx dy$$

где φ – коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью,

b_1 – ширина пятна контакта, м;

l – длина пятна контакта, м;

S_i – элементарная контактная сила, действующая на колесо со стороны опорной поверхности, Н.

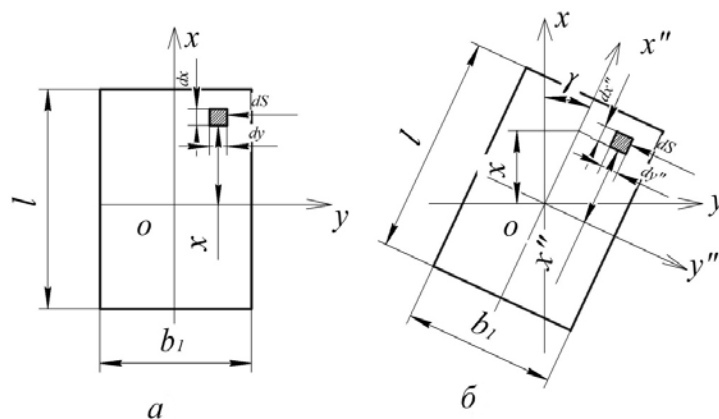


Рисунок 1 – Модель контактной силы, создающей момент сопротивления поворота: a – для неповоротного ведущего колеса; b – для управляемого ведомого колеса.

Тогда модель момент сопротивления поворота карьерного самосвала, которая отличается дополнительным учетом ширины пятна контакта колеса, углов поворота передних управляемых колес, Н·м:

$$M_{\text{сн}} = \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{2 \cdot b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^{b_1} x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)} \right), \quad (3)$$

где m – масса самосвала без груза, кг;

a, b – координаты центра масс, м;

L – колесная база, м.

Исходя из модели момента сопротивления повороту (3), а также кинематических зависимостей (2), выражения для величины тангенциальных реакций на ведущих колесах при равномерном повороте при комбинированной схеме, Н:

$$\left. \begin{aligned} R_{x3} &= \frac{M_{кр4}}{r_d} + \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2} \\ R_{x4} &= \frac{M_{кр3}}{r_d} - \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где $M_{кр4}$, $M_{кр3}$ – крутящий момент на внутреннем и внешнем к центру поворота колесе соответственно, Н·м;

R_{x4} , R_{x3} – тангенциальная реакция на внутреннем и внешнем к центру поворота колесе соответственно, Н;

r_d – динамический радиус колеса, м.

Отношение вращения ведущих колес после математических преобразований можно представить с (2), (3), (4):

$$\Pi = \frac{\frac{M_{кр4}}{r_d} + \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}}{\frac{M_{кр3}}{r_d} - \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}}. \quad (5)$$

Исходя из полученного выражения (5), установлены зависимости кинематических показателей поворота от коэффициента сцепления опорной поверхности и крутящих моментов ведущих колес, м:

$$R_{\Pi} = \frac{\frac{M_{кр3}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{\frac{M_{кр4}}{r_d} - \frac{M_{кр3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}} \cdot \frac{1}{\cos(\gamma_1)} \quad (6)$$

$$R_I = \frac{\frac{M_{кр3}}{r_d} \cdot B_2 - \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{\frac{M_{кр4}}{r_d} - \frac{M_{кр3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}}; \quad (7)$$

$$R = \frac{\frac{M_{кр3}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{M_{кр4}}{r_d} \cdot B_2}{2 \cdot \frac{M_{кр4}}{r_d} - 2 \cdot \frac{M_{кр3}}{r_d} + 4 \cdot \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}}; \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{\frac{M_{кр4}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{\frac{M_{кр4}}{r_d} - \frac{M_{кр3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2} ; \quad (9)$$

Результаты исследований. Моделирование по зависимостям (6)-(9) проведено в среде MathCAD 15 при следующих начальных условиях: колесная машина – карьерный самосвал БелАЗ серии 7513; масса самосвала равна массе в снаряженном состоянии (109,5 т); координаты центра масс определяются перераспределением веса между осями пустой машины (50,9% на 49,1% на переднюю и заднюю ось соответственно), угловая скорость внешнего к центру поворота колеса - 0,556 рад/с; крутящий момент ведущих колес соответствует максимальной величине и остается постоянным в диапазоне скоростей от 1-5 км/час. (0,28-1,39 м/с) по тяговой характеристике карьерного самосвала, установлен максимальный угол поворота передних колес (32 °), размеры пятна контакта колес - 1,06 на 0,85 м, определены в условиях горнотранспортного цеха ОАО «АрселорМитал Кривой Рог» на соответствующей технике

Установлено, что при использовании комбинированной схемы управления минимальный радиус поворота карьерного самосвала БелАЗ серии 7513 на рыхлом грунте при коэффициенте сцепления шины 0,45 максимально может быть уменьшен на 36,9 % (4,8 м) до 8,22 м, на плотном грунте ($\varphi=0,55$) на 44,8 % (5,83 м) до 7,17 м, а на скальном карьерном грунте ($\varphi=0,65$) - на 50,5% (6,57 м) до 6,43 м. Максимальная величина уменьшения минимального радиуса поворота составляет 56,1% (на 7,3 м) до 5,7 м, что соответствует коэффициенту сцепления асфальтобетонных дорог 0,80. Таким образом, диапазон изменения минимального радиуса поворота карьерного самосвала составляет 10,1 - 5,7 м (см. рис. 2).

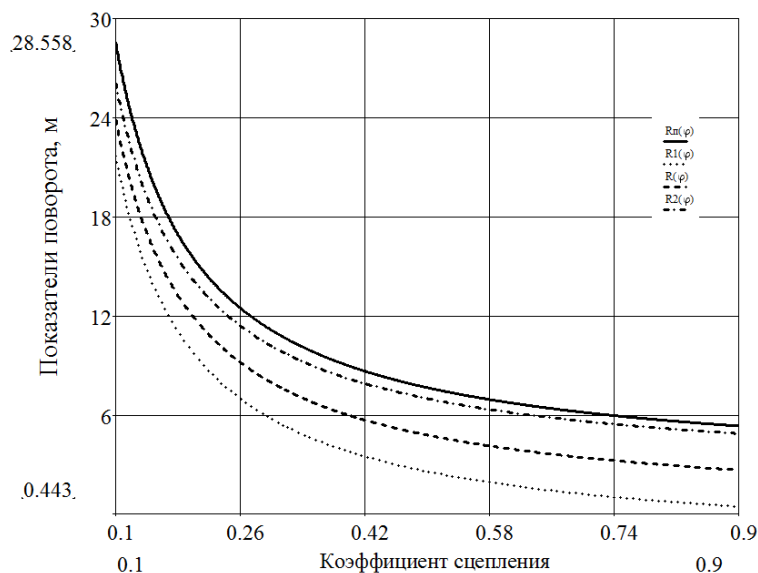


Рисунок 2 – Зависимости показателей маневренности карьерного самосвала от коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью при бесступенчатом регулировании угловых скоростей ведущих колес: R_n – радиус поворота, м; R_1 – расстояние от центра поворота до оси внутреннего к нему колеса, R_2 – то же, до оси наружного колеса, м; R – то же, до задней оси, м.

Выводы. Результаты аналитических исследований движения карьерного самосвала на повороте при использовании силового доворота дополнительно к повороту передних управляемых колес свидетельствуют о возможности значительного повышения показателей маневренности карьерных самосвалов, что особенно важно при маневрировании в стесненных условиях глубоких карьеров.

Список литературы: 1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Забавников Н.А. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с. 2. Рождественский Ю.Л. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию / Ю.Л. Рождественский, К.Ю. Машков // Труды МВТУ. — 1982, № 390. — С. 56-64. 3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г. А.– М.: Машиностроение, 1990.- 352с. 4. Трояновская И.П. Взаимодействие колесного движителя с грунтом на повороте с точки зрения механики / И. П. Трояновская // Тракторы и с.-х. машины. -2011. - №3.- С. 29-35. 5. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics.-2nd edition, SAE International, 2005. 642 p.

Статья поступила в редколлегию 22.04.2013

УДК 622.271

Закономерности движения колесной машины на повороте при принудительном регулировании вращения ведущих колес / Ю. А. Монастырский, В. О. Систук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 65–70. – Бібліогр.: 5 назв.

Наведено можливість примусового управління обертанням ведучих коліс кар'єрних самоскидів для зменшення радіусу повороту при постановці під навантаження. Розглянуто кінематичні співвідношення при комбінованому способі повороту колісної машини, модель моменту опору повороту, закономірність для відношення обертання ведучих коліс при рівномірному повороті. Моделювання за вдосконаленими закономірностями руху дозволило встановити діапазон зміни кінематичних показників повороту кар'єрного самоскида від коефіцієнта зчеплення опорної поверхні при силовому довороті додатково до повороту передніх керованих коліс.

Ключові слова: кар'єрний самоскид, трансмісія, змінний струм, математична модель, радіус повороту, момент опору, коефіцієнт зчеплення, комбінований поворот

There have been showed ability to forced rotation management of pit truck's driving wheels to reduce the turning radius when under load movement. The kinematic relationship with the combined method of wheel machine's turning, the moment of resistance to turning model, the relation for the drive wheel's rotation ratio with steady turning are considered. Simulation for improved relations of motion revealed the range of variation of kinematic indicators of turn of pit truck in accordance of the friction ratio of the area of bearing at force swerve in addition to front managed wheeling.

Keywords: pit truck, transmission, AC, mathematical model, turning radius, moment of resistance, friction ratio, combined turn.

УДК 629.113.004

В. С. КУЗЬМІН, ас. АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», Донецьк

ОЦІНКА РІВНЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ПОСЛУГ АВТОСЕРВІСУ

На основі аналізу раніше виконаних робіт і теоретичних досліджень розроблено модель і систему забезпечення якості послуг підприємства автосервісу. Розглянуто та визначено вимоги та умови формування системи оцінки рівня забезпечення, представлено загальну методику та порядок оцінки. Наведено рекомендації по визначенню коефіцієнта якості забезпечення виробничого процесу і послуги.

Ключові слова: якість послуг, оцінювані параметри, показники якості, методика оцінки.

Вступ. Сучасний період становлення ринкових відносин в Україні характеризується прискоренням реформ і акцентом на формування конкурентоспроможних галузей, які відіграють роль стимуляторів соціально-економічного розвитку регіональних економік і національного господарства в цілому. Роль автосервісної галузі в економіці значна. Автосервіс є одним із основних суб'єктів надання послуг населенню, і одночасно, підприємства формують бюджети регіональних утворень і пропонують робочі місця населенню.

У той же час в країні зберігається високий показник аварійності через незадовільний технічний стан автомобілів. Технічний стан автопарку створює реальну загрозу життю й здоров'ю людей і вимагає посиленої уваги до його забезпечення, реалізації нових підходів до організації і функціонування автосервісу.

Динамічний розвиток ринку послуг, конкуренція на ньому на передній план висувають проблему забезпечення високої якості послуг.

Аналіз основних досягнень і літератури. Виконані раніше роботи показують, що якісне обслуговування автотранспорту істотно впливає на економічне благополуччя підприємства. Так, підприємства автосервісу, оснащені сучасним устаткуванням, які мають ефективну систему управління і використовують передові інформаційно-обчислювальні, організаційно-управлінські, маркетингові технології мають темпи приросту річного обсягу реалізації послуг на 9-13%, а рентабельність продажів на 11-17% вищі ніж рядові підприємства [1, 2, 3]. Для забезпечення економічно стабільної роботи підприємствам автосервісу варто збільшувати попит на свої послуги, розширювати їх номенклатуру при одночасному підвищенні якості. В зв'язку з наведеним підприємства все гостріше відчують потребу в науково обґрунтованих методах і методиках управління якістю послуг.

Відповідно до Міжнародного Стандарту (ДСТУ ISO 9000-2001 - "Системи управління якістю. Основні положення") об'єктами якості крім продукції і послуги можуть бути діяльність або виробничий процес.

Якість це сукупність характеристик продукту (послуги), що відносяться до його здатності задовольняти встановлені і передбачувані потреби споживача [4].

Для оцінки якості послуг використовується ціла гамма показників якості [3, 4, 5]. Основними показниками якості послуг для споживача, є: обстановка в автосервісі (рівень обслуговування клієнтів, комфортність, відношення персоналу тощо); надійність та гарантії якості послуги; психологічні особливості; доступність послуги. Ці показники є визначальними при визначенні цінності послуги споживачем.

Споживач оперує при оцінці рівня послуги цінністю. Цінність – комплексний показник послуги, який формується споживачем на основі аналізу її вартості для нього

© В. С. Кузьмін, 2013

і якості [4, 6]. Послуга потенційно може мати різну вартість, оскільки однаковий рівень якості може бути забезпечений різними витратами виробництва.

Сукупність очікуваних споживачем параметрів якості, наведених вище, залежить від якості, досконалості, забезпеченості процесів формування якості, ефективності управління якістю виробничого процесу і, як результату, послуги.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою досліджень є забезпечення якості автосервісної послуги за рахунок впровадження системи оцінки і управління якістю.

Вирішення задачі. Для забезпечення ефективного управління процесами підприємства, кращої взаємодії між окремими процесами стандарти серії ISO 9000 передбачають, що у кожного процесу повинен бути керівник (власник) – особа, яка відповідає за цей процес. Керівник процесу повинен забезпечувати єдиний підхід всіх учасників процесу, їх відповідальності і повноважень, повинен організовувати взаємодію під час протікання процесу.

Міжнародні стандарти ISO передбачають також комплексний підхід до функціонування і взаємодії процесів. На основі цього можна визначити основні вимоги до моделі системи забезпечення якості автосервісних послуг:

- планування автосервісних послуг повинно здійснюється на основі раціонального розподілу ресурсів і витрат між рівнями управління для досягнення максимального ефекту від функціонування виробничого процесу;
- досягнення запланованого рівня якості послуг забезпечується за умови участі всіх структурних підрозділів підприємства;
- процес забезпечення якості послуг потребує обґрунтованого нормування, чіткої формалізації і конкретизації дій всієї структури виробничого процесу;
- взаємодії елементів виробничого процесу і системи управління повинні здійснюватися як в процесі виробництва, так і на передуючих (забезпечення ресурсами) і наступних після виробництва (експлуатації) етапах;
- основою при забезпеченні якості і виборі управляючих дій (впливів) та реалізації зв'язків є задоволення очікувань споживачів у відповідності з сучасним рівнем розвитку технологічної бази автосервісу;
- процес забезпечення якості повинен здійснюватися на основі обов'язкової оцінки рівня забезпечення і зворотного зв'язку з мінімальною інерцією системи;
- результат забезпечення якості повинен бути взаємовигідним як для споживачів, так і для підприємства;
- забезпечення якості повинно здійснюватись на основі оптимізації витрат підприємством і окремими структурними підрозділами;
- функціонування системи забезпечення і управління якістю автосервісних послуг повинно чітко регламентуватися і визначатися стандартами и нормативно-технічною і довідковою документацією;
- нормативи на забезпечення якості, параметри і характеристики послуг повинні неперервне удосконалюватись з урахуванням розвитку устаткування і технологій, відповідно до очікувань споживачів.

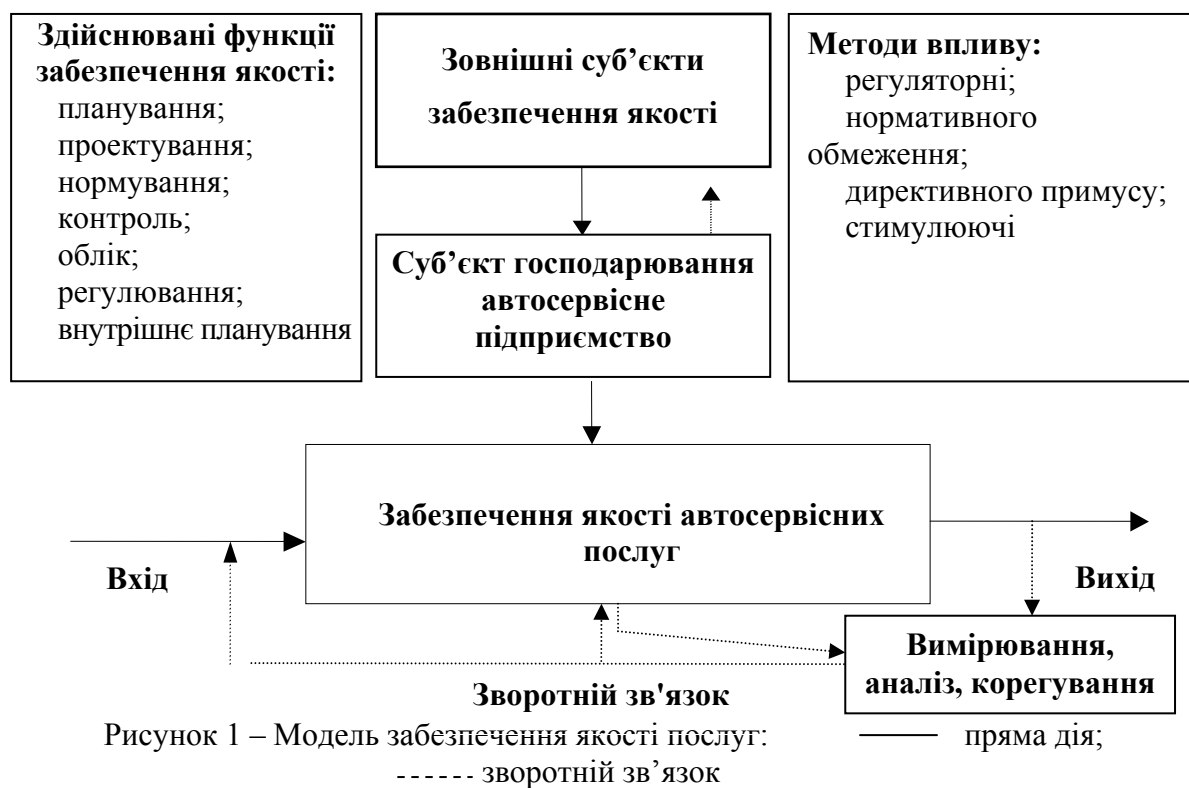
Наведеним вимогам буде відповідати модель системи забезпечення якості наведена на рис.1. Система може ефективно функціонувати за умови постійного моніторингу рівня забезпечення якості, своєчасних корегувальних впливів на процеси виробництва послуг за результатами оцінки окремих процесів і наданої послуги та зворотного зв'язку.

Доцільним вимірником ефективності системи забезпечення якості, є досягнення необхідного гарантованого й бажаного рівня якості автосервісної послуги з урахуванням конкретних умов розвитку технологічних процесів. Ця теза математично може бути формалізована наступним чином:

$$F(Y(t)) \rightarrow F(Y(t))_{\max}, \quad (1)$$

де $F(Y(t))$ – значення функції якості сукупності параметрів і характеристик автосервісної послуги, процесів її забезпечення й відносин між елементами Y у момент часу t .

За своєю природою функція якості $F(Y(t))$ визначається безліччю статичних, динамічних змінних, взаємодія яких носить найчастіше ймовірнісний характер.



Виникає необхідність створення методики математичної оцінки забезпеченості і якості сукупності змінних Y , стосовно до конкретних рівнів управління забезпеченістю з метою конкретизації й наступної концентрації необхідних впливів.

Оцінка рівня забезпечення якості автосервісних послуг передбачає два етапи.

Першим етапом даного процесу є встановлення найбільш вагомих параметрів Y , що максимально точно характеризують склад і формують параметри автосервісної послуги. Відбір факторів здійснювався методом визначення суми рангів за результатами експертного опитування. Групою експертів було відібрано 32 фактори, які належать до шести груп і повністю характеризують рівень забезпеченості якості послуг (табл. 1).

На другому етапі проводиться оцінювання рівня параметрів забезпечення якості. Для цього доцільно застосувати метод експертного оцінювання якості

параметрів забезпечення процесу надання автосервісних послуг [7].

Матриця оцінюваних параметрів авто сервісної послуги може бути представлена як Y_{ij} ,

де i – група параметрів забезпечення сервісної послуги, $i = [1; 6]$;

j – номер параметра, $j = [1; ml]$, ml – кількість параметрів групи i .

Розрахунок окремих оціночних показників здійснюється на базі індивідуальних оцінок експертів за формулою:

$$Y_{ij} = \frac{\sum_{k=1}^n Y_{ijk}}{n} \quad (2)$$

де Y_{ij} – групова експертна оцінка якості параметра ij ;

Y_{ijk} – індивідуальна оцінка якості параметра ij експертом k ;

n – кількість експертів у складі групи.

Для індивідуальної оцінки рівня забезпечення якості параметрів виробництва автосервісних послуг доцільно використати дванадцятибальну шкалу з еталонним мінімумом, що дорівнює шести (див. табл. 1).

Таблиця 1 – Матриця оцінки параметрів забезпечення якості послуги

№ п/п	Оцінювані параметри	Шкала оцінювання													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
1	Загальний стан виробничої бази і технологій підприємства														
1.1	Технічний стан будівель і споруд	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.2	Стан санітарно-технічних комунікацій	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.3	Технічний стан системи енергозабезпечення	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.4	Санітарно-гігієнічний стан приміщень для клієнтів	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.5	Прийнятність будівель для розміщення в ньому підприємства: наявність в приміщеннях зони ТО і ремонту підйомників автомобілів, тельферів тощо	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.6	Рівень (сучасність) технологічних процесів ТО і ремонту	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.7	Забезпеченість виробничого процесу технологічним устаткуванням відповідно до сертифікованих видів послуг	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
2	Рівень кадрового забезпечення виробничого процесу														
2.1	Укомплектованість кадрами відповідної кваліфікації згідно з професійними посадовими інструкціями	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
2.2	Наявність системи організації і обліку підвищення кваліфікації персоналу	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
2.3	Наявність приміщень для працівників	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
2.4	Внутрішня обстановка, доброзичливість і настрої персоналу на обслуговування клієнтів	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
3	Рівень системи нормативного й інформаційного забезпечення виробничого процесу														

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
3.1	Наявність нормативів, стандартів, що забезпечують функціонування підприємства (витрати матеріалів, ресурсів, формування витрат, доходів)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.2	Наявність нормативів, стандартів, що забезпечують функціонування технологічного процесу (норми трудомісткості робіт, норми виробки тощо)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.3	Наявність нормативів, стандартів, що визначають технічний стан автомобіля і його агрегатів)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.4	Наявність інформації про ринок послуг (аналіз результатів опитувань споживачів, їх очікувань, форми і схеми вивчення змін на ринку послуг)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.5	Наявність інформації про ринок запасних частин, матеріалів і ресурсів	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.6	Наявність і рівень системи інформаційного забезпечення (оптимальність схеми обігу документів, табло, реєстратори, монітори для надання інформації працівникам)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.7	Наявність інформаційного табло, моніторів для надання інформації клієнтам	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.8	Наявність системи моніторингу якості й застосування отриманої інформації в роботі	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4	Рівень обслуговування споживачів послуг													
4.1	Надання побутових послуг з нормативним режимом роботи й часом обслуговування	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4.2	Клієнтські приміщення, інтер'єр і обладнання відповідно до функціонального призначення	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4.3	Надання можливості клієнту отримання технічних консультацій	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4.4	Санітарні об'єкти загального користування, обладнані відповідно до функціонального призначення (туалетні кабінки, умивальники тощо)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4.5	Наявність обладнаних місць для відпочинку	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5	Рівень безпеки споживачів і їх майна													
5.1	Наявність протипожежного устаткування й протипожежної сигналізації	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5.2	Цілодобова охорона підприємства	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5.3	Система вентиляції приміщень	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5.4	Внутрішня система інформаційного сповіщення	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5.5	Гарантоване збереження автомобілів і комплектуючих	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5.6	Технічне забезпечення функціонування в кризових умовах (аварійне освітлення, генератори, резервні системи тощо)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
6	Рівень впливу підприємства на навколишнє середовище													
6.1	Наявність систем захисту навколишнього середовища від шкідливих викидів в процесі виробництва послуг	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
6.2	Організація збирання, переробки і утилізації відходів виробництва	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Для підвищення точності оцінки параметрів забезпечення автосервісного обслуговування можна використати більш структуровані шкали, наприклад 20 або 30-ти бальну. Це дозволяє більше диференціювати рівень забезпечення виробництва автосервісних послуг.

За мінімально припустимий рівень забезпечення якості обслуговування доцільно прийняти рівень, достатній для отримання мінімальної задовільної якості (6 балів при 12-ти бальній шкалі). Цей рівень приймається за нормативно допустимий. В межах вибраної множини показників забезпечення якості послуги він складає: $\sum Y_{ij}^n = 192$ бали.

Оцінка експертами стану підприємства полягає в визначенні рівня забезпечення якості послуги, тобто необхідно встановити, в якій мірі підприємство готове надавати послуги маючи прибутки і не наносячи шкоди довкіллю.

Оскільки показників готовності до якісної роботи множина, то доцільно ввести комплексні показники забезпечення якості виробничого процесу автосервісних послуг по кожній складовій виробничого процесу і підприємства в цілому. Динаміка таких показників може розглядатися як один із критеріїв розвитку виробничого процесу і функціонування системи управління якістю послуг. Комплексний показник забезпечення якості K_{zni} по кожній з шести груп діяльності визначається за формулою:

$$K_{zni} = \frac{1}{m_i} \sum_{j=1}^{m_i} \frac{Y_{ij}}{Y_{ij}^n}, \quad (2)$$

$$Y_{ij} \geq Y_{ij}^n, \quad (3)$$

де K_{zni} – комплексний показник забезпечення якості i - ї групи, що характеризує, відповідно, загальний стан виробничої бази й технологій підприємства, рівень системи кадрового забезпечення виробничого процесу, рівень системи нормативного й інформаційного забезпечення виробничого процесу, рівень обслуговування споживачів автосервісних послуг, рівень безпеки споживачів і їх майна на підприємстві, рівень впливу підприємства на навколишнє середовище.

Система забезпечення якості автосервісних послуг підприємства може розглядатися позитивною, якщо реалізуються умова забезпечення якості послуги по всім i (групам) напрямкам діяльності, тобто перевищення по всім напрямкам фактичного рівня забезпечення якості над нормативно допустимим (при допущенні, що вагомість всіх напрямків діяльності і їх показників однаковий). Якщо: $\sum Y_{ij}^n = 192$, то мінімально допустима якість буде забезпечена при фактичному стані множини показників: $\sum Y_{ij} = 192$. І тоді мінімально допустима якість може бути забезпечена у випадку, коли комплексний показник забезпечення якості

$$K_n = \frac{\sum Y_{ij}}{\sum Y_{ij}^n} = \frac{192}{192} = 1. \quad (4)$$

Максимальне значення комплексного показника буде при отриманні вищих оцінок (12 балів) по всій множині показників забезпечення якості $\sum Y_{ij}^{max} = 320$ балів. Верхнє значення комплексного показника забезпечення якості складе:

$$K_n = \frac{\sum Y_{ij}^{max}}{\sum Y_{ij}^0} = \frac{384}{192} = 2, \quad (5)$$

Межі, в яких бажано мати цей коефіцієнт, щоб якість була забезпеченою, повинні складати: $1 \leq K_n \leq 2$.

Комплексний показник в межах $0 \leq K_n \leq 1$ свідчить про не забезпеченість надання якісних послуг. Знаходження показника в інтервалі від 1 до 2 є гарантією надання послуги від мінімально допустимої $K_n = 1$ до максимально якісної $K_n = 2$. Рівень показника за шкалою від 1 до 2 і буде характеризувати умови забезпечення на підприємстві якісних автосервісних послуг. Для перевірки реальності й дієвості методики оцінки забезпечення якості автосервісних послуг, як результату функціонування системи забезпечення якості була проведена її апробація на базі діючих автосервісних підприємств «Алекосервіс» і «Сателіт» м. Горлівки. За результатами проведеної оцінки експертами, були отримані комплексні показники забезпечення якості параметрів автосервісних послуг (табл. 2).

За результатами експериментальних досліджень можна констатувати, що критичними для АСП «Алекосервіс» є 3, 4, і 6 напрямки діяльності. АСП «Сателіт» незадовільно функціонує за напрямками 1 і 4, а також критичним для них є напрямок 3.

Таблиця 2 – Результати оцінки забезпечення якості автосервісних послуг

№ п/п	Об'єкт оцінки (АСП)	Агрегатований показник забезпечення якості за напрямками діяльності						
		1	2	3	4	5	6	За всіма напрямками
1	Алекосервіс	1,27	1,39	1,02	1,03	1,52	1,03	1,210
2	Сателіт	0,94	1,11	1,074	0,78	1,12	1,01	1,006

Висновки. В рамках даного дослідження проведений аналіз і розроблена методика оцінки системи забезпечення якості автосервісних послуг. Вона дає можливість оцінити рівень управління якістю і визначити напрямки подальшого покращення забезпечення якості послуг.

Список літератури: 1. Волгин В. В. Автомобильный дилер: практическое пособие по маркетингу и менеджменту сервиса и запасных частей. – М.: Ось-89, 1997-224с. 2. Кузнецов Е. С. Управление техническими системами. Учебное пособие/ МАДИ (ТУ). – М.:Моск.автом.-дорожн.ин-тут, 1998. – 202 с. 3. Эффективность производства и

предпринимательство в автосервисе: учебное пособие / В. П. Бычков, Н. В. Пеньшин. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. – 304 с. 4. Всеобщее Управление качеством: Учебник для вузов / О. П. Глудкин, Н. М. Горбунов, А. И. Гуров, Ю. В. Зорин; Под ред. О. П. Глудкина. – М.: Радио и связь, 1999. – 600 с.: ил. 5. ДСТУ ISO-9004-2-95. Управління якістю та елементи системи якості: частина 2. Вказівки по послугах. 6. Новицкий Н. И. Организация производства на предприятиях.- М.: Финансы и статистика, 2002. – 39с. 7. Геронимус В. Л. Экономико-математические методы в планировании на автомобильном транспорте. Учебник для техникумов. М., Транспорт – 1977.

Надійшла до редколегії 09.04.2013

УДК 629.113.004

Оцінка рівня забезпечення якості послуг автосервісу / В. С. Кузьмін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 71–78. – Бібліогр.: 7 назв.

На основании анализа ранее выполненных работ и теоретических исследований разработана модель и система обеспечения качества услуг предприятия автосервиса. Рассмотрены и определены требования и условия формирования системы оценки уровня обеспечения, представлена общая методика и порядок оценки. Приведены рекомендации по определению коэффициента качества обеспечения производственного процесса и услуги.

Ключевые слова: качество услуг, оцениваемые параметры, показатели качества, методика оценки.

On the basis of the analysis before the executed works and theoretical researches the model and system of maintenance of quality of services of the enterprise of car-care centre is developed. Requirements and conditions of formation of system of an estimation of level of maintenance are considered and defined, the general technique and an estimation order is presented. Recommendations about definition of factor of quality of maintenance of production and service are resulted.

Keywords: quality of the services, estimated parametres, quality indicators, an estimation technique.

УДК 53.072.127

А. В. ІЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук, доц. ЖДТУ, Житомир
В. Ю. БАЛЮК, аспірант ЖДТУ;
Ю. В. ТРОСТЕНЮК, аспірант ЖДТУ

ОЦІНКА СПОСОБУ УДОСКОНАЛЕННЯ ФІЛЬТРА-НЕЙТРАЛІЗАТОРА ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЯ

Проведено газодинамічний аналіз прототипу системи очищення відпрацьованих газів дизельного двигуна внутрішнього згоряння, визначено оптимальну конструкцію завихрувача фільтра-нейтралізатора відпрацьованих газів дизеля.

Ключові слова: відпрацьовані гази, фільтр-нейтралізатор, завихрувач, комп'ютерне моделювання.

Вступ. Очищення відпрацьованих газів (ВГ), у тому числі від часток сажі, дизельних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) автомобілів є однією з найважливіших екологічних проблем і складним технічним завданням, розв'язок якої залежить від різних факторів. Для оптимізації конструкції, урахування різних факторів і виключення їх впливу на отримані результати на стадії натурних випробувань, потрібно до їх виготовлення провести аналітичний аналіз роботи розроблювальної системи. Для розв'язку даного завдання сьогодні в руках наукових і інженерних співробітників є ряд комплексів для комп'ютерного моделювання різних процесів, у тому числі й таких, як моделювання потоку рідини або газу. У статті розглянута модель процесу фільтрації в розроблювальній системі очищення ВГ з використанням пористих матеріалів та з використанням завихрувача для більш рівномірного розподілу ВГ по площі поперечного перерізу фільтруючого елементу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз літературних джерел [1-3] показав, що для підвищення якості очищення та збільшення строку служби фільтрів-нейтралізаторів дизелів до їх технічного обслуговування широко використовуються різного роду завихрувачі потоку ВГ. Основною задачею даного елемента є рівномірний розподіл ВГ на фільтруючі поверхні пористого матеріалу, що має також знизити протитиск у випускній системі. На відміну від [2-3], де тільки вказується на використання завихрувача, у [1] його конструкція дуже ретельно описана та представлена на ілюстрації. Виходячи з цього, для проведення дослідження за основу для прототипу була взята конструкція фільтра-нейтралізатора описана саме в [1].

Постановка задачі. Провести моделювання роботи прототипу системи очищення ВГ для автомобіля з дизельним ДВЗ в CFD-Комплексі COSMOSFloWorks, визначити параметри його роботи при різних варіантах конструкції завихрувача, знайти оптимальну конструкцію завихрувача, зробити висновки щодо подальшого удосконалення фільтра-нейтралізатора ВГ із завихрувачем.

Матеріали та результати дослідження. За основу конструкції прототипу було взято існуючий фільтр-нейтралізатор, який використовується на багатьох сучасних автомобілях з дизельними ДВЗ, зокрема таких, як FIAT DOBLO, VOLKSWAGEN CADDY тощо. Основними параметрами для дослідження було обрано рівномірність розподілу ВГ по площині поперечного перерізу фільтра безпосередньо перед входом у фільтруючий елемент та загальний гідравлічний опір фільтра-нейтралізатора при різних варіантах конструкції завихрувача. Для визначення цих параметрів було прийняте рішення провести газодинамічний аналіз роботи фільтра-нейтралізатора,

© А. В. Ільченко, В. Ю. Балюк, Ю. В. Тростенюк, 2013

тобто розрахувати фізичні процеси, які відбуваються під час його роботи та шляхом внесення змін у конструкцію оптимізувати їхнє протікання.

Щоб розрахувати зміну фізичних параметрів фільтра у просторі та часі, спочатку треба їх математично змодельовати. Оскільки фізичні процеси – результат дії законів фізики, то найбільш адекватні фізичним процесам математичні моделі являють собою систему диференціальних і/або інтегральних рівнянь, що описують закони фізики, із граничними й початковими умовами, що прив'язують дану математичну модель до поставленої конкретної фізичної задачі, тобто визначають дані фізичні процеси в цій задачі. На рис. 1 представлена розрахункова модель прототипу системи очищення ВГ автомобіля з дизельним ДВЗ з відображеними граничними й початковими умовами. Додатково слід зазначити такі умови:

- параметри матеріалу корпусу та завихрувача відповідають нержавіючій сталі, та взяті з інженерної бази, вбудованої в COSMOSFloWorks;
- параметри ВГ відповідають описаним в [4-5];
- параметри пористості фільтрувального елемента визначені згідно [6].

Оскільки системи диференціальних і/або інтегральних рівнянь, що використано в моделі, звичайно не мають аналітичного розв'язку, вони приводяться до дискретного виду та вирішуються на деякій розрахунковій прямокутній сітці, яка розрізняє області нелінійної поведінки розв'язку даних рівнянь. Саме така методика використовується COSMOSFloWorks [7].

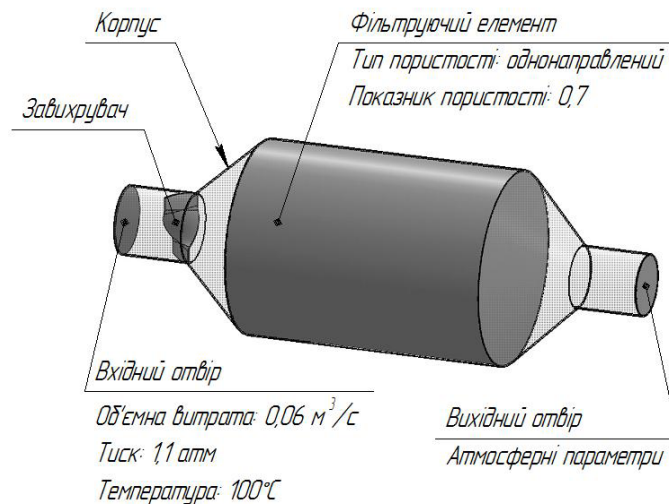


Рисунок 1 – Розрахункова модель прототипу системи очищення ВГ для автомобіля з дизельним ДВЗ в CFD-Комплексі COSMOSFloWorks

В COSMOSFloWorks ВГ представляються як текуче середовище, рух і теплообмін якого моделюються за допомогою рівнянь Нав'є-Стокса, які описують у нестационарній постановці закони збереження маси, імпульсу та енергії цього середовища. Крім того, використовуються рівняння стану компонентів текучого середовища, а також емпіричні залежності в'язкості й теплопровідності цих компонентів середовища від температури. Для моделювання турбулентного протікання ВГ згадані рівняння Нав'є-Стокса в COSMOSFloWorks осереднюються по Рейнольдсу, тобто використовується осереднене по малому масштабу часу вплив турбулентності на параметри потоку, а великомасштабні тимчасові зміни осереднених по малому масштабу часу складових газодинамічних параметрів потоку (тиску, швидкостей,

температури) враховуються введенням відповідних похідних за часом. У результаті рівняння мають додаткові члени – напруги по Рейнольдсу, а для замикання цієї системи рівнянь в COSMOSFloWorks використовуються рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності і її дисипації в рамках $k-\varepsilon$ моделі турбулентності.

Згідно [1] завихрувач являє собою вигнуту по гвинтовій лінії пластину. Для дослідження було вибрано 3 основні геометричні параметри конструкції завихрувача: висота гвинтової частини – A , мм; ширина пластини – B , мм; кут загвинчування – Δ , град. Дані параметри зображено на схемі, яка представлена на рис. 2. В таблиці 1 представлено значення змінних геометричних параметрів для складання конфігурацій конструкції завихрувача.

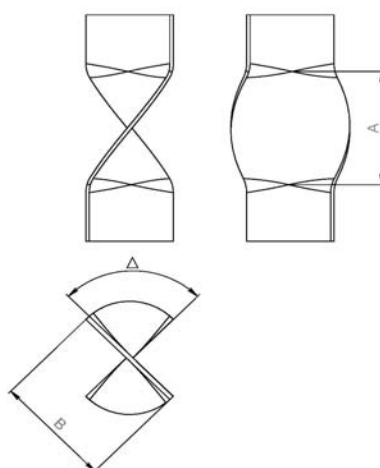


Рисунок 2 – Схема завихрувача зі змінними геометричними параметрами

Таблиця 1 – Значення змінних геометричних параметрів для складання конфігурацій конструкції завихрувача

ЗМІННИЙ ПАРАМЕТР, ОД. ВИМІР.	ЗНАЧЕННЯ ЗМІННОГО ПАРАМЕТРУ	ЗНАЧЕННЯ ІНШИХ ПАРАМЕТРІВ
A , мм	10	$B = 25$ мм $\Delta = 90^\circ$
	20	
	25	
	30	
	40	
B , мм	10	$A = 25$ мм $\Delta = 90^\circ$
	20	
	25	
	30	
	40	
Δ , град	36	$A = 25$ мм $B = 25$ мм
	54	
	72	
	90	
	108	

Оцінка способу удосконалення фільтра-нейтралізатора виконувалася за наступною методикою:

1. Після проведення моделювання роботи прототипу системи очищення ВГ для кожної конфігурації конструкції було отримано зображення полів проекцій швидкостей на поздовжню вісь в площині поперечного перерізу на відстані 5 мм до фільтрувального елемента. Всі значення було розбито на 10 діапазонів. 1-ий діапазон відповідав всім від'ємним значенням швидкості. Інші 9 діапазонів розбивали загальний діапазон значень на рівні частини. На рис. 3 представлено одне з отриманих зображень.
2. Визначено площі кожного з полів на кожному із зображень.
3. Отримані значення площ занесені до протоколу.
4. Проведено аналітичний аналіз отриманих значень. Визначено, що при всіх конфігураціях конструкції завихрувача та без нього спостерігається зворотній потік ВГ у фільтрувальному елементі. Тому за основні параметри для визначення оцінки способу удосконалення фільтра-нейтралізатора було взято значення сумарної площі полів швидкостей з прямим напрямком та загальний гідравлічний опір.
5. Складено порівняльна таблиця основних параметрів для визначення оцінки способу удосконалення фільтра-нейтралізатора (табл. 2), побудовані графіки залежностей параметри для визначення оцінки способу удосконалення фільтра-нейтралізатора від значень змінних параметрів конструкції завихрувача (рис. 4 та 5).
6. Зроблено висновки з аналізу порівняльної таблиці.

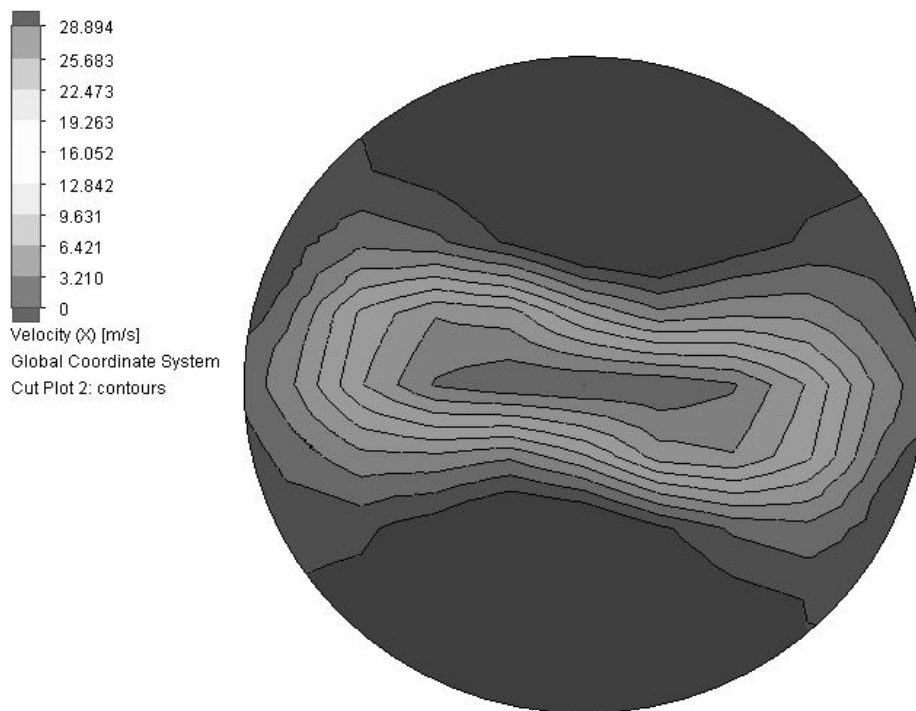


Рисунок 3 – Поля проекцій швидкостей на поздовжню вісь в площині поперечного перерізу на відстані 5 мм до фільтрувального елемента при параметрах завихрувача:
 $A = 25$ мм; $B = 25$ мм; $\Delta = 90^\circ$

Таблиця 2 – Основні параметри для оцінки способу удосконалення фільтра-нейтралізатора

ЗНАЧЕННЯ ЗМІННОГО ПАРАМЕТРУ ЗАВИХРУВАЧА	ВІДСОТКОВА ЧАСТИНА СУМАРНОЇ ПЛОЩІ ПОЛІВ ШВИДКОСТЕЙ З ПРЯМИМ НАПРЯМКОМ, %	ЗАГАЛЬНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ФІЛЬТРА НЕЙТРАЛІЗАТОРА, ПА
A = 10 мм	59	1513
A = 20 мм	59	1379
A = 25 мм	58	1331
A = 30 мм	59	1245
A = 40 мм	60	1146
B = 10 мм	58	954
B = 20 мм	58	1235
B = 25 мм	57	1366
B = 30 мм	56	1435
B = 40 мм	55	1333
$\Delta = 36^\circ$	67	853
$\Delta = 54^\circ$	64	1025
$\Delta = 72^\circ$	61	1177
$\Delta = 90^\circ$	59	1330
$\Delta = 108^\circ$	57	1595
Без завихрувача	46	591

Проаналізувавши, представлені вище результати, можна дійти висновку, що оптимальною конфігурацією завихрувача, який описано в [1], для удосконалення фільтра-нейтралізатора, який використовується на багатьох сучасних автомобілях з дизельним ДВЗ, є конфігурація з такими параметрами $A = 25$ мм, $B = 25$ мм та $\Delta = 36^\circ$. При застосуванні завихрувача даної конфігурації площа розподілу ВГ збільшується на 45,7% при збільшенні гідравлічного опору на 262 Па відносно показників фільтра-нейтралізатора без завихрувача. Підводячи підсумки аналізу отриманих результатів дослідження, можна сказати, що застосування завихрувача дає змогу значно покращити показники очистки ВГ у фільтрах, які використовуються на багатьох сучасних автомобілях з дизельними ДВЗ.

Висновки. 1. Проведено аналіз літературних джерел, в яких описується удосконалення фільтрів-нейтралізаторів ВГ дизелів шляхом розподілу потоку ВГ по площі фільтрувального елементу.

2. Описано розрахункову модель прототипу системи очищення ВГ автомобіля з дизельним ДВЗ з відображеними граничними й початковими умовами, створену у CFD-комплексі COSMOSFloWorks.

3. Описано методику, за якою проводилося дослідження.

4. Представлено результати комп'ютерного моделювання.

5. Проаналізовано результати дослідження.

6. Доведено раціональність застосування завихрувача у фільтрах, які використовуються на багатьох сучасних автомобілях з дизельними ДВЗ.

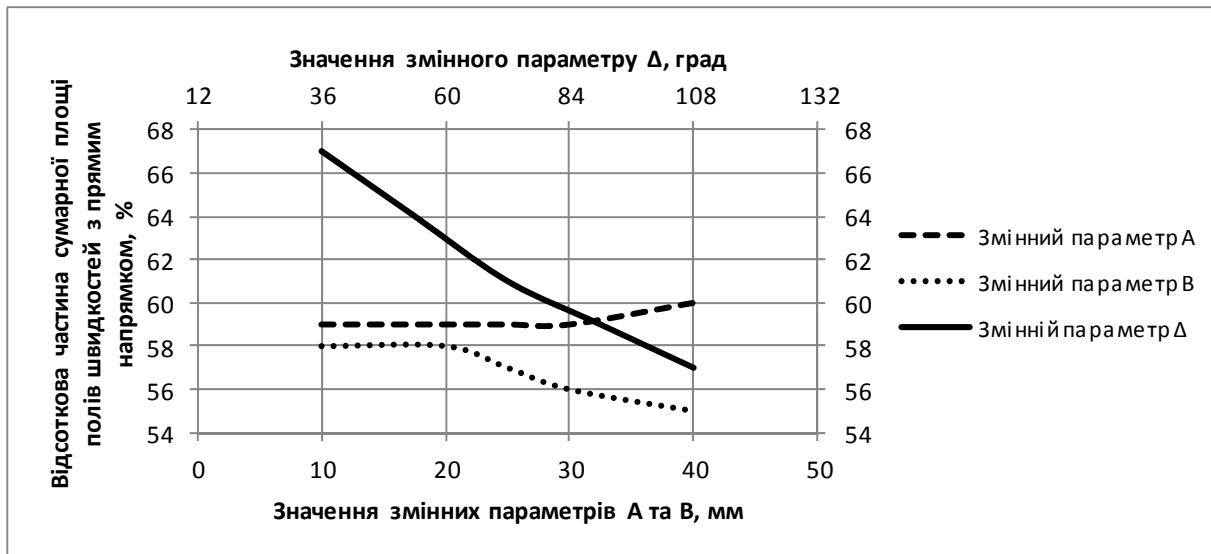


Рисунок 4 – Залежність відсоткової частини сумарної площі полів швидкостей з прямим напрямком від значень змінних параметрів конструкції завихрувача

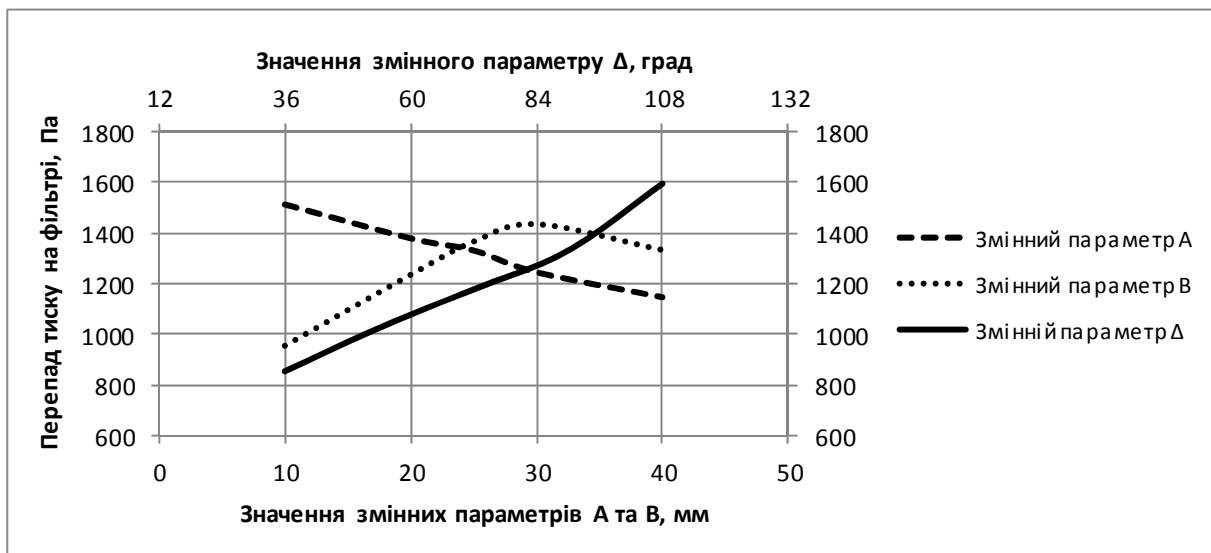


Рисунок 5 – Залежність перепаду тиску на фільтрі від значень змінних параметрів конструкції завихрувача

Список літератури: 1. Нейтрализатор отработавших газов для дизеля : пат. 2280177 Рос. Федерация : МПК F01N3/035 / Поливаев О.И., Байбарин В.А., Божко А.В., Можейко А.В. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Воронежский государственный аграрный университет имени К.Д. Глинки" – 2005105377/06 ; заявл. 24.02.2005 ; опубл. 20.07.2006 – 4 с. : ил. 2. Нейтрализатор отработавших газов : пат. 2175391 Рос. Федерация : МПК F01N3/02 / Гордивский В.Н., Шестаков С.В., Залюбовский А.Ф., Медведев Ю.С. ; заявитель и патентообладатель Военный автомобильный институт – 2000100245/06 ; заявл. 05.01.2000 ; опубл. 27.10.2001 – 3 с. :

ил. **3.** Нейтрализатор отработавших газов : пат. 2433285 Рос. Федерация : МПК F01N3/02 / *Носырев Д.Я., Плетнев А.И.* ; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Самарский государственный университет путей сообщения" – 2010105462/06 ; заявл. 15.02.2010 ; опубл. 27.03.2011 – 3 с. : ил. **4.** *Носырев Д. Я., Просвилов Ю. Е., Росляков А. Д., Фролов С. Г.* Методические указания к выполнению курсовой работы №1 по дисциплине "Локомотивы (общий курс)." – Самара : СамИИТ, 2001. – 24 с. **5.** *Евстигнеев В.В.* Моделирование процессов очистки отработавших газов химических производств и дизельных агрегатов от твердых частиц СВС-фильтрами / *Евстигнеев В.В., Новоселов А.Л., Пролубников В.И., Тубалов Н.П.* // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. №1 – С. 138-143. **6.** *Ильченко А.В.* Спосіб визначення гідравлічного опору пористого матеріалу фільтруючого елемента фільтра відпрацьованих газів / *А.В. Ильченко, В.Ю. Балюк* // Автомобильный транспорт. – 2011. – Вып. 29. – С. 148–151. **7.** SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов и др. – СПб. : БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.

Надійшла до редколегії 08.05.2013

УДК 53.072.127

Оцінка способу удосконалення фільтра-нейтрализатора відпрацьованих газів дизеля / Балюк В.Ю., Тростенюк Ю.В., Ильченко А.В. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 79–85. – Бібліогр.: 7 назв.

Проведено газодинамічний аналіз прототипа системи очистки отработавших газов дизельного двигателя внутреннего сгорания, определено оптимальную конструкцию завихрителя фильтра-нейтрализатора отработавших газов дизеля.

Ключевые слова: отработавшие газы, фильтр-нейтрализатор, завихритель, компьютерное моделирование.

A gas-dynamic analysis of the prototype of cleaning system of exhaust gases of engine was made. The optimum design of the swirler of neutralizer filter of the diesel exhaust gases was determine.

Keyword: exhaust gases, filter-neutralizer, swirl, computer simulation.

УДК 621.318

С. А. ШИНДЕРУК, асп. ХНАДУ, Харьков

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ИНСТРУМЕНТ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОЙ РИХТОВКИ В НИЗКОЧАСТОТНОМ РЕЖИМЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ ПОЛЕЙ

В статье проведено исследование электромагнитных процессов в универсальном инструменте магнитно-импульсной рихтовки – индукционной индукторной системе при работе в низкочастотном режиме действующих полей. Получены аналитические зависимости для расчета линейной плотности тока, индуцированного в листовых металлах вспомогательного экрана и заготовки рассматриваемого инструмента. Построены графические зависимости радиального распределения индуцированных токов.

Ключевые слова: магнитно-импульсная рихтовка, индукторная система, электромагнитные процессы, тонкостенная листовая заготовка, индуцированные токи.

Введение. Индукционные индукторные системы – универсальные инструменты магнитно-импульсной рихтовки впервые были предложены и описаны авторами работы [1]. Их первоначальное назначение состояло в создании сил магнитно-импульсного притяжения немагнитных металлов. Принцип действия был основан на взаимодействии проводников с одинаково направленными токами (закон Ампера). Таковыми являются собственно объект обработки – тонкий металлический лист и дополнительный конструктивный элемент индукторной системы – проводящий вспомогательный экран. Исходя из общих физических соображений, очевидно, что в индукционной индукторной системе с ферромагнитными элементами помимо сил притяжения, обусловленных законом Ампера, обрабатываемая заготовка будет испытывать также и притяжение, обусловленное магнитными свойствами её металла [2, 3].

Во-первых, отмеченное обстоятельство, должно существенно повысить силовую действенность индукционных индукторных систем при обработке ферромагнетиков. Во-вторых, возможность возбуждения сил различной физической природы позволяет говорить об универсальности индукционных индукторных систем, как инструментов для деформирования магнитных и немагнитных металлов [4].

Анализ основных достижений и литературы. Электромагнитные процессы в индукционных индукторных системах с вспомогательным экраном и листовой заготовкой из нержавеющей стали были исследованы авторами работ [2, 5]. Очевидно, что системы с ферромагнитными составляющими представляют не меньший интерес в практике создания действенных инструментов для выполнения производственных операций, где требуется притяжение заданных участков листовых металлов.

Наиболее простой конструктивно и достаточно эффективной представляется индукционная индукторная система с идентичными тонкостенными листовыми экраном и заготовкой [3]. Геометрическая и электродинамическая симметрия такой конструкции инструмента должна обеспечить квадратичную зависимость его силовых характеристик от параметров тока, возбуждающего систему.

Постановка задачи. Цель исследования – исследование электромагнитных процессов в универсальном инструменте магнитно-импульсной рихтовки – индукционной индукторной системе при работе в низкочастотном режиме действующих полей.

Результаты исследований. Для исследования электромагнитных процессов в универсальном инструменте магнитно-импульсной рихтовки зададимся расчётной

© С. А. Шиндерук, 2013

моделью в цилиндрической системе координат, рис. 1.

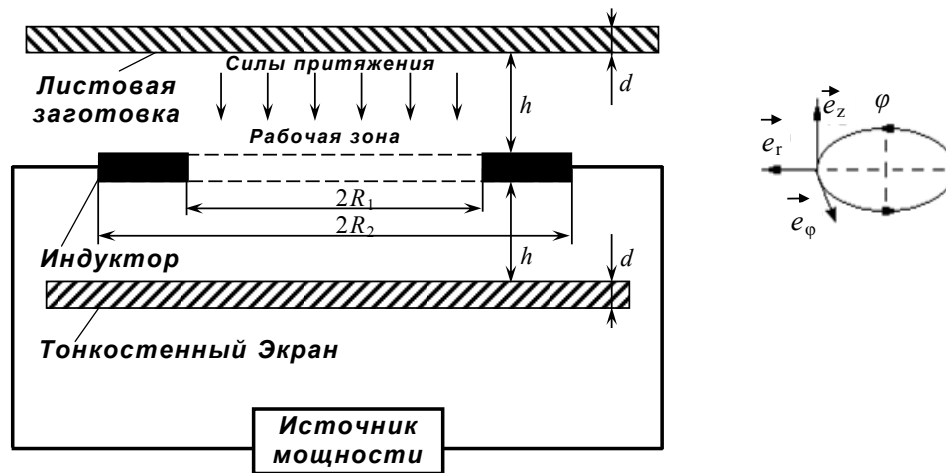


Рисунок 1 – Расчётная модель универсального инструмента магнитно-импульсной рихтовки

При решении примем допущения, аналогичные публикации [3].

В соответствии с расчётной моделью (рис. 1) составляются уравнения Максвелла для возбуждаемых составляющих вектора электромагнитного поля ($E_\varphi \neq 0, H_r, z \neq 0$).

$$\begin{cases} \frac{\partial H_r(p, r, z)}{\partial z} - \frac{\partial H_z(p, r, z)}{\partial r} = j_\varphi(p, r, z); \\ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot E_\varphi(p, r, z)) = -\mu_0 \cdot p \cdot H_z(p, r, z); \\ \frac{\partial E_\varphi(p, r, z)}{\partial z} = \mu_0 \cdot p \cdot H_r(p, r, z); \end{cases} \quad (1)$$

где p – параметр преобразования Лапласа;

$$E_\varphi(p, r, z) = L\{E_\varphi(t, r, z)\}; \quad H_{r, z}(p, r, z) = L\{H_{r, z}(t, r, z)\};$$

$$j_\varphi(p, r, z) = L\{j_\varphi(t, r, z)\}.$$

Обратимся к физической идеализации, низкочастотного режима, когда листовые металлы прозрачны для действующих полей [1, 2, 6, 7]:

$$\omega \cdot \tau \ll 1 \quad (2)$$

где ω – круговая частота возбуждающего сигнала;

$\tau = \mu_r \cdot \mu_0 \cdot \gamma \cdot d^2$ – характерное время диффузии поля в магнитный проводящий слой;

γ – удельная электропроводность;

μ_r – относительная магнитная проницаемость.

Заметим, что данная идеализация представляется весьма интересной именно для практики, несмотря на невозможность её строгой реализации. В первую очередь она интересна тем, что позволяет получить простые и наглядные математические иллюстрации протекающих электродинамических процессов и выработать ориентиры, к которым следует стремиться при создании реальных индукторных систем для

магнитно-импульсного притяжения металлов с разными электрофизическими свойствами.

Решая составленные уравнения Максвелла (1) известными математическими методами [2, 6, 7], во избежание громоздкости в изложении, опустим промежуточные выкладки, и запишем окончательное выражение для напряжённости электромагнитного поля.

Выполнение неравенства (2) допускает упрощение зависимости для продольного волнового числа в металле $q(p, \lambda)$.

$$|p \cdot \mu \cdot \gamma| \ll \lambda^2 \Rightarrow q(p, \lambda) = \sqrt{\lambda^2 + p \cdot \mu \cdot \gamma} \approx \lambda^2. \quad (3)$$

С учётом (3) выражения для компонент вектора напряжённости электромагнитного поля, возбуждаемого в листовых металлах, принимают вид:

$$E_{\varphi}^{(2)}(p, r, \zeta) \approx \frac{(\mu_r \cdot \mu_0)}{2} \cdot (p \cdot j(p)) \cdot \int_0^{\infty} f(\lambda) \cdot J_1(\lambda r) \cdot \frac{(\mu_r \cdot sh(\lambda \cdot (\zeta - d)) - ch(\lambda \cdot (\zeta - d)))}{sh(\lambda d) \cdot [\mu_r^2 \cdot sh(\lambda h) + ch(\lambda h)] + \mu_r \cdot e^{\lambda h} \cdot ch(\lambda d)} \cdot d\lambda. \quad (4)$$

$$H_r^{(2)}(p, r, \zeta) = \frac{j(p)}{2} \cdot \int_0^{\infty} f(\lambda) \cdot \lambda \cdot J_1(\lambda r) \cdot \frac{(\mu_r \cdot ch(\lambda \cdot (\zeta - d)) - sh(\lambda \cdot (\zeta - d)))}{sh(\lambda d) \cdot [\mu_r^2 \cdot sh(\lambda h) + ch(\lambda h)] + \mu_r \cdot e^{\lambda h} \cdot ch(\lambda d)} \cdot d\lambda. \quad (5)$$

$$H_z^{(2)}(p, r, \zeta) = -\frac{j(p)}{2} \cdot \int_0^{\infty} f(\lambda) \cdot \lambda \cdot J_0(\lambda r) \cdot \frac{(\mu_r \cdot sh(\lambda \cdot (\zeta - d)) - ch(\lambda \cdot (\zeta - d)))}{sh(\lambda d) \cdot [\mu_r^2 \cdot sh(\lambda h) + ch(\lambda h)] + \mu_r \cdot e^{\lambda h} \cdot ch(\lambda d)} \cdot d\lambda. \quad (6)$$

где $J_1(\lambda r)$, $J_0(\lambda r)$ – функции Бесселя первого и второго порядка соответственно;

$j(p)$ – изображение плотности тока;

$$f(\lambda) = \int_0^{\infty} f(r) \cdot J_1(\lambda r) \cdot r \cdot dr.$$

Выражение (4) помножим на удельную электропроводность металла – γ и проинтегрируем по переменной $\zeta \in [0, d]$.

После обратного преобразования Лапласа и выполнения необходимых тождественных преобразований находим линейную плотность тока, индуцированного в листовых металлах вспомогательного экрана и заготовки.

$$J_{\varphi}(\varphi, r) = \frac{(\mu_r \cdot \mu_0 \cdot \gamma)}{2} \cdot j_m \cdot \frac{dj(t)}{dt} \cdot \int_0^{\infty} \frac{f(\lambda) \cdot J_1(\lambda r)}{\lambda} \cdot d\lambda.$$

$$\cdot \frac{(\mu_r \cdot (1 - ch(\lambda d)) - sh(\lambda d))}{sh(\lambda d) \cdot [\mu_r^2 \cdot sh(\lambda h) + ch(\lambda h)] + \mu_r \cdot e^{\lambda h} \cdot ch(\lambda d)} \cdot d\lambda, \quad (7)$$

где j_m и $j(t)$ – амплитуда и временная зависимость линейной плотности тока в индукторе.

Результаты исследований. Достоверность полученных расчетных соотношений подтверждается предельными переходами к хорошо известным состояниям электродинамических характеристик, описанных в [2, 8].

Проанализируем полученные результаты.

Пусть $\mu_r = 1$. Из выражения (7) получаем, что

$$J_\varphi(\varphi, r) \approx -\frac{\mu_0 \cdot \gamma}{2} \cdot j_m \cdot \frac{dj(t)}{dt} \cdot \int_0^\infty f(\lambda) \cdot e^{-\lambda h} \cdot \frac{(1 - e^{-\lambda d})}{\lambda} \cdot J_1(\lambda r) d\lambda. \quad (8)$$

Интересно отметить, что результат (8) полностью совпадает с аналогичной зависимостью для индуцированного тока в системе из кругового витка и одиночного проводящего немагнитного тонкостенного листа, полученной в [8].

Физически, это совпадение легко объяснимо. Как в случае индуктор – листовой металл [8], так и в рассматриваемом случае листовой металл – индуктор – листовой металл, имеет место интенсивное проникновение, и листовые металлы прозрачны для действующих полей. Их влияние на протекающие электромагнитные процессы несущественно, поэтому и индуцированные токи одинаковы.

Из выражений (5), (6) после перехода в пространство оригиналов находим соотношения для r – и z – компонент напряжённости магнитного поля.

$$H_r^{(2)}(t, r, \zeta) = \frac{j_m}{2} \cdot j(t) \cdot \int_0^\infty f(\lambda) \cdot e^{-\lambda(h+\zeta)} \cdot \lambda \cdot J_1(\lambda r) \cdot d\lambda. \quad (9)$$

$$H_z^{(2)}(p, r, \zeta) = \frac{j_m}{2} \cdot j(t) \cdot \int_0^\infty f(\lambda) \cdot e^{-\lambda(h+\zeta)} \cdot \lambda \cdot J_0(\lambda r) \cdot d\lambda. \quad (10)$$

Формулы (9), (10) также совпадают аналогами в работе [8].

Основным результатом проведенного анализа полученных результатов для $\mu_r \rightarrow 1$ является вывод об их достоверности (подтверждается предельным переходом к немагнитным металлам).

Теперь, экран и заготовка – ферромагнитные листовые металлы, пусть $\mu_r \gg 1$.

Из формулы (7) находим линейную плотность индуцированного тока.

$$J_\varphi(t, r) \approx -\frac{\mu_0 \cdot \gamma}{2} \cdot j_m \cdot \frac{dj(t)}{dt} \cdot \int_0^\infty \frac{f(\lambda)}{\lambda \cdot sh(\lambda h)} \cdot th\left(\frac{\lambda d}{2}\right) \cdot J_1(\lambda r) \cdot d\lambda. \quad (11)$$

Пусть $(\lambda \cdot h) \gg 1$, то есть, листовые ферромагнетики расположены достаточно далеко от индуктора (и соответственно, далеко друг от друга).

Из (11) предельным переходом получаем, что

$$J_\varphi(t, r) \approx -\mu_0 \cdot \gamma \cdot j_m \cdot \frac{dj(t)}{dt} \cdot \int_0^\infty \frac{f(\lambda) \cdot e^{-\lambda h}}{\lambda} \cdot th\left(\frac{\lambda d}{2}\right) \cdot J_1(\lambda r) \cdot d\lambda. \quad (12)$$

Зависимость (12) совпадает с результатом, полученным в [2, 8] для индукторной системы из соленоида над тонкостенным листовым ферромагнетиком.

Физически, это означает, что при удалении листовых экрана и заготовки их влияние на процессы возбуждения индуцированных токов не существенно. Оно идентично ситуации, когда имеет место один листовой, но ферромагнитный металл.

Опять же, при достаточной тонкостенности экрана и заготовки, когда $(\lambda \cdot d) \ll 1$, и достаточной удалённости, когда $(\lambda \cdot h) \gg 1$, формула (11) переходит в зависимость (8). Здесь нет влияния ни магнитных свойств, ни листовых металлов вообще на возбуждение индукционной индукторной системы.

Если $(\lambda \cdot h) \ll 1$, листовые ферромагнетики расположены достаточно близко к индуктору и друг к другу.

В этом случае из (11) получаем, что

$$J_{\varphi}(t, r) \approx \frac{1}{h} \cdot \left(-\frac{\mu_0 \cdot \gamma}{2} \cdot j_m \cdot \frac{dj(t)}{dt} \cdot \int_0^{\infty} \frac{f(\lambda)}{\lambda^2} \cdot th\left(\frac{\lambda d}{2}\right) \cdot J_1(\lambda r) \cdot d\lambda \right). \quad (13)$$

Как видно из (13), при существенной значимости магнитных свойств листовых экрана и заготовки величина индуцированного тока будет обратно пропорциональна расстоянию между ними.

В количественном плане отношение амплитуд индуцированных токов как функция расстояния до витка индуктора для листовых металлов экрана и заготовки в рассмотренных предельных физических ситуациях ($\mu_r \gg 1$ и $\mu_r = 1$) иллюстрируется кривой на рис. 2.

Вычисления проведены для радиальной координаты в центре витка индуктора – $r = (R_1 + R_2)/2 \cdot R_2$ при $R_1 = 0,025$ м, $R_2 = 0,035$ м, $h = 0,001$ м, $d = 0,001$ м, $\gamma = 0,4 \cdot 10^7$ 1/Ом·м (сталь).

Физически, рост индуцированных токов в рассмотренной конструкции индукторной системы можно объяснить тем, что при больших μ_r и малых h возбуждаемое поле пусть слабо (ведь металлы «прозрачны»), но всё же должно концентрироваться во внутренней полости между листовыми ферромагнетиками.

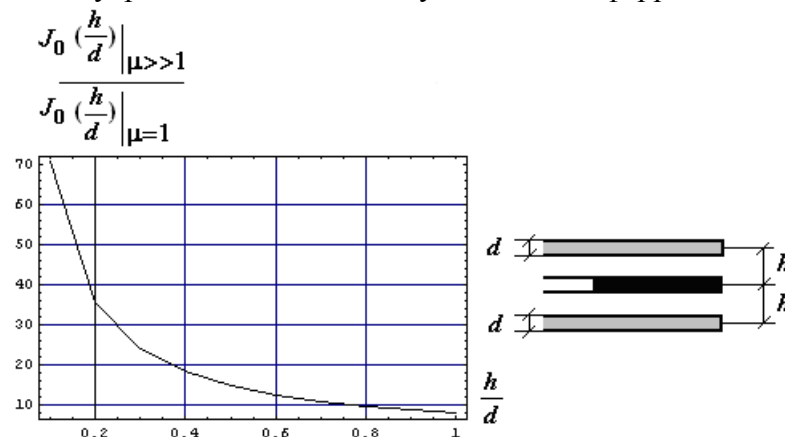


Рисунок 2 – Отношение амплитуд индуцированных токов.

Для систем с одиночным листовым ферромагнетиком величина индуцированных токов не должна зависеть от численного значения магнитной проницаемости металла листа [2]. Физически, этот результат и его отличие от предыдущего вывода можно

объяснить рассеянием (а не концентрацией, как в случае двух ферромагнетиков) энергии возбуждаемого поля в свободном полупространстве.

Практически же, отмеченная особенность в возбуждении индуцированных токов для систем с двумя листовыми ферромагнетиками позволяет ожидать более высокие силовые показатели в сравнении с системами, где листовые металлы не обладают магнитными свойствами.

Графическими зависимостями радиального распределения индуцированных токов на рис. 3 завершается анализ процессов их возбуждения.

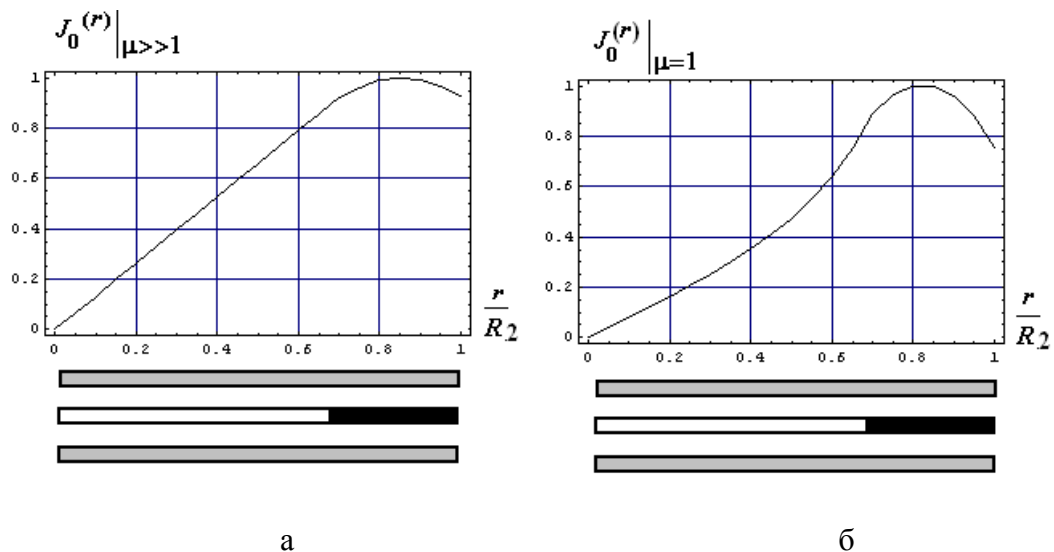


Рисунок 3 – Радиальное распределение амплитуд индуцированных токов:
а – ферромагнитные экран и заготовка, б – немагнитные экран и заготовка

Выводы. Основные результаты проведенных вычислений сводятся к следующим положениям:

1. Проведено исследование электромагнитных процессов в универсальном инструменте магнитно-импульсной рихтовки – индукционной индукторной системы при работе в низкочастотном режиме действующих полей.

2. Получены аналитические зависимости для расчета линейной плотности тока, индуцированного в листовых металлах вспомогательного экрана и заготовки рассматриваемого инструмента.

3. Построены графические зависимости радиального распределения индуцированных токов для ферромагнитного и неферромагнитного экрана и заготовки рассматриваемого инструмента.

4. В низкочастотном режиме индукционной индукторной системы с идентичными ферромагнитными конструктивными составляющими за счёт их магнитных свойств возможно повышение эффективности силового взаимодействия вспомогательного экрана и обрабатываемого объекта в целом.

Список литературы. 1. Батыгин Ю. В. Физические основы возможных направлений развития магнитно-импульсной обработки тонкостенных металлов / Ю. В. Батыгин, В. И. Лавинский, Л. Т. Хименко // Электротехніка і електромеханіка. – Харків, 2004. – № 2. – С. 80-84. 2. Туренко А. Н. Импульсные магнитные поля для прогрессивных

технологий. Том 3. Теория и эксперимент притяжения тонкостенных металлов импульсными магнитными полями / Туренко А. Н., Батыгин Ю. В., Гнатов А. В. ; монография. – Харьков : ХНАДУ, 2009. – 240 с. 3. Батыгин Ю. В. Электромагнитные процессы в симметричных индукционных системах с идентичными ферромагнитными тонкостенными экраном и листовой заготовкой / Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов, Щ. В. Арсун [и др.] // Электротехника і електромеханіка. – Х. : НТУ "ХП". – № 4 – С. 50–53. 4. Пат. 78243 України, В21 Д 26/14. Спосіб магнітно-імпульсного притягання металевих заготовок індукторною системою з двома прямокутними витками та тонким экраном / Батигін Ю. В., Гнатов А. В., Чаплигін Є. О., Шиндерук С. О., Щіголева С. О., Сабокар О.С. ; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. ун-т. – № u 2012 11043 заявл. 24.09.2012; опубл. 11.03.2013, Бюл. № 5. 5. Батыгин Ю.В. Цилиндрическая индукционная индукторная система для притяжения тонкостенных листовых металлов / Батыгин Ю.В., Бондаренко А.Ю., Чаплыгин Е.А. // Авиационно-космическая техника и технология. – Х., 2007. – №11 (47), – С.109–117. 6. Батыгин Ю. В. Магнитно-импульсное притяжение/отталкивание тонкостенных листовых ферромагнетиков / Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов // Электричество. – М., 2012. – № 8. – С. 58–65. 7. Batygin Yuri V. Pulsed electromagnetic attraction of sheet metals – Fundamentals and perspective applications / Yuri V. Batygin, Sergey F. Golovashchenko, Andrey V. Gnatov // Journal of Materials Processing Technology. – Elsevier. – 2013. – № 213 (3). – P. 444–452. 8. Батыгин Ю. В. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий / Батыгин Ю. В., Лавинский В. И., Хименко Л. Т. – Т. 1.; под ред. проф. Ю.В. Батыгина. – [2-е изд.] – Харьков: МОСТ-Торнадо, 2003. – 288 с.

Поступила в редколлегию 10.05.2013

УДК 621.318

Универсальный инструмент магнитно-импульсной рихтовки в низкочастотном режиме действующих полей / С. А. Шиндерук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 86–92. – Бібліогр.: 8 назв.

У статті проведено дослідження електромагнітних процесів в універсальному інструменті магнітно-імпульсного рихтування - індукційній індукторній системі при роботі в низькочастотному режимі діючих полів. Отримані аналітичні залежності для розрахунку лінійної щільності струму, індукованого в листових металах допоміжного екрану і заготовки даного інструменту. Побудовані графічні залежності радіального розподілу індукованих струмів.

Ключові слова: магнітно-імпульсне рихтування, індукторна система, електромагнітні процеси, тонкостінна листова заготовка, індуквані струми.

Conducted a research of electromagnetic processes in the universal tool of magnetic-pulse straightening - induction inductor the system. It works in the low-frequency regime of effective fields. The analytical dependence received for calculation of the linear current density induced in sheet metals subsidiary of the screen and workpiece of this tool. A graph dependence of radial distribution of induced currents constructed.

Key words: magnetic-pulse straightening, inductor system, electromagnetic processes, thin-walled sheet workpiece, induced currents.

УДК 621.436

С. И. ТЫРЛОВОЙ, канд. техн. наук, доц. ВНУ им. В. Даля, Луганск

К МОДЕЛИРОВАНИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Представлены некоторые результаты моделирования переходных процессов высокооборотного дизеля при различных износах плунжерных пар и при использовании топлив различной вязкости, а также проведено сравнение основных показателей переходных процессов двигателей с различными регуляторами. Показано, что динамические показатели двигателя с различными типами регуляторов одинаковы, расход топлива в переходном процессе для ДВС с электронным регулятором меньше на 26% и отсутствует недожог топлива. Износ плунжерных пар ТНВД увеличивает длительность начальной фазы переходного процесса, в дальнейшем отличий нет. При использовании кислородосодержащих биотоплив (БТ) динамические показатели двигателя улучшаются (5 - 7%) при соответствующем увеличении расхода БТ.

Ключевые слова: дизели, переходные процессы, регуляторы, цикловая подача топлива, разгон.

Вступление. Переходные процессы (ПП) занимают значительную часть времени работы автомобильного двигателя. Поэтому затраты топлива на этих режимах являются важной составляющей эксплуатационного расхода.

В автохозяйствах страны широко используются экономичные высокооборотные дизели с распределительными топливными насосами (ТНВД), оснащенные механическими или электронными регуляторами. В эксплуатации этих ДВС могут иметь место значительные износы плунжерных пар, использование топлива различного состава, в том числе биотоплив. Как это влияет на расход топлива и динамические показатели двигателя и автомобиля? Такие сведения в доступной литературе отсутствуют. В настоящей работе выполнено моделирование переходных процессов высокооборотного дизеля с механическим и электронным регуляторами при различных износах плунжерных пар и при использовании топлив разной вязкости.

Анализ последних исследований и публикаций. Устройство механических и электронных систем регулирования и их функционирование достаточно хорошо описано во многих работах, например [1-5]. Ведущими исследовательскими фирмами разработаны программные комплексы для моделирования работы топливной аппаратуры (ТА), в том числе с электронным управлением. Весьма подробное и тщательное моделирование предоставлено русским расчетным комплексом «Дизель», который содержат модули расчета ТА и рабочего процесса дизеля [6]. В работах [7,8] даны зависимости физических параметров топлива (плотность, вязкость, сжимаемость) от текущего давления в процессе впрыскивания топлива, а так же теплотворные свойства биотоплив. Результаты моделирования [9] показали, что при переходных режимах высокооборотных дизелей координата дозатора далеко неоднозначно определяет величину цикловой подачи топлива ($V_{Ц}$). Последняя зависит так же от: частоты вращения, давления топлива в корпусе насоса, конструкции и износа нагнетательных клапанов, остаточного давления в трубопроводе высокого давления, износа плунжерных пар, вязкости топлива. В работе [10] показаны требования при определении эксплуатационного расхода топлива, где значительную часть режимов представляют переходные процессы разгона автотранспортных средств.

Для нахождения эксплуатационных расходов топлива транспортных средств необходимо моделировать множество переходных и установившихся режимов в пределах городских и магистральных циклов. Поэтому, простое использование

© С. И. Тырловой, 2013

результатов названных работ может оказаться недостаточно эффективным для анализа эксплуатационных режимов автотракторных дизелей.

Цель статьи – получить инструмент для определения, в известном приближении, экономических и динамических показателей высокооборотного дизеля на основе разработки имитационной модели переходных процессов, позволяющей учитывать тип регулятора частоты вращения и такие эксплуатационные факторы как износ плунжерных пар и вид топлива.

Материалы и результаты исследований. Модель ПП состоит блоков расчета текущих параметров регулятора частоты вращения (координата дозатора подачи топлива) и динамики ДВС, (как отсоединенного дизеля от автомобиля - свободные ПП - так и связанного с автомобилем) в комбинации с аппроксимирующими зависимостями для определения мгновенных значений $V_{ц}$, расхода и коэффициента избытка воздуха.

При счете переходного процесса дизеля с механическим регулятором координата дозатора z , определяемая силами деформаций пружин $E(\phi, z)$ и центробежными силами грузов $A(\omega, z)$, находится согласно работе [11] из уравнения:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial u} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_z,$$

где T – кинетическая энергия системы, $Q_z = A(\omega, z) - E(\phi, z) - \theta \frac{dz}{dt}$ – обобщенная сила; θ – фактор гидродинамического трения; $u = dz / dt$.

В электронном регуляторе [12] скорость дозатора U_h (пренебрегая малой инерционностью исполнительных механизмов) пропорциональна отклонению частоты вращения вала ДВС (n) от заданного значения (n_0):

$$U_h = K_1 \cdot (n - n_0) / n_0 + K_2 \cdot d\omega / dt,$$

где K_1 – максимальная скорость перемещения дозатора ($K_1 = 0,4 \dots 1 \text{ м/с}$); K_2 – коэффициент усиления по 2-му каналу регулирования – угловому ускорению вала $d\omega/dt$ ($K_2 = 0,0001 \text{ м·с}$).

Для обеспечения бездымной работы дизеля координата дозатора $h_{от}$ не должна превышать предельного значения h_{max} , аппроксимирующие выражения для которого имеют вид (для дизеля 4Ч91/95 без турбонаддува):

$$h_{max} = (a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot y + a_4 \cdot y^2 + a_5 \cdot x \cdot y + a_0) \cdot 10^{-4},$$

где $a_0 = 9.082$; $a_1 = -0.608$; $a_2 = 0.023$; $a_3 = 0.256$; $a_4 = -0.00116$;

$a_5 = -0.00172$; $x = n/200$; $y = V_{max} 10^6$.

Вычисление предельной для данного режима и топлива цикловой подачи V_{max} производится следующим образом.

$$V_{max} = Gt_{max} / (Z_c \cdot n \cdot 30),$$

где Gt_{max} – максимально допустимый по пределу дымления на данном режиме часовой расход топлива; Z_c – число цилиндров; $Gt_{max} = G_B / \alpha_{min} / L_o$.

По координате дозатора определяется цикловая подача топлива $V_{ц}$. Так, например, зависимость $V_{ц}(z, n)$ при вязкости топлива 16 сСт и максимальных утечках в плунжерной паре имеет вид:

$$V_{ц} = a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot y + a_4 \cdot y^2 + a_5 \cdot x \cdot y + a_0,$$

где $y = z \cdot 10$ (z – положение дозатора в мм), $x = n/200$ (n – частота вращения коленчатого вала); $a_0 = -16.436$; $a_1 = 3.048$; $a_2 = -0.097$; $a_3 = 1.502$; $a_4 = 0.094$; $a_5 = -0.093$; $V_{ц}$ – в мг.

На рис. 1 показано влияние вязкости топлива на изменение $V_{ц}$ при постоянной координате дозатора для предельно изношенной плунжерной пары. Вязкость дизельного топлива (ДТ) 4сСт, максимальная вязкость биотоплива (БТ) 20 сСт.

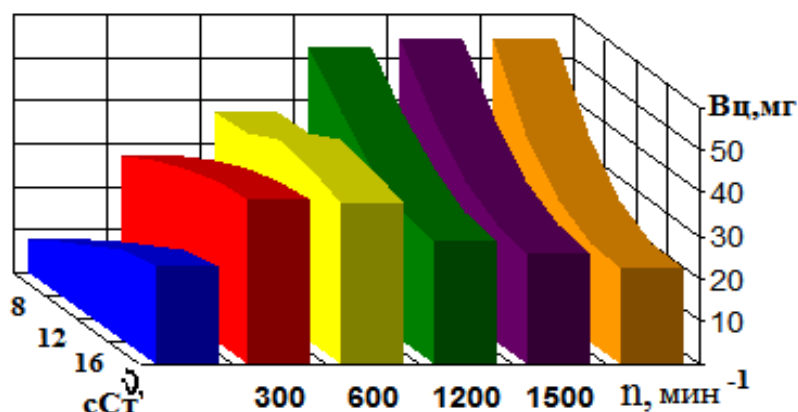


Рисунок 1 – Зависимость цикловой подача топлива от частоты вращения ТНВД и вязкости для предельно изношенной плунжерной пары при положении дозатора $z = 1,5$ мм

Моделирование рабочего процесса дизеля осуществлено с использованием методики Глаголева Н.М. (метод объемного баланса) для расчета газообмена и Гриневецкого-Мазинга для расчета рабочего цикла с уточненными коэффициентами для применения ее в широком диапазоне изменений нагрузки и частоты вращения. Последняя принята в расчете не только как наиболее простая, но и как весьма универсальная с ограниченным набором выбираемых коэффициентов.

По результатам моделирования рабочего цикла получены аппроксимирующие выражения для расхода воздуха G_B и крутящего момента M двигателя (с использованием Mathcad 11) в зависимости от коэффициента избытка воздуха (α), частоты вращения коленчатого вала с учетом вязкости топлива (ДТ – дизельное, БТ – биотопливо) и износа топливной аппаратуры. Например, для дизеля 4Ч91/95 получены выражения:

$$M = -48,613 \cdot \alpha + 2,739 \cdot \alpha^2 + 0,01443 \cdot n - 3,4 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 0,00037 \cdot \alpha \cdot n + 199,86 \quad (\text{ДТ});$$

$$M = -52,509 \cdot \alpha + 2,99 \cdot \alpha^2 + 0,01466 \cdot n - 3,5 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 0,00035 \cdot \alpha \cdot n + 212,8 \quad (\text{БТ}).$$

Для расхода воздуха G_B применительно к дизелю 4D56 (4Ч91/95) получено:

$$G_B = -0.000005746477 \cdot n^2 + 0.09481819 \cdot n - 6.709383.$$

Текущая угловая скорость коленчатого вала:

$$\omega = \omega + dt \cdot (M - M_c) / J_D,$$

где J_D – приведенный к оси коленчатого вала момент инерции ДВС и установки; M_c – момент сопротивления вращению коленчатого вала. Для автомобиля J_D включает массу автомобиля M_a , кинетическую энергию вращающихся масс T и общее передаточное отношение $i_s = i_{гп} \cdot i_{кпп}$ ($i_{гп}$ – для главной передачи, $i_{кпп}$ – для коробки переключения передач) между валом двигателя и колесами радиусом R_k :

$$J_D = (1 + \beta) \cdot M_A \cdot \left(\frac{R_k}{i_s}\right)^2,$$

где $\beta = 2 \cdot T / (M_a \cdot V_a^2)$; V_a – скорость автомобиля.

Приведенные расчетные зависимости позволяют моделировать переходные процессы высокооборотного дизеля, в том числе и при его установке на автомобиле.

Результаты исследования. Сравнительные расчетные переходные процессы разгона под нагрузкой дизеля 4D56 Mitsubishi Pajero 2.5 (4Ч91/95) с центробежным и электронным регуляторами показаны на рис. 2.

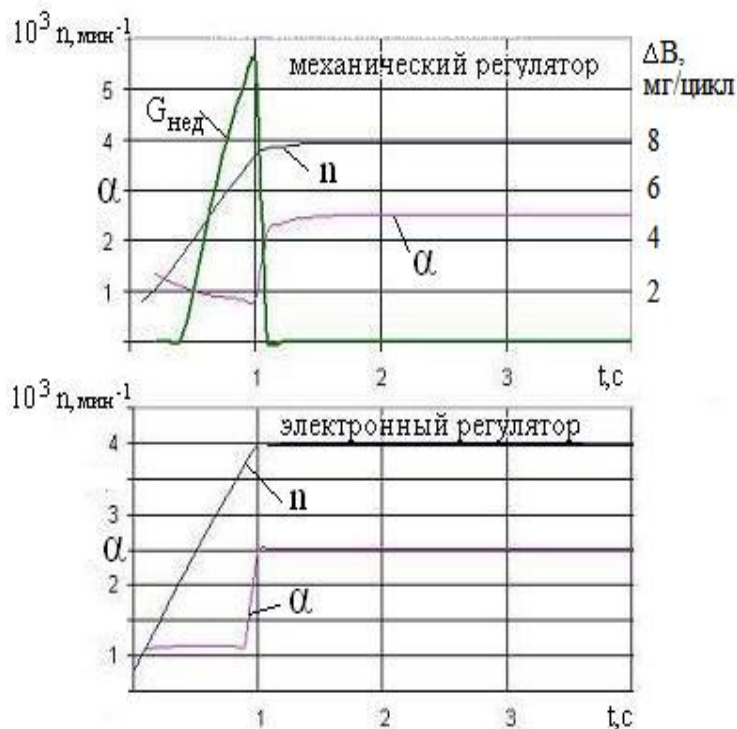


Рисунок 2 – Сравнительные переходные процессы разгона под нагрузкой дизеля с механическим и электронным регуляторами

При электронном регулировании переходной процесс условно бездымный, поскольку здесь $G_{нед}$ (недожог топлива) отсутствует.

Расчет процесса разгона автомобиля Mitsubishi Pajero с дизелем 4D56 (4Ч91/95) на 2-й передаче до скорости 38 км/час с использованием дизельного топлива при среднем износе (50%) топливной аппаратуры выполнен в 2-х вариантах: с механическим регулятором при штатных настройках и с электронным регулятором (рис. 3).

Ниже приведено сопоставление переходных процессов дизеля при работе на ДТ и БТ (рис. 4, 5). Как видно по рис. 4 время разгона двигателя при работе на кислородосодержащем топливе (БТ) меньше на 7% по сравнению с работой на дизельном топливе. Это объясняется 2-мя факторами: повышением крутящего момента в начальной фазе разгона при большем расходе БТ из-за особенностей характеристик подачи вязких топлив и меньшем недостатке воздуха для БТ, содержащего кислород.

Из рис. 5 видно, что продолжительность разгона при использовании БТ меньше, чем в случае применения ДТ. Это объясняется следующими факторами: наличием кислорода в топливе (50% подсолнечного масла и 50% ДТ) позволяет более эффективно использовать объем цилиндра за счет снижения на 8% теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 кг топлива (при снижении его

теплоты сгорания на 7%); увеличением коэффициента молекулярного изменения на 4%; увеличением цикловой подачи БТ (см. рис. 4) в начальной фазе разгона.

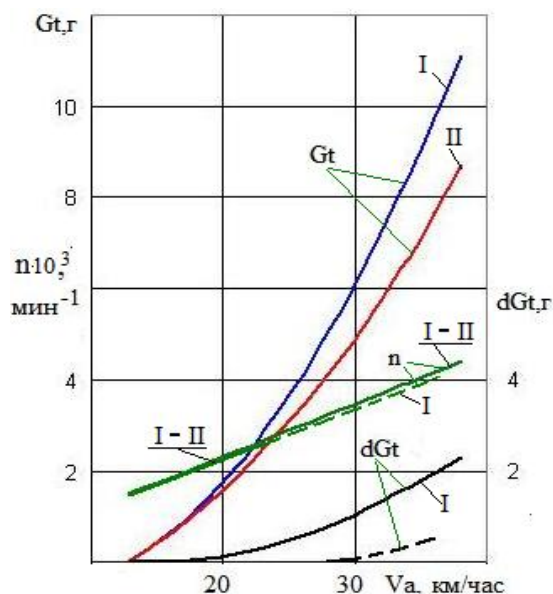


Рисунок 3 – Моделирование разгона автомобиля Mitsubishi Pajero с дизелем 4Ч91/95 на 2-й передаче (положение акселератора -100%)

I – механический регулятор (МР); II – электронный регулятор (ЭР); - - - МР при снижении $V_{сmax}$ на 20%. G_t – расход топлива; dG_t – недожог топлива из-за переобогащения смеси при штатной настройке МР; I-II – совпадение ЭР и МР без коррекции (20%) МР.

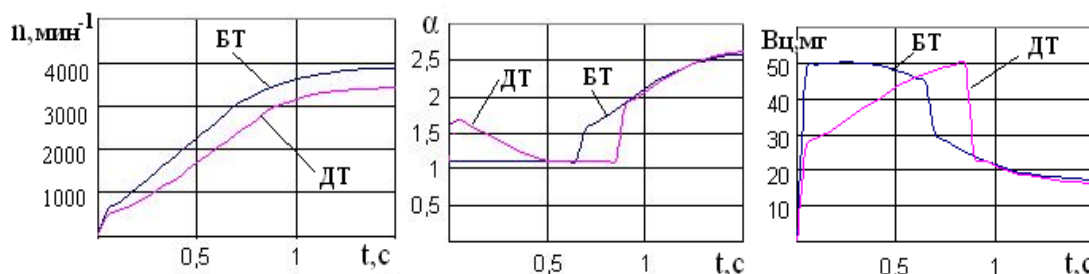


Рисунок 4 – Свободные процессы разгона дизеля 4Ч91/95 при работе на ДТ и БТ

На рис. 5 (а, б) показаны сравнительные ПП разгона под нагрузкой 100 Нм дизеля, работающего на ДТ и БТ.

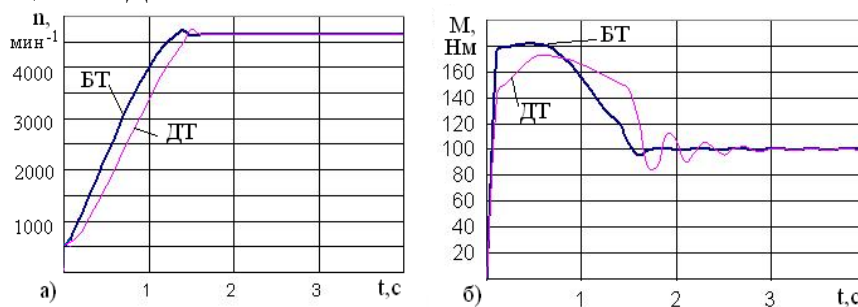


Рисунок 5 – Сравнение показателей переходных процессов при работе на ДТ и БТ.
а – частота вращения; б – крутящий момент двигателя

Износ плунжерной пары иллюстрируется рис. 6 для ПП разгона под нагрузкой 100 Нм с электронным регулятором и с использованием ДТ. Износ (по гидравлической плотности пары) определен по максимальному давлению на штуцере ТНВД при стартерной частоте вращения: 60 МПа – новая пара, 30 МПа – предельно изношенная пара.

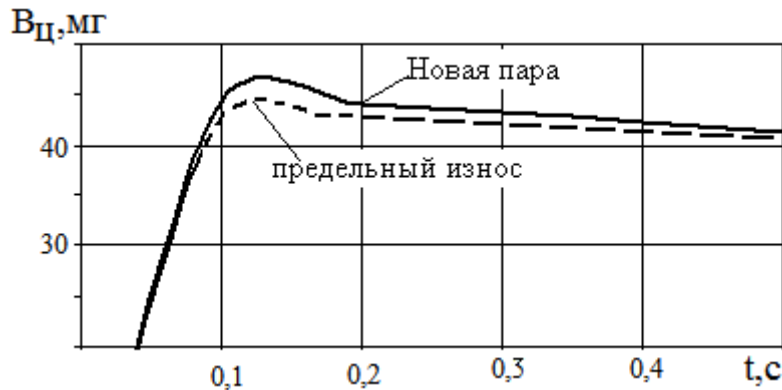


Рисунок 6 – Сравнение показателей переходных процессов дизеля при наличии предельного износа плунжерной пары

Полученные данные позволяют заключить, что заметное снижение цикловой подачи топлива при предельном износе плунжерной пары наблюдается только в начальной фазе ПП (0...0,5 с) при малых частотах вращения вала ДВС, при дальнейшем разгоне отличия исчезают.

Выводы. Из сравнения ПП ДВС с механическим и электронным регуляторами видно, что при штатной настройке механического регулятора динамические показатели двигателя с различными типами регуляторов одинаковы, расход топлива в переходном процессе для ДВС с электронным регулятором меньше на 26% и отсутствует недожог топлива (сажа). При уменьшении максимальной цикловой подачи на 20% дымление для МР существенно уменьшается, но ухудшаются динамические показатели двигателя в начале разгона. Этот недостаток объясняется сложностью обеспечения должной связи между подачей воздуха и топлива в двигателе с механическим регулятором.

Для дизельного топлива износ плунжерных пар ТНВД несколько увеличивает длительность начальной фазы переходного процесса, в дальнейшем отличий нет. Расход топлива в начальной фазе ПП снижен, суммарный – практически одинаков.

Использование кислородосодержащих биотоплив улучшает динамические показатели двигателя (5 - 7%) при соответствующем увеличении расхода БТ. Очевидно, положительный эффект от применения БТ может быть получен при его более низкой стоимости чем ДТ.

Учет конструкции автомобиля, данных по загрузке транспортного средства, профиля дороги и сопротивлений движению позволит прогнозировать эксплуатационные расходы топлива и оценивать выбросы сажи автомобилей зарубежного производства с учетом технического состояния топливной аппаратуры, применяемого топлива и типа регулятора частоты вращения коленчатого вала.

Список литературы: 1. Марченко А. П. , Рязанцев М. К. , Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов / За ред. проф. А. П. Марченка та Засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. – Харків: Прапор,

2004. – 344 с. 2. Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme. Dieselmotor-Management / Bosch. Hrsg.: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Kraftfahrzeug-Ausrüstung, Abteilung Technische Information (KH/VDT). Chef-Red.: Horst Bauer, Autoren: K.-O. Riesenberger.]. - 2., aktualisierte und erw. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998. – 304s. 3. Грехов Л. В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина / Л. В. Грехов Л. В. - М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2001. – 176 с. 4. Голубков Л. Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Л. Н. Голубков, А. А. Савастенко, М. В. Эммиль. – М.: "Легион-Автодата", 2000. – 176 с. 5. Крайнюк О. І. Паливна апаратура автотракторних дизелів. Навчальний посібник / О. І. Крайнюк, С. І. Тирловий – Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля. – 2007. – 134 с. 6. Программный комплекс «Впрыск» для исследований топливоподачи. / МГТУ им. Баумана. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>. 7. Марков В. А. Зависимость физических свойств автотракторных топлив от температуры и давления / В. А. Марков // Вестник МГТУ. Сер.: Машиностроение. 1999. – № 1, С. 57–73. 8. Семенов В. Г. Бюдизель. Фізико-хімічні показники та еколого-економічні характеристики роботи дизельного двигуна / В. Г. Семенов // НТУ "ХПІ". – Харків, 2002. – 143 с. 9. Тирловой С. И. К определению цикловой подачи топлива ТНВД при неустановившихся режимах высокооборотного автомобильного дизеля / С. И. Тирловой // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. 2010. – № 1, С. 57-61. 10. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. – Взамен ГОСТ 20306-85. М.: Изд-во стандартов, 1992. – 41 с. 11. Тирловой С. И. Моделирование работы многорежимных регуляторов распределительных ТНВД / С. И. Тирловой // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2007. – №8(114), частина 1. – С. 171-176. 12. Тирловой С. И. Имитационная модель электронного регулятора частоты вращения автомобильного дизеля ТНВД / С. И. Тирловой // XVI КОНГРЕС двигунобудівників. Тези доповідей. – Харків, «ХАІ» 2011. – С. 70.

Надійшла до редколегії 04.05.2013

УДК 621.436

К моделированию эксплуатационных режимов высокооборотных дизелей / С. И. Тирловий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 93–99. – Бібліогр.: 12 назв.

Представлені деякі результати моделювання перехідних процесів високооборотного дизеля при різних износах плунжерних пар і при використанні палив різної в'язкості, а також проведено порівняння основних показників перехідних процесів двигунів з різними регуляторами. Показано, що динамічні показники двигуна з різними типами регуляторів однакові, витрата палива в перехідному процесі для ДВЗ з електронним регулятором менше на 26% і немає недожегу палива. Знос плунжерних пар ПНВД збільшує тривалість початкової фази перехідного процесу, надалі відмінностей немає. При використанні кисневмісних біопалив (БТ) динамічні показники двигуна поліпшуються (5 - 7%) при відповідному збільшенні витрати БТ.

Ключові слова: дизелі, перехідні процеси, регулятори, циклова подача палива, розгін.

Some results of the transient simulation of high-speed diesel engine at various plunger wear and the use of fuels with different viscosity, as well conducted Comparison of major indicators unsteady the engine processes with various regulators. It is shown that the dynamic performance of the engine with different types of controllers are identical, the fuel consumption in the transition process for internal combustion engines with electronic control is less than 26% and no unburnt fuel. Depreciation plunger injection pump increases the duration of the initial phase of the transition process, further differences. When using oxygen-containing biofuels (BT), the dynamic performance of the engine are improved (5 - 7%) with a corresponding increase in the expense BT.

Keywords: diesels, transients, regulators, fuel portion, acceleration.

УДК 621.486

Ю. В. СТОРЧЕУС, канд. техн. наук, зав. каф. ДВЗ, СХУ ім.В.Даля, Луганськ**ВИКОРИСТАННЯ ПРИНЦИПІВ КАСКАДНОГО ЕНЕРГООБМІНУ У
АВТОТРАКТОРНОМУ ДИСКОВОМУ ДВИГУНІ**

Розглянуто особливості конструкції та робочого циклу дискового двигуна каскадного типу. Виявлено основні переваги двигунів на базі каскадних трансформаторів енергії над хвильовими дисковими двигунами. Викладено теоретичні передумови застосування каскадних дискових двигунів у якості автотракторних силових установок. Вироблено рекомендації із розширення галузі застосування каскадних дискових двигунів.

Ключові слова: каскадний дисковий двигун, трансформація енергії, обмінник тиску, теплообмін, реактивний струмінь.

Вступ. Сучасні вимоги до силових агрегатів автотракторних установок насамперед передбачають зниження ваги та габаритів двигуна при одночасному поліпшенні його економічних та екологічних показників. Найбільш розповсюджені на транспорті поршневі ДВЗ практично вичерпали резерв значного поліпшення за вказаними критеріями. Окрім того, наявність великої кількості прецизійних деталей, складність систем та агрегатів негативно впливають на вартість їх виробництва та обслуговування.

Аналіз основних досягнень і літератури. Нові покоління термодинамічних машин широкого призначення використовують хвильові або каскадні обмінники тиску у якості основного або додаткового агрегату стискування повітряного заряду в робочому циклі установки. В обмінниках тиску здійснюється процес перетворення енергії газів, що розширюються у розташовувану енергію стиснутого повітря у процесі безпосереднього контакту між стискуючим та стискуваним середовищами.

Перша успішна спроба використання хвильового обмінника тиску (ХОТ) була здійснена компанією BBC у Швейцарії на газотурбінному двигуні локомотива. На початку 60-х років минулого сторіччя у компанії Ruston-Hornsby було створено та випробувано хвильову роторну турбіну (ХРТ) – двигун нового типу, в дисковому роторі якого спіралеподібні клапани одночасно виконують функцію камери згоряння для суміші повітря та гасу. На початку 2000 років низка відомих дослідницьких центрів, таких як NASA, Rolls-Royce, ABB, та інші поновили інтерес до інтегрування ХОТ різної конфігурації у міні- та мікро- ГТД.

У 2005 році вчені Мічиганського університету на чолі з Н.Мюллером почали розробку нового дискового двигуна на базі ХОТ (рис.1) [1-4]. Безсумнівними перевагами хвильового дискового двигуна (ХДД), у співвідношенні до існуючих теплових двигунів, є компактність та простота. Як заявляють самі вчені [1,4], створюваний ними мотор повинен бути як мінімум в 5 раз більш ефективним, ніж простий ДВЗ, а також на 20% легшим та на 30% дешевшим. До того ж їх хвильовий дисковий двигун теж працює на бензині, що не створить труднощів із впровадженням нової технології.

Автори проекту стверджують [2,3], що демоверсія мотора, який буде збудовано згідно технічних умов забезпечить ККД не нижчий за 30%. Разом з тим реалізація високої економічності ХДД в межах заявленої конструкції здається вельми складним завданням у силу наступних факторів, обумовлених особливостями робочого процесу ХОТ: невисоким ступенем попереднього стиску свіжого заряду (менше 2,5); значними втратами затоплення реактивних струменів внаслідок надкритичних перепадів тиску в

© Ю. В. Сторчеус, 2013

реактивних соплах; недовикористанням радіальної складової швидкості реактивного струменя.

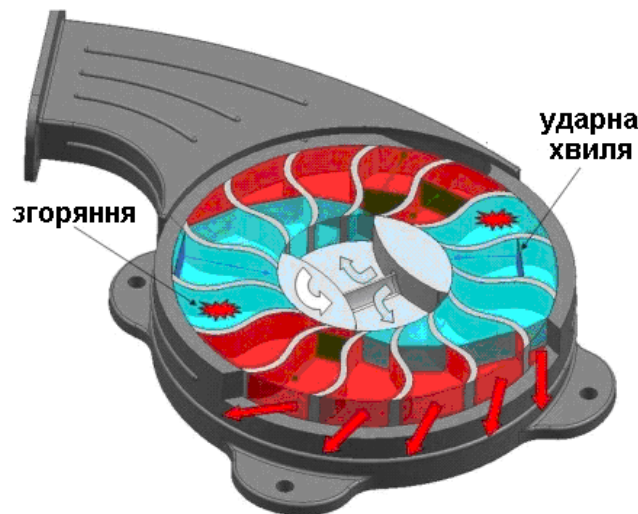


Рисунок 1 – Хвильовий дисковий двигун

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження є створення компактного автотракторного дискового двигуна, що працює на принципах каскадно-рекуперативного енергообміну.

Результати досліджень. Суттєве підвищення паливної економічності порівняльно із ХДД має забезпечити каскадний дисковий двигун (КДД) реактивного обертання на базі одного з різновидів каскадних трансформаторів енергії (КТЕ), а саме – каскадного обмінника тиску (КОТ) [5-7]. Висока ефективність та надійність КОТ підтверджена випробуваннями низки дослідних зразків різної розмірності на моторних стендах у лабораторіях кафедри ДВЗ СХУ ім. В. Даля [8-10].

Основна перевага використання КОТ у якості базового агрегату двигуна полягає у можливості підвищення ККД перетворення енергії гарячих газів у розташовувану роботу стиснутого заряду та зниження витрат перетворення енергії продуктів згоряння, що розширюються, у корисну роботу крутного моменту двигуна.

Дисковий двигун (рис. 1) містить статор 1, на внутрішній циліндричній поверхні якого розміщене вікно 2 для відведення газів, а на зовнішній циліндричній поверхні - вікно 3 для підведення паливоповітряної суміші, яке поділене перегородкою 4 на сектор 5, сполучений з каналом 6 для підведення горючої суміші і сектор 7 сполучений з каналом 8 для підведення повітря з атмосфери, ротор 9 з валом 10 відбору потужності, постачений перегородками 11, що утворюють напорообмінні комірки 12 із вхідними 13 і вихідними 14 перетинами, відповідно розташованими на його внутрішній і зовнішній поверхні.

Частину кожної з перегородок 11 з боку зовнішньої циліндричної поверхні ротора 9 поділена на два пелюстки, перший 15 лежить в одній площині з нижньою частиною перегородки 11, інший - 16 загнутий у напрямку, протилежному обертанню ротора 9.

На внутрішній циліндричній поверхні статора 1 по обидві сторони від вікна 2 для відведення газів розміщені ряд вхідних 17 і вихідних 18 вікон, попарно сполучених між собою симетрично відносно вікна 2 для відведення газів за допомогою масообмінних каналів 19, вікна 17, розташовані по одну сторону вікна 2 для відведення газів, охоплюють частину ротора 9 з вигнутими пелюстками 16, вікна 18, розташовані

по іншу сторону вікна 2 для відведення газів принаймні охоплюють частину ротора 9 із плоскими пелюстками 15. На зовнішній циліндричній поверхні статора 1 опозитно вікну 3 для підведення паливоповітряної суміші виконане поглиблення 20 з розміщеним у ньому джерелом запалення суміші 21.

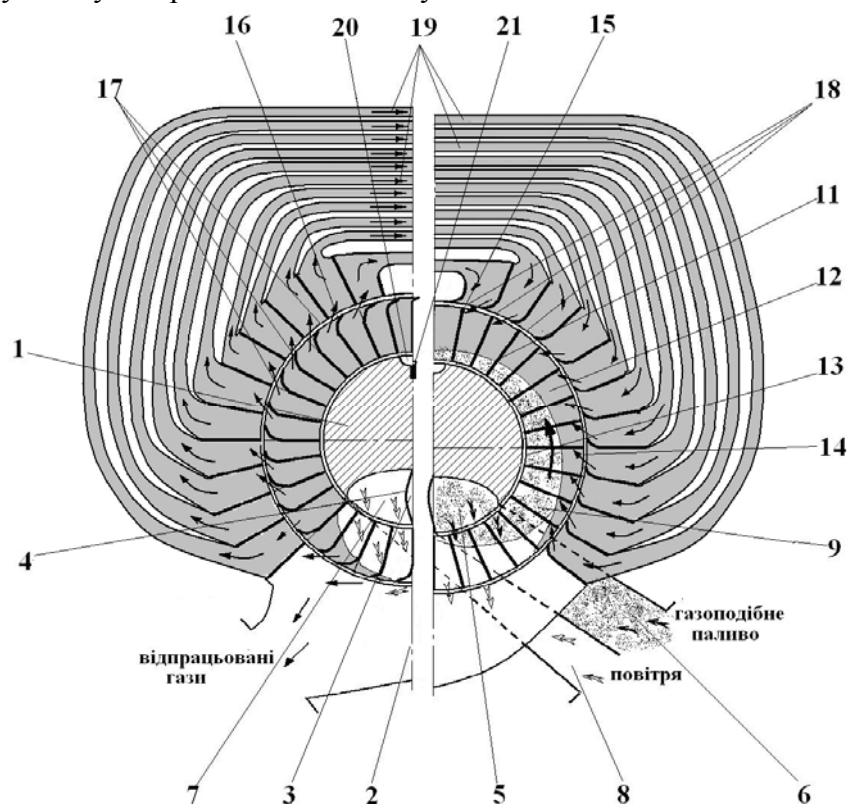


Рисунок 2 – Принципова схема каскадного дискового двигуна

Каскадний дисковий двигун (рис.3) працює наступним чином. При обертанні ротора 9 (рис.4) кожна з напорообмінних комірок 12, укладена між перегородками 11, наповнена попередньо стисненою паливоповітряною сумішшю і стискаючими газами, сполучається з поглибленням статора 1, де в результаті подачі іскри джерелом запалення формується фронт полум'я, що поширюється уздовж комірки 12, у локальній області зосередження горючої суміші.

У результаті вигорання палива тиск і температура газів у комірці 12 підвищуються. У процесі подальшого обертання ротора 9 при сполученні розглянутої комірки 12 із вхідними вікнами 17 гарячі газі, обмиваючи загнуті пелюстки 16 перегородок 11 минають у масообмінні канали 19 під гострим кутом до вектора окружної швидкості, внаслідок чого створюється основний крутний момент двигуна.

По мірі витікання газів у масообмінні канали 19 тиск у комірці 12 зменшується, і у момент, що передуює підключенню комірки 12 до вікна 2 для відведення газів, у ній зберігається деякий залишковий тиск, що перевищує атмосферний. При цьому у кожному масообмінному каналі 19 встановлюється свій надлишковий тиск із максимальним значенням у каналі, розташованим безпосередньо у джерела запалення, і мінімальним - у каналі, розташованим безпосередньо у вікна 2 для відведення газів. Завдяки цьому перепад тисків у вихідному перетині 14 комірки 12 при її сполученні з кожним з масообмінних каналів 19 не перевищує надкритичного (надзвукового) рівня,

що забезпечує зниження втрат затоплення реактивного струменя і, в остаточному підсумку, підвищення ККД двигуна.

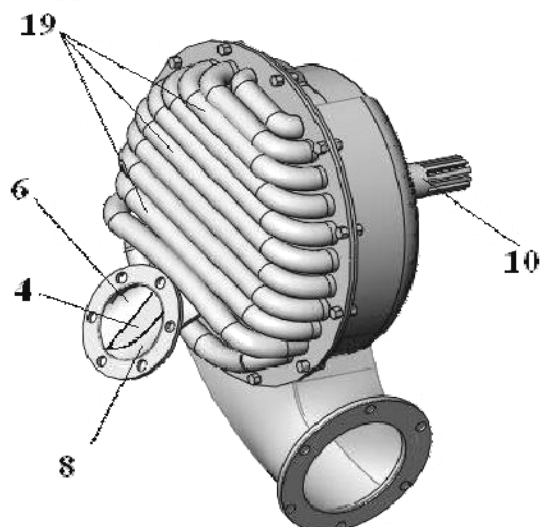


Рисунок 3 – Каскадний дисковий двигун

При сполученні комірки 12 з вікном 2 для відведення газів гарячі гази з надлишковим тиском, обмиваючи пелюстки 16 проходять із вихідних отворів 14 під гострим кутом до атмосфери, внаслідок чого створюється додатковий крутний момент реактивного витікання струменя. У момент, коли тиск у комірці 12 наближається до атмосферного, остання своїм вхідним отвором 13 спочатку сполучається із сектором 7 вікна 3 для підведення паливоповітряної суміші.

Атмосферне повітря під дією розрядження, створюваного відцентровими силами, через канал 8 надходить до комірки 12, заміщаючи відпрацьовані гази, які виходять через вікно 2 для відведення газів. Далі у процесі обертання ротора 9 комірка 12 сполучається із сектором 5, що супроводжується надходженням у комірку 12 горючої суміші через канал 6 для підведення горючої суміші. Завдяки поділу перегородкою 4 потоків свіжого заряду в процесі продування ротора 9 виключається виток горючого середовища крізь вікно 2 для відведення газів, оскільки заміщення відпрацьованих газів у комірці 12 здійснюється безпосередньо атмосферним повітрям, первинна порція якого виконує функції транзитного середовища. Після роз'єднання з вікнами 2 і 3 одна частина обсягу комірки 12 заповнена повітрям, інша, більша, - горючою сумішшю.

У процесі подальшого обертання ротора 9 розглянута комірка 12 своїм вихідним отвором 14 послідовно сполучається з вихідними вікнами 18 масообмінних каналів 19, що охоплюють частину ротора 9 із плоскими пелюстками 15, у результаті чого в неї надходять гази із суміжних відносно кожного з каналів 19 комірок. Тиск і температура газів у комірці 12 підвищуються.

Таким чином, попередній стиск свіжого заряду у комірках здійснюється за рахунок енергії розширення газів у суміжних комірках 12 ротора 9 у процесі прямого каскадного масообміну робочих середовищ у індикаторному циклі двигуна. У момент, що передуює сполученню комірки 12 з поглибленням джерела запалення, більша частина її обсягу заповнена стискаючими газами, у той час як горюча суміш зосереджується у периферійній зоні комірки 12, з боку розміщення джерела запалення. У процесі попереднього стиску робочого тіла горюча суміш у комірці 12 додатково підігрівається

за рахунок контакту зі стискаючим середовищем і теплообміну з перегородками 11. Завдяки цьому, а також локалізації горючого середовища у зоні контакту із джерелом запалення забезпечуються сприятливі умови для своєчасного вигорання палива, у тому числі - збідненого природного газу (метану).

Протікання розглянутого циклу у всіх комірках 12 ротора 9 у своїй сукупності забезпечить безперервний робочий процес двигуна з передачею крутного моменту до вала 10 відбору потужності.

Передумови прогнозованого підвищення техніко-економічних показників каскадного двигуна обумовлені наступними особливостями робочого процесу: рекуперативне використання частини газів, що розширюються, для здійснення основного стиску заряду в процесі каскадного масообміну забезпечує більш високий ступінь стиску, що сприяє підвищенню термічного ККД двигуна.

У каскадному двигуні на витікання реактивних струменів здійснюється не в атмосферу, як у ХДД, а в масообмінні канали статора, зниження перепаду тисків у реактивних соплах до підкритичного рівня супроводжується зменшенням витрат затоплення струменів. При цьому залишкова енергія реактивного струменя, не перетворена у роботу, не втрачається загалом, оскільки корисно використовується у вигляді потокової субстанції у масообмінних каналах, сприяючи додатковому підвищенню тиску попереднього стискування заряду без збільшення кількості підведеної теплоти.

Завдяки тому, що паливо-повітряна суміш наприкінці процесу стиску зосереджується з боку джерела запалення, частково змішується з гарячими газами та підігріває стінки вічок, створюючи сприятливі умови для своєчасного згорання бідних ралів, у тому числі, природного метану з невисоким ступенем очищення.

Характерною рисою робочого циклу каскадного двигуна є помітне зниження максимального тиску циклу зі збільшенням частоти обертання ротора, що пояснюється зростанням вмісту газів, що відробили, в обсязі комірки, внаслідок погіршення якості продувки комірок свіжим зарядом від газів у період підключення до вікон підведення паливоповітряної суміші й відводу газів.

Відповідно до останнього скорочується й кількість свіжого заряду в комірці, що супроводжується зниженням максимальної температури згорання паливоповітряної суміші та циклу в цілому.

Таким чином, у діапазоні режимів роботи двигуна, близьких до номінального по частоті обертання ротора, робочий процес характеризується сприятливими умовами роботи по термічній напруженості деталей.

Слід відзначити, що наведені результати попередніх досліджень каскадного двигуна не відображають повною мірою його економічних переваг лише тому, що є усередненими і потребують детальної оптимізації. Проте, навіть отримані значення ККД дозволяють з великою ймовірністю передбачити економічну доцільність використання КДД.

Висновки. Особливості організації робочого процесу дискового двигуна реактивного обертання, створеного на базі каскадних трансформаторів енергії, забезпечують суттєві переваги над існуючими двигунами традиційних схем за критеріями компактності та спрощення конструкції, при одночасному забезпеченні прийнятних техніко-економічних показників. Можливість використання будь-якого рідинного або газоподібного палива у сукупності з невисокою собівартістю виробництва забезпечує високий рівень універсальності та екологічної безпеки

каскадних дискових двигунів, що розширяє галузь їх можливого застосування у на автомобільному транспорті.

Список літератури: 1. Akbari P. A. Performance Enhancement of Microturbine Engines Topped With Wave Rotors / P. A. Akbar, M. R. Nalim, N. Muller // ASME J. Eng. Gas Turbines Power, -2006.- №128(1).- pp. 190-202. 2. Akbari P. A. Review of Wave Rotor Technology and its Application / P. A. Akbari, M. R. Nalim, N. Muller // ASME O. Eng. Gas Turbines Power. -2006. -№128(10) -pp.717-734. 3. Benini E. Centrifugal Compressor of A 100KW Microturbine / E. Benini, A. Toffolo, A. Lazzaretto // ASME Paper GT2003-38152.- 2003. 4. Welch G. E. Overview of Wave-Rotor Technology for Gas Turbine Engine Topping Cycles / G. E. Welch // The Institution of mechanical Engineers London. – 2000. - pp. 2-17. 5. Крайнюк А. И. Системы газодинамического наддува : монография / А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус. – Луганск: ВУГУ, 2000. – 224 с. 6. Крайнюк А. И. Исследования физической сущности процессов трансформации энергии на принципах каскадно-теплого сжатия: монография / А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус; [отв. ред. Ю. В. Сторчеус]. – Луганск : изд-во «Ноулидж», 2012. – 118 с. 7. Сторчеус Ю. В. Научная деятельность кафедры ДВС ВНУ им. В. Даля / Ю. В. Сторчеус // Двигатели внутреннего сгорания. – Х.: ХПИ, 2011.- № 1. – С. 68-72. 8. Сторчеус Ю. В. Особливості робочого циклу каскадного дискового двигуна реактивного обертання / Ю. В. Сторчеус, А. О. Данілейченко, М. А. Брянцев, О. С. Ковтун // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ, 2013. - № 4(193). - С.238 - 242. 9. Сторчеус Ю. В. Рабочий цикл и перспективы применения каскадного дискового двигателя на железнодорожном транспорте / Ю. В. Сторчеус, А. А. Данилейченко, М. А. Брянцев, А. С. Ковтун // Іноваційні технології на залізничному транспорті: матер. IV міжнар. наук.-практ. конф. (24-31 березня 2013 г., м. Париж). – Луганськ, 2013. – С. 64 – 65. 10. Сторчеус Ю. В. Перспективы создания сверхкомпактного дискового двигателя каскадного типа для горнорудных производств / Ю. В. Сторчеус, Л. Г. Косоногова, С. В. Большаков // Проблемы горного дела и экологии горного производства: матер. VIII междунар. науч.-практ. конф. (25-26 апреля 2013, г. Антрацит). –Донецк, 2013. – С. 272–275.

Надійшла до редколегії 10.05.2013

УДК 621.486

Використання принципів каскадного енергообміну у автотракторному дисковому двигуні / Ю. В. Сторчеус // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 100–105. – Бібліогр.: 10 назв.

Рассмотрены особенности конструкции и рабочего процесса дискового двигателя каскадного типа. Выявлены основные преимущества двигателей на базе каскадных трансформаторов энергии над волновыми дисковыми двигателями. Изложены теоретические предпосылки использования каскадных дисковых двигателей в качестве автотракторных силовых установок. Выработаны рекомендации по расширению области применения каскадных дисковых двигателей.

Ключевые слова: каскадный дисковый двигатель, трансформация энергии, обменник давления, теплообмен, реактивная струя.

Features of a design and working process of the disk engine of cascade type are considered. The main advantages of engines on the basis of cascade transformers of energy over wave disk engines are revealed. Theoretical preconditions of use of cascade disk engines as autotractor power plants are stated. Recommendations about expansion of a scope of cascade disk engines are developed.

Keywords: cascade disk engine, energy transformation, pressure exchanger, heat exchange, jet stream.

УДК 629.113.004

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

ИССЛЕДОВАНИЯ НАРУШЕНИЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ-ТЯГАЧЕЙ В ГАРАНТИЙНЫЙ И ПОСЛЕГАРАНТИЙНЫЙ ПЕРИОДЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Проведен сравнительный анализ эксплуатационной надежности автомобилей-тягачей MERCEDES-BENZ 1844 ACTROS LS в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации, определены законы распределения для потока отказов по узлам для этих периодов, выполнен расчет безотказности некоторых элементов.

Ключевые слова: автомобиль-тягач, статистические данные, надежность, вероятность отказа.

Введение. Из общего количества автопоездов, выполняющих международные перевозки, значительная часть является иностранного производства ведущего производителя MERCEDES – BENZ. В этой связи становится актуальной проблема: насколько надежно работают эти транспортные средства в условиях украинских дорог, какие основные дефекты и неисправности влияют на простой автопоездов в ремонте. Классификация совокупности отказов и неисправностей автомобилей, законам распределения наработки на отказ и времени устранения отказов и неисправностей позволяет разработать и осуществить мероприятия конструктивного, технологического и организационного порядка, которые обеспечивают управление эксплуатационной надежностью автопоездов, а также позволяют прогнозировать будущие отказы элементов автомобилей.

Цель исследования, постановка задачи. Целью исследования является повышение эффективности эксплуатации автопоездов. Основные задачи исследования: выявить изменения состояния автомобилей в процессе гарантийного и послегарантийного периодов эксплуатации и установить причины их простоев; установить закономерности ухудшения технического состояния и определить в эксплуатационных условиях наименее надежные агрегаты, узлы и детали.

Создание информационного фонда по эксплуатационной надежности автомобилей осуществлялось на базе автотранспортных предприятий международных перевозок, эксплуатирующих подвижной состав по дорогам Европы и стран СНГ.

Обследование включало автомобили – тягачи MERCEDES-BENZ 1844 ACTROS LS в составе автопоездов с полуприцепами SCHMITZ и KRONE на пробеге гарантийного и послегарантийного периодов 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 построены диаграммы накопленных частот, распределения пробегов до появления нарушений работоспособности автомобиля, распределения неисправностей по агрегатам, узлам, механизмам и системам.

Для построения статистических характеристик нарушений работоспособности информация по наработкам (пробегам) разбивалась на интервалы с определением наибольшего и наименьшего значения показателя, опытной вероятности, опытной частоты, среднеквадратичного отклонения и значение коэффициента вариации.

© А. П. Кравченко, Е. А. Верительник, 2013

Материалы исследований.

Выполненная оценка надёжности за первый год эксплуатации автомобилей-тягачей позволила выявить наименее надёжные агрегаты и узлы, нуждающиеся в улучшении конструкции и качества изготовления.

Наиболее характерными заменами на гарантийном пробеге являлись: замена рулевых тяг, замена сальника ведущей шестерни главной передачи, замена или ремонт турбокомпрессора, замена топливного бака, замена торсиона кабины, ремонт или замена автономного отопителя, замена тахографа, ремонт или замена форсунок, холодильника, электронных блоков управления агрегатов и узлов, дисплея, воздушных и масляных трубопроводов, датчиков, кабеля ABS, генератора, амортизаторов, тормозных механизмов, аккумуляторной батареи (табл. 1). Имели место замены, автономного отопителя (56 ед.), холодильника (19 ед.), топливного бака (11 ед.), рулевых тяг (41 шт.), тахометра (16 ед.), торсиона кабины (98 шт.). Учитывая сложность конструкции транспортного средства и гарантийный период эксплуатации, выполнению работ по замене предшествовали тщательная проверка и диагностика на фирменных сервисных центрах, затем при возможности ремонт и, наконец, замена.

Таблица 1 – Распределение нарушений работоспособности, вызвавших замену деталей, узлов, агрегатов

НАИМЕНОВАНИЕ ДЕТАЛИ, УЗЛА, АГРЕГАТА	ГАРАНТИЙНЫЙ ПЕРИОД	ПОСЛЕГАРАНТИЙНЫЙ ПЕРИОД
	К ОБЩЕМУ КОЛИЧЕСТВУ, %	К ОБЩЕМУ КОЛИЧЕСТВУ, %
Подвеска кабины	21,0	9,5
Автономный отопитель	20,5	7,0
Рулевые тяги	8,6	2,3
Элементы световой сигнализации	8,6	4,2
Сальники ведущей шестерни главной передачи	7,2	0,5
Тахограф	3,3	2,5
Топливный бак	2,3	2,4
Турбокомпрессор	1,7	0,2
Другое	29,0	71,5

Установлено, что подвеска автомобиля имеет наибольшую вероятность появления отказов и неисправностей (рис. 1, а). При движении автопоезда такое состояние вызывает раскачивание, а водители быстрее устают. Управление автопоездом в таком состоянии особенно опасно в условиях гололёда. По причине технического состояния элементов подвески восстанавливались и заменялись амортизаторы, краны управления подвеской. Имели случаи буксировки транспортных средств на станции технического обслуживания. Подвеска кабины также оказалась не надёжной.

На первых 10-ти тыс. км пробега для двадцати пяти автомобилей были выполнены гарантийные замены коробки передач, топливного бака, турбокомпрессора, сальника ведущей шестерни главной передачи, рулевых тяг, блока управления двигателем. В гарантийный период эксплуатации средняя наработка до первого нарушения работоспособности составила 31 тыс. км [1].

В послегарантийний період були виконані заміни генераторів і роликів натяжителя, виникали поломки пневморесор підвески, гідроусилителя рулевого управління, виникав преждевременний износ наконечников продольной тяги, створювалися проблеми з автономним отопителем салону (рис.1, б).

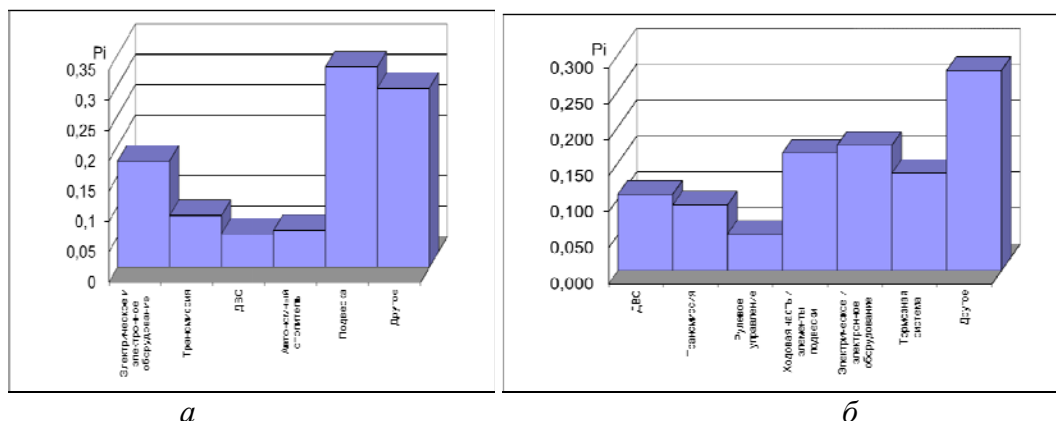


Рисунок 1 – Распределение неисправностей и отказов механизмов и систем:
а - гарантийный период; б - послегарантийный период

Выявленные нарушения технического состояния автомобилей в гарантийный и послегарантийный периоды по своему виду, характеру, причинам возникновения и времени устранения значительно разнятся между собой [2, 3]. Их анализ, изучение физической сущности и частоты повторяемости позволило квалифицированно влиять на эксплуатационную надёжность автомобиля.

В течение гарантийного пробега распределения неисправностей и отказов по механизмам и системам автомобилей близки к нормальному, экспоненциальному и закону распределения Вейбулла. В условиях послегарантийного пробега картина несколько меняется, только элементы подвески в обоих случаях подчинены нормальному закону распределения (табл. 2).

Таблица 2 – Статистическая характеристика отказов и неисправностей

ЭЛЕМЕНТЫ АВТОМОБИЛЯ	ГАРАНТИЙНЫЙ ПЕРИОД		ПОСЛЕГАРАНТИЙНЫЙ ПЕРИОД	
	σ	ЗАКОНЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ	σ	ЗАКОНЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ
Двигатель	0,8	Экспоненциальный	-	отсутствует
Агрегаты	1,356	Вейбулла	-	отсутствует
Электрооборудование	2,786	Вейбулла	2,70	нормальный
Прочее	0,748	Вейбулла	2,28	логнормальный
Подвеска	7,305	Нормальный	1,81	нормальный
Тормозная система	-	Отсутствует	2,46	нормальный

Классифицируя нарушения технического состояния автомобилей в гарантийный период, следует отметить, что большая их часть относится к поломке, ослаблению затяжки крепления, перетиранию, преждевременному износу. Удельный вес износных отказов составляет около 20%, а ослабление затяжки крепления – более 60%. Характерно, что число последних с пробегом уменьшается и в период

послегарантийного пробегу уже не превышает 15%. Исследование законов распределения соответствующих наработок на отказ в течение первого полугодия эксплуатации показывает, что имеют место симметричные, но в большем количестве – асимметричные распределения; некоторые, описываемые бета-распределением, приведены на рисунках 2 - 6. Знание закономерностей возникновения отказов позволяет решать практические задачи в сферах конструкции автомобилей и планирования запасных частей в их эксплуатации.

Проведенный анализ распределения нарушений работоспособности агрегатов автомобилей (рис. 2) показал подчинение в гарантийный период эксплуатации закону распределения Вейбулла, в послегарантийный период выявить закон распределения сложно, можно только отметить пиковое количество появлений отказов на пробеге 350-500 тыс.км. Если на первых 80 тыс. км пробега имели место по одному случаю замены коробки передач и заднего моста, а также сальника ведущей шестерни главной передачи (34 ед.), то на послегарантийном пробеге неисправности агрегатов (общее количество - 488) представлены заменами подшипника выжимного (41,5% от всех отказов трансмиссии) и диска сцепления (24,1%). Выход из строя джойстика коробки переключения передач составляет 9,1% к общему числу неисправностей трансмиссии. За все время эксплуатации было выполнено две замены редукторов заднего моста и одной коробки переключения передач в сборе. Среди прочих неисправностей трансмиссии - отказы пневмо-гидроусилителя сцепления - 10,5%.

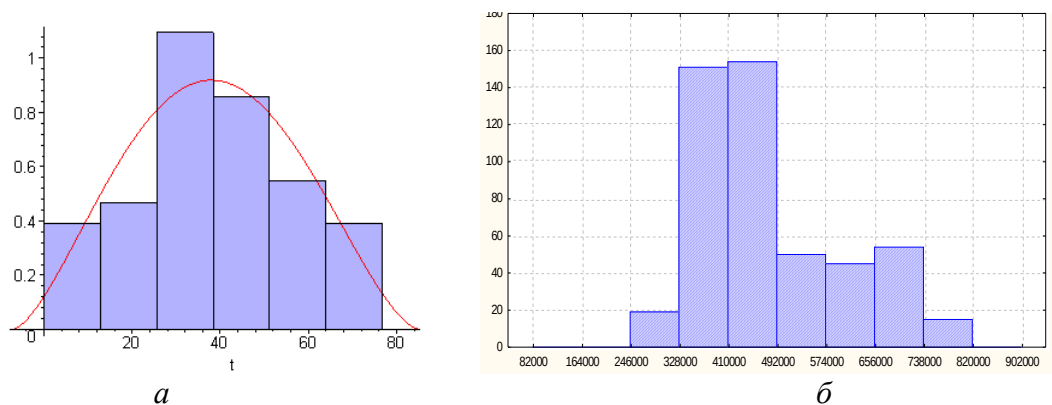


Рисунок 2 – Гистограммы и теоретические кривые распределения нарушений работоспособности агрегатов: а - гарантийный пробег; б - послегарантийный пробег

Системы электро - и особенно электронного оборудования были подвержены нарушению работоспособности ($P_i=0,174$). Неудачное место расположения аккумуляторных батарей приводит к постоянному их загрязнению и засорению вентиляционных отверстий пробок. Отсутствие необходимой тепловой изоляции кабин привело к появлению при низких температурах конденсата, который, попадая на приборную панель, вызывает самопроизвольное срабатывание электроприборов. В результате заменялись аккумуляторные батареи, датчики, тахографы, кабель ABS, производилось перепрограммирование бортовых компьютеров. Отказы в гарантийный период подчинены бета-распределению (рис. 3, а).

На послегарантийном пробеге 17% отказов относится к электрооборудованию, большинство (178 нарушений) приходится на замену ролика натяжителя ремня генератора, 124 – на замену подшипника генератора, 119 – на замену ремня генератора. За все время эксплуатации автомобилей было заменено 58 генераторов – это фактически на каждом 3-м автомобиле. Также было зафиксировано 105 ремонтов

тахографов, из них 10 – замена тахографов в сборе. В послегарантийный период отказы подчинены нормальному закону распределения (рис. 3, б).

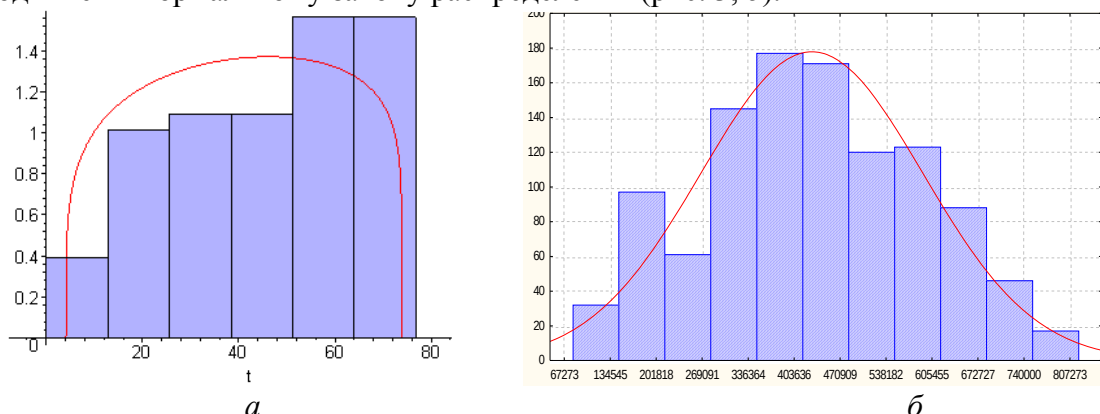


Рисунок 3 – Гистограммы и теоретические кривые распределения нарушений работоспособности электрооборудования: а - гарантийный пробег; б - послегарантийный пробег

Отказы рулевого управления на гарантийном пробеге представлены в основном заменами наконечников рулевых тяг (41 ед.).

Поток отказов элементов рулевого управления на послегарантийном периоде эксплуатации хорошо подчиняется нормальному закону распределения (рис.4, а). Основные нарушения: рулевой вал, наконечники тяг (в сумме 45%), сами рулевые тяги, элементы гидроусилителя – сальники (10,6%) и шланги (21,7%), также менялись насосы гидроусилителя – 4 единицы. Средняя наработка до первого отказа рулевого управления в этот период составила 493987,7 км [4]. Среднее значение потока отказов составило 0,34 на одну тыс. км. Результаты расчета показателей безотказности работы рулевого управления в зависимости от пробега представлены в табл. 3 и на рисунке 4.

Таблица 3 – Показатели безотказности работы рулевого управления

Δl , тыс.км.	$r(l)$, ед.	$\sum r(l)$, ед.	$P(l)$	$Q(l)$	$\alpha(\Delta l)$, тыс.км 10^{-7}	$\lambda(\Delta l)$, тыс.км 10^{-7}
0-89	0	0	1	0	0	0
89-178	1	1	0,9993	0,0006	0,07023	0,07025
178-267	6	7	0,9956	0,00438	0,42135	0,42214
267-356	16	23	0,9856	0,0143	1,12359	1,12924
356-445	61	84	0,9475	0,0525	4,28371	4,36695
445-534	70	154	0,9037	0,0962	4,91573	5,02567
534-623	71	225	0,8593	0,1406	4,98596	5,09909
623-712	33	258	0,8387	0,1612	2,31742	2,34156
712-801	14	272	0,83	0,17	0,98315	0,98747

Недостаточно оказались подготовлены автомобили к эксплуатации при пониженных температурных условиях. Основной причиной явились недостаточная теплоизоляция и ненадёжный автономный отопитель кабин. По различным причинам восстанавливались и заменялись автономные отопители ($P_1=0,066$). По этой причине некоторые автомобили до четырёх раз представлялись на сервисные центры. За этот период было зафиксировано 56 поломок отопителей. Отказы систем теплообеспечения продолжились и на послегарантийном периоде эксплуатации – было произведено 372

ремонтных воздействия на автономные отопители. Распределения нарушений представлены на рис. 5 а, б.

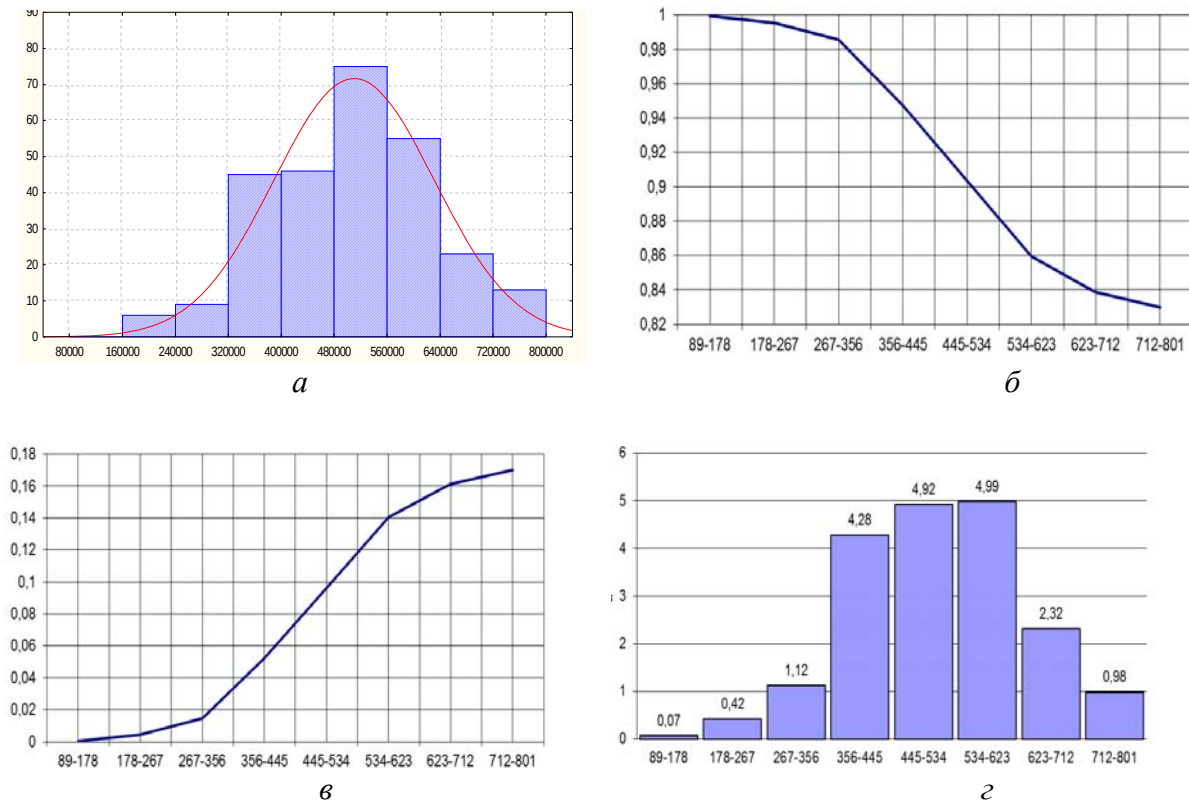


Рисунок 4 – Гистограммы и теоретические кривые распределения нарушений работоспособности рулевого управления: а - послегарантийный пробег; б - вероятность безотказной работы; в - вероятность отказа; г - частота отказов

Неисправности тормозной системы на гарантийном пробеге были единичными случаями. Анализ надежности тормозной системы на послегарантийном пробеге автомобилей выявил следующие нарушения работоспособности: тормозные диски (78,2%), датчики ABS (6,2%), модуляторы EBS (как правило, задней оси) - 6,2%, кабель EBS (2,9%), блок EBS (1,7%). Имели место отказы энергоаккумуляторов – 1,8%, операции замены тормозных шлангов и розеток ABS, модуля управления тормозами имели место в единичных случаях и составляют в сумме около 1% случаев [5].

Для тормозной системы средняя наработка до первого отказа составила 465200,2 км, а среднее значение параметра потока отказов 0,82 на одну тыс. км. Полученные значения показателей безотказности работы тормозной системы приведены в таблице 4 и на рисунке 6.

Повышение наработок в этом случае может быть достигнуто совершенствованием режимов и технологии технического обслуживания и ремонта. В условиях эксплуатации информация может быть использована для определения объема ремонтных воздействий по устранению отказов и планирования запасных частей.

Изучение этих закономерностей нарушения работоспособности автомобилей-тягачей позволило глубже познать природу отказов, их физическую сущность, выработать стратегию их предупреждения, моделировать и прогнозировать нарушения технического состояния автомобилей.

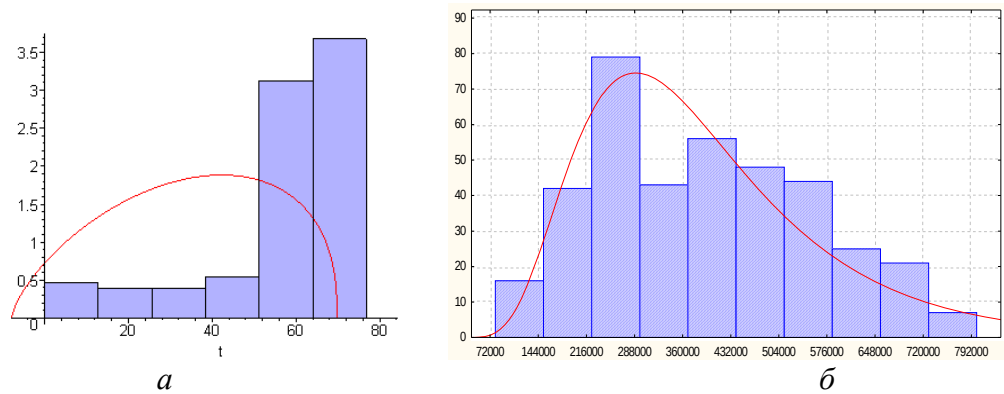


Рисунок 5 – Гистограммы и теоретические кривые распределения нарушений работоспособности автономного отопителя: *а* - гарантийный пробег; *б* - послегарантийный пробег

Таблица 4 – Показатели безотказности работы тормозной системы

Δl , тыс. км.	$r(l)$, ед.	$\sum r(l)$, ед.	$P(l)$	$Q(l)$	$\alpha(\Delta l)$, тыс. км 10^{-7}	$\lambda(\Delta l)$, тыс. км 10^{-7}
80-160	1	2	0,999	0,0009	0,0558	0,0558
160-240	26	28	0,988	0,0125	1,4509	1,4594
240-320	82	110	0,9509	0,04910	4,5759	4,661
320-400	122	232	0,896	0,10357	6,8080	6,9986
400-480	123	355	0,842	0,15848	6,8638	7,0576
480-560	106	461	0,794	0,20580	5,9152	6,0585
560-640	151	612	0,727	0,27321	8,4263	8,7203
640-720	76	688	0,693	0,30714	4,2411	4,3143
720-800	32	720	0,679	0,32143	1,7857	1,7986
800-880	4	724	0,677	0,32321	0,2232	0,2234

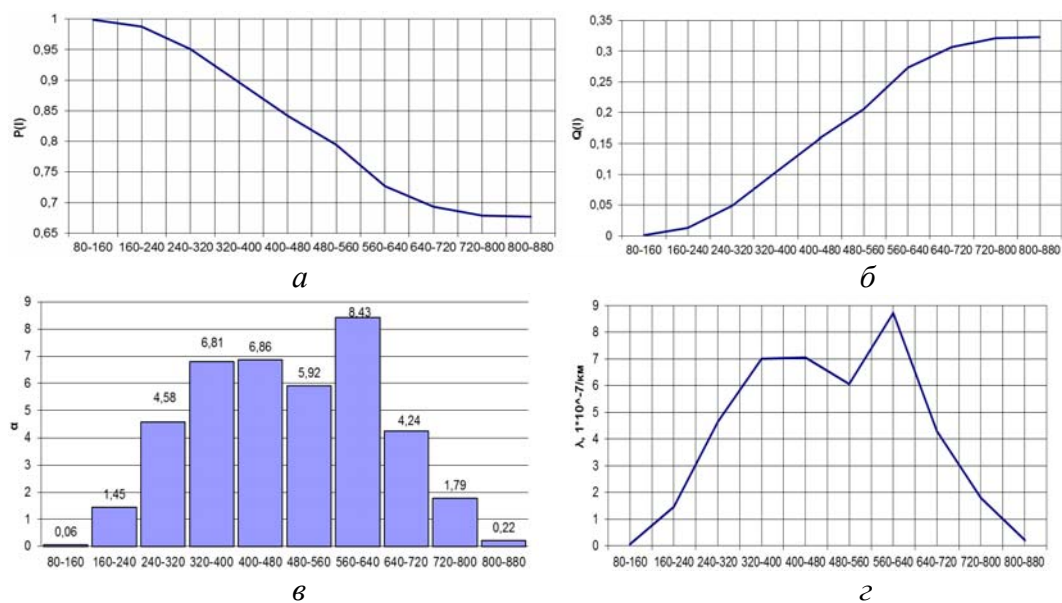


Рисунок 6 – Показатели безотказности работы тормозной системы: *а* - вероятность безотказной работы, *б* - вероятность отказа, *в* - частота отказов, *г* - интенсивность отказов

Выводы. Полученные данные показывают, что большинство из появляющихся нарушений работоспособности, отвечающих асимметричным законам распределения, отражают несоответствующий требованиям уровень конструкции и технологии сборки автомобилей или неквалифицированное управление автомобилем. К ним могут быть отнесены все неисправности, вызвавшие замену комплектующих и выполнение крепёжных работ (крепление крана уровня подвески, топливного бака, холодильника, боковых спойлеров и др.). Симметричные законы распределения свидетельствуют о конструкции, которая не приспособлена к специфическим условиям эксплуатации по дорогам стран СНГ.

Список литературы: 1. Бажинов А.В. Надежность автомобильных поездов / А.В. Бажинов, А.П. Кравченко. – Луганск: Изд-во Ноулидж, 2009. – 412 с. 2. Кравченко А.П. Статистический анализ надежности автомобилей-тягачей MERCEDES-BENZ 1844 ACTROS LS / А.П. Кравченко, Е.А. Верительник // Материалы VII международной научно-технической конференции «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств». – Пенза: ПГУАС, 2012. – С. 188 – 192. 3. Кравченко А.П. Исследование надежности автомобилей-тягачей MERCEDES - BENZ в гарантийный период эксплуатации / А.П. Кравченко, О.И. Шкварок, Р.Г. Мухин [и др.]. // Материалы международной научно-технической конференции “Транспорт, экология - устойчивое развитие”. – Варна: ТУ, 2005. – С. 42 – 49. 4. Кравченко А.П., Верительник Е.А. Надежность систем активной безопасности автомобилей-тягачей mercedes-benz actros ls 1844 / А.П. Кравченко, Е.А. Верительник // Материалы международной научно-технической конференции “Безпека дорожнього руху: правові та організаційні аспекти”. – м. Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2012. – С. 213 – 216. 5. Кравченко А.П. Надежность систем активной безопасности автомобилей-тягачей / А.П. Кравченко, Е.А. Верительник // Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та дорожнього руху», 16 – 17 квітня 2013 р., Харків. – Харків: ХНАДУ, 2013. – С. 152 – 154.

Надійшла до редколегії 17.05.2013

УДК 629.113.004

Исследования нарушений работоспособности автомобилей-тягачей в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации / А. П. Кравченко, Е. А. Верительник, // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 106–113. – Бібліогр.: 5 назв.

Проведений порівняльний аналіз експлуатаційної надійності автопоїздів MERCEDES - BENZ 1844 ACTROS LS в гарантійний і післягарантійний періоди експлуатації, визначені закони розподілу для потоку відмов по вузлах для цих періодів, виконаний розрахунок безвідмовності деяких елементів.

Ключові слова: автомобіль-тягач, статистичні дані, надійність, вірогідність відмови.

A comparative operating security of lorry convoys of MERCEDES analysis is conducted - BENZ 1844 ACTROS LS in warranty and post-warranty periods of exploitation, the laws of distribution are certain for the stream of refuses on knots for these periods, the calculation of faultlessness of some elements is executed.

Keywords: emi-truck statistical data, reliability, probability of refuse.

УДК 629.3+504

О. П. СМІРНОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;
О. Б. БОГАЄВСЬКИЙ, д-р. техн. наук, проф. ХНАДУ;
А. О. СМІРНОВА, асп. ХНАДУ

РОЗРАХУНОК ЕКВІВАЛЕНТНОЇ ВИТРАТИ ПАЛИВА ЕЛЕКТРОМОБІЛЯМИ У РІЗНИХ КРАЇНАХ

Наведена методика розрахунку економічності електромобілів. Проведений аналіз паливної економічності електромобілів Nissan Leaf та Mitsubishi i-MiEV. Проведений порівняльний розрахунок еквівалентної витрати палива електромобілями у різних країнах світу. Зроблено висновки щодо економічності електромобілів.

Ключові слова: електромобіль, економічність, екологічність, витрата палива, режим руху, енергоносії.

Вступ. Автомобіль ХХІ ст. має бути екологічно чистим. У всіх розвинутих країнах світу реалізуються державні програми з розвитку екологічного, ресурсозберігаючого та економічного транспорту. Паливна економічність та екологічна чистота автотранспортних засобів стають ключовою проблемою розвитку сучасного автомобілебудування. У сучасних автомобілях екологічна та економічна ефективність впроваджується за рахунок використання електричного привода. До таких автомобілів відносяться: електромобілі та гібридні автомобілі [1,2].

У зв'язку з цим розрахунок та оцінка еквівалентної витрати палива електромобілями при їх експлуатації в різних країнах стає актуальною задачею. Справа у тому що в різних країнах світу еквівалентна витрата палива електромобілями буде теж різною. Це пов'язане з різною вартістю енергоносіїв (електричної енергії та палива) в цих країнах.

Постійне зростання цін на газ та нафту обумовлює причини, за якими споживачі обирають автомобілі, які забезпечують низьку витрату палива без шкоди для технічних характеристик. На сьогоднішній час електромобілі ще не набули широкого розповсюдження та поки не можуть стати достойними конкурентами звичайним автомобілям за дальністю пробігу, динамікою, ціною та мережею заправних станцій. За прогнозами експертів, до 2020 р. частка транспорту на електричні тяги може досягти 5...10 % від загального числа автомобілів. Для того, щоб споживачам оцінити дійсну економічність сучасних серійних електромобілів, які надходять на ринок України та на ринок інших країн, проведене це дослідження.

Для рішення даної проблеми розроблені методологічні основи оцінки паливної економічності електромобілів. Для визначення еквівалентного розходу палива автомобілів з електроприводом проведений перерахунок витрат електроенергії тягових акумуляторних батарей у еквівалентну витрату палива. Це важливо для користувачів екологічно чистих автотранспортних засобів, власників автомобільних підприємств, які мають в автопарку електромобілі чи планують їх придбати. Для визначення еквівалентної витрати палива у різних країнах світу обрані серійні електромобілі Nissan Leaf та Mitsubishi i-MiEV.

Аналіз основних досягнень і літератури. Перспективним екологічно чистим автотранспортним засобом з нульовими викидами шкідливих речовин (Zero Emission Vehicle) є електромобіль. Японські корпорації Nissan Motor та Mitsubishi Motors Corp розробили та продають на ринках США, Європи та Азії серійні електромобілі Nissan

© О. П. Смирнов, О. Б. Богаєвський, А. О. Смирнова, 2013

Leaf та Mitsubishi i-MiEV (Mitsubishi Innovative Electric Vehicle).

Протягом багатьох років автомобільний інтернет-ресурс Kelley Blue Book, що спеціалізується на консультаціях по підборі автомобілів, складає рейтинг найбільш економічних та екологічних автомобілів, надаючи покупцям данні про тенденції ринку. Відповідно американським стандартам за одиницю виміру економічності засобів транспорту береться відстань у милях (1,609 км), яку автомобіль може подолати на одному галоні (3,785 л) палива (mpg). Для визначення економічності електромобілів вимірюється розхід електроенергії тягової акумуляторної батареї та еквівалентно перераховується за вартістю у витрату палива.

Найекологічнішим автомобілем 2011 р. за даними інтернет-ресурсу Kelley Blue Book був названий електромобіль Nissan Leaf, який втрачає 765 кДж/км або 212,5 Вт·год./км, що згідно еквівалентному перерахунку у витрату палива за цінами США складає близько 99 mpg або 2,38 л на 100 км. Друге місце посів гібридний автомобіль Chevrolet Volt з витратою палива 2,53 л/100 км. Найбільш розповсюджений гібридний автомобіль Toyota Prius посів третє місце з результатом 3,9 л/100 км [3].

Тести на економічність електромобілів, гібридних автомобілів та звичайних автомобілів проводить також Управління з охорони навколишнього середовища США (U.S. Environmental Protection Agency або EPA) складає рейтинг економічності автомобілів. Витрата енергії електромобілів перераховується у об'єм палива у міському та заміському циклах руху за прийнятою формулою, в якій 33,7 кВт·год. дорівнює 1 галону бензину. За тестами EPA паливна економічність електромобіля Mitsubishi i-MiEV складає 126 mpg в міському режимі та 99 mpg за містом, а у електромобіля Nissan Leaf показники трохи гірші – 106 mpg та 92 mpg відповідно [4].

Мета дослідження, постановка задачі. Дана робота має за мету підвищення ефективності використання електромобілів за рахунок розроблення методики оцінки їх паливної економічності в різних країнах світу. Ці дані можуть бути корисними для науковців, що розробляють екологічно чисті та енергозберігаючі автотранспортні засоби, та для потенційних споживачів електромобілів.

Задачами дослідження є проведення аналізу паливної економічності електромобілів Nissan Leaf та Mitsubishi i-MiEV, визначення еквівалентної витрати палива цих електромобілів у різних країнах світу згідно цін на енергоносії, розроблення методики розрахунку паливної економічності електромобілів, формулювання висновків щодо економічності електромобілів в різних країнах світу.

Матеріали досліджень. Для проведення розрахунку паливної економічності оберемо електромобілі Nissan Leaf та Mitsubishi i-MiEV, тому що вони більш всього розповсюджені у країнах Європи, Америці, Азії та інших частинах світу.

Для визначення паливної економічності електромобілів у США вимірюється розхід електроенергії, який витрачається на заряд тягової акумуляторної батареї від стандартної електричної мережі (в США це 120 В, 60 Гц) та еквівалентно перераховується за вартістю у витрату палива. Середня вартість електричної енергії у США коштує у квітні 2013 р. близько \$ 0,15 за 1 кВт·год., а галон бензину – \$ 3,38.

Проведемо перерахунок паливної економічності електромобіля Nissan Leaf при експлуатації його на території України. Вартість 1 кВт·год. електроенергії, що відпускається населенню та населеним пунктам (з урахуванням ПДВ) складає в залежності від категорії споживачів від 21,54 коп. до 36,48 коп. Для розрахунку приймемо тариф на електроенергію для населення $C_{\text{кВт}} = 0,3648$ грн./кВт·год. за обсяг, спожитий понад 150 кВт·год. електроенергії на місяць, тому що заряд тягової акумуляторної батареї електромобіля потребує значних витрат електричної енергії.

Середня вартість бензину А95 на заправках України у квітні 2013 р. досягла 11 грн. за літр.

З урахуванням ККД зарядного пристрою, отримуємо вартість 1 кВт·год. енергії $C_{ЕлТАБ}$, що запасється в тяговій акумуляторній батареї електромобіля від стандартної електричної мережі 220 В, 50 Гц, грн./кВт·год.

$$C_{ЕлТАБ} = \frac{C_{кВт}}{\eta} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де $C_{кВт}$ – тариф на електроенергію за 1 кВт·год.;

η – ККД зарядного пристрою, %.

Вартість електроенергії $C_{Електро}$, що витрачає електромобіль на подолання 1 км шляху, можна розрахувати за формулою, грн./км

$$C_{Електро} = W_{Ел} \cdot C_{ЕлТАБ}, \quad (2)$$

де $W_{Ел}$ – витрата електроенергії акумуляторної батареї електромобіля для подолання 1 км шляху, кВт·год./км.

Формула (2) з урахуванням формули (1) отримує вигляд, грн./км

$$C_{Електро} = W_{Ел} \cdot \frac{C_{кВт}}{\eta} \cdot 100\%. \quad (3)$$

Як правило, за одиницю виміру економічності засобів транспорту береться відстань 100 км, на яку, в даному випадку, електромобіль може витратити декілька кВт·год. електричної енергії, які можна перерахувати у відповідну вартість бензину. Для розрахунку вартості електроенергії, що витрачає електромобіль на відстань 100 км, формула (3) приймає вигляд, грн./100 км

$$C_{Електро(100км)} = W_{Ел} \cdot \frac{C_{кВт}}{\eta} \cdot 100\% \cdot 100. \quad (4)$$

Для перерахунку вартості електроенергії у відповідну витрату палива необхідно отриману за формулою (4) вартість (грн./100 км), що витрачена на рух автомобіля, перевести у відповідну витрату палива згідно вартості бензину або дизеля у країні, в якій експлуатується гібридний автомобіль, л/100 км.

$$C_{Електро(100км)} = \frac{W_{Ел} \cdot \frac{C_{кВт}}{\eta} \cdot 100\% \cdot 100}{C_{палива}}, \quad (5)$$

де $C_{палива}$ – вартість палива в країні, в якій експлуатується електромобіль, грн./л.

Таким чином, отримана універсальна методика розрахунку еквівалентної витрати палива електромобілями, яка може бути використана для будь-якої країни згідно поточної вартості на енергоносії: електричну енергію та паливо.

За формулою (5) проведемо розрахунок еквівалентної витрати палива електромобілів Nissan Leaf та Mitsubishi i-MiEV для міського та заміського режимів руху при їх експлуатації на території України. У табл. 1 наведені результати розрахунку.

Таблиця 1 – Результати розрахунку еквівалентної витрати палива електромобілів Nissan Leaf та Mitsubishi i-MiEV для міського та заміського режимів руху при їх експлуатації на території України

Параметр	Розмірність	Nissan Leaf		Mitsubishi i-MiEV	
		Міський цикл	Заміський цикл	Міський цикл	Заміський цикл
Паливна економічність за тестами ЕРА	mpg	106	92	126	99
Витрата електроенергії для на подолання 100 миль шляху	кВт·год./миль	32	37	27	34
Вартість електроенергії для подолання 100 км шляху	грн. / 100 км	8,05	9,31	6,8	8,56
Еквівалентна витрата палива	л / 100 км.	0,73	0,85	0,62	0,78

Результати розрахунку показують, що:

- еквівалентна витрата палива електромобілів на території України у 8...12 разів нижче ніж витрата палива автомобілів аналогічного класу з ДВЗ;
- еквівалентна витрата палива електромобілів на території України у 5 разів нижче ніж еквівалентна витрата палива електромобілів на території США;
- еквівалентна витрата палива електромобілів у міському циклі руху менш, ніж у заміському, на відміну від автомобілів з ДВЗ.

Результати досліджень. Проведемо дослідження, пов'язане з порівняльним розрахунком еквівалентної витрати палива електромобілів при їх експлуатації на території різних країн ЄС, СНД та США. Паливна економічність електромобілів залежить від вартості бензину та тарифів на електричну енергію.

Ціни на бензин в різних країнах значно відрізняються. Наприклад, у Туркменії бензин населенню видається безкоштовно по талонам, а найдорожчий бензин в Туреччині – 2 євро за літр.

На рис. 1 представлена інформація про ціни за літр неетильованого бензину в різних країнах за березень 2013 року, що перераховані у грн./л [5].



Рисунок 1 – Вартість 1 літру неетильованого бензину в різних країнах

Для країн Європейського Союзу дані, що наведені на рис. 1, більш точні. Для інших країн можливо затримка в кілька місяців. Проте, цінові рухи в різних країнах схожі.

На рис. 2 представлена інформація про тарифи на електричну енергію для в тих же самих країнах в перерахунку на грн. за 1 кВт·год. [6].



Рисунок 2 – Тарифи на електричну енергію в різних країнах

В результаті проведених досліджень та розрахунків отримуємо еквівалентну витрату палива електромобілів Nissan Leaf та Mitsubishi i-MiEV для міського режиму за тестами ЕРА на території зазначених країн (рис. 3).

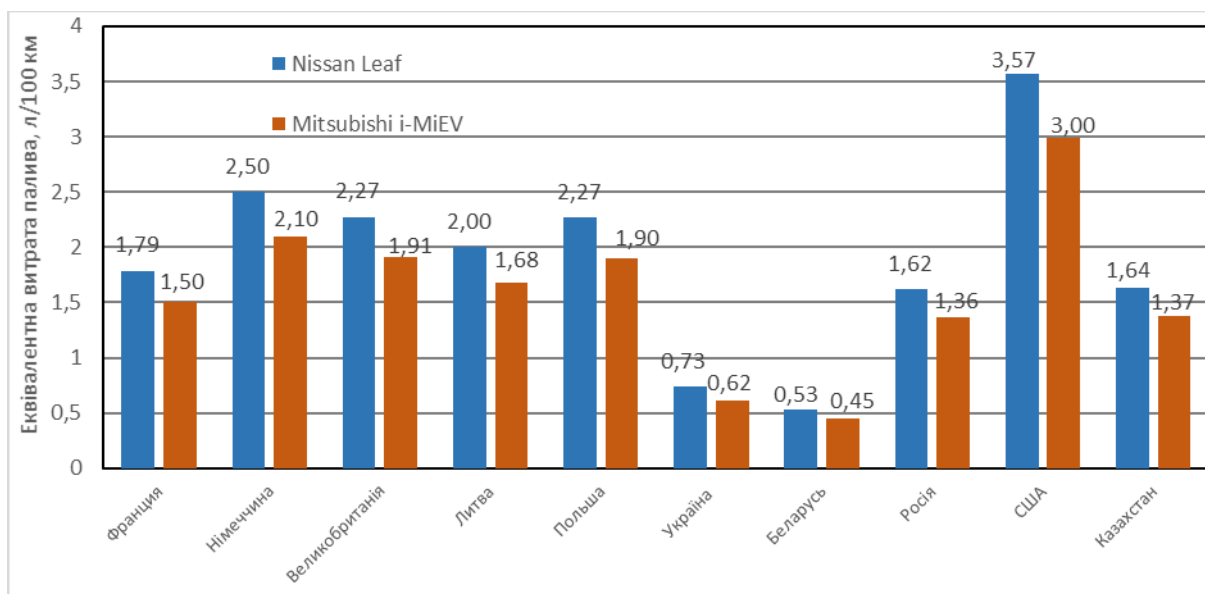


Рисунок 3 – Еквівалентна витрата палива електромобілів Nissan Leaf та Mitsubishi i-MiEV в різних країнах

Висновки. В роботі представлені результати дослідження, що пов'язане з розрахунком еквівалентної витрати палива електромобілів Nissan Leaf та Mitsubishi i-MiEV в різних країнах світу. Результати досліджень паливної економічності електромобілів свідчить, що еквівалентна витрата палива електромобілів на території України у 8...12 разів нижче ніж витрата палива автомобілів аналогічного класу з ДВЗ; еквівалентна витрата палива електромобілів на території України у 3 рази нижче ніж еквівалентна витрата палива електромобілів на території США; еквівалентна витрата палива електромобілів у міському циклі руху менш, ніж у заміському, на відміну від автомобілів з ДВЗ. Найбільша еквівалентна витрата палива отримано для США, а найнижча для Білорусі та України. У всіх досліджених країнах вартість еквівалентної витрати палива електромобілів нижче ніж витрата палива автомобілів аналогічного класу з ДВЗ.

Список літератури: 1. Бажинів О. В. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / О. В. Бажинів, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, В. Я. Дзадненко. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 236 с. 2. Бажинів О. В. Гібридні автомобілі / О. В. Бажинів, О. П. Смирнов, С. А. Серіков [та ін.]. – Х.: ХНАДУ, 2008. – 327 с. 3. www.kbb.com 4. http://en.wikipedia.org/wiki/Electric_car 5. <http://pimpik.org/?p=1351> 6. http://statistic.su/blog/cost_of_electricity_around_the_world/2012-12-19-846.

Надійшла до редколегії 12.05.2013

УДК 629.3+504

Розрахунок еквівалентної витрати палива електромобілями у різних країнах / О. П. Смирнов, О. Б. Богаєвський, А. О. Смирнова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 114–119. – Бібліогр.: 6 назв.

Приведена методика расчета экономичности электромобилей. Проведен анализ топливной экономичности электромобилей Nissan Leaf и Mitsubishi i-MiEV. Проведен сравнительный расчет эквивалентного расхода топлива электромобилей в разных странах мира. Сформулированы выводы по экономичности электромобилей.

Ключевые слова: электромобиль, экономичность, экологичность, расход топлива, режим движения, энергоносители.

The methods of calculating cost of electric vehicles. The analysis of the fuel efficiency of electric Nissan Leaf and the Mitsubishi i-MiEV. A comparative calculation of equivalent fuel electric cars around the world. Formulated conclusions on the efficiency of electric vehicles.

Keywords: electric, efficiency, environmental friendliness, fuel consumption, driving mode, energy.

УДК 656.084

А. А. КАШКАНОВ, канд. техн. наук, доц. ВНТУ, Вінниця**МІНІМІЗАЦІЯ СУБ'ЄКТИВНОСТІ ЕКСПЕРТНОГО ОЦІНЮВАННЯ
В ЗАДАЧАХ АВТОТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЕРТИЗИ
ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД**

Розглянуті причини виникнення суб'єктивної невизначеності експертного оцінювання при проведенні експертиз дорожньо-транспортних пригод, та її вплив на інтерпретацію аналітичних результатів досліджень і розрахунків. Запропоновано шляхи мінімізації суб'єктивності експертного оцінювання під час розв'язування типових задач автотехнічної експертизи, що базуються на використанні системи узагальнюючих функцій, побудованих на основі аксіом теорії ймовірностей, нечіткої логіки та обробки числових даних.

Ключові слова: система водій-автомобіль-дорога, суб'єктивна невизначеність, експертне оцінювання, прийняття рішень, експертиза дорожньо-транспортних пригод.

Вступ. Проблема безпеки на автомобільному транспорті України час від часу стає об'єктом активного обговорення у засобах масової інформації та підвищеної активності з боку вищих посадових осіб держави, Державного департаменту ДАІ тощо. Адже у 2012 р. в Україні було скоєно 30660 дорожньо-транспортних пригод (ДТП) з постраждалими, в яких загинуло 5094 та поранено 37503 осіб [1]. Кількість загиблих у ДТП в Україні складає приблизно 14 % від загиблих в ДТП у всій Європі, а кількість автомобілів становить лише 2,2 %. За оцінками експертів Всесвітнього банку, збитки народного господарства України від ДТП за кожен рік оцінюються майже у 9,3 млрд гривень або 3,5 % внутрішнього валового продукту (ВВП).

ДТП можна охарактеризувати як “розлагодження” взаємодії системи водій – автомобіль – дорога. Як правило, пригоди розвиваються за декілька секунд, а інколи за долі секунди. Як відомо, кожна ДТП має свої певні особливості, при чому в більшості пригод одночасно діють декілька видів причинно-наслідкових зв'язків. Це ускладнює експертизу ДТП і зумовлює те, що об'єктивність розслідування залежить від правильності вибору початкових даних та методики інженерного розрахунку [2-5].

Аналіз основних досягнень і літератури. Сучасна судова автотехнічна експертиза (САТЕ) є експертним дослідженням, що проводиться з метою встановлення механізму і обставин ДТП з врахуванням показників технічного стану АТЗ, якості та параметрів дороги, психофізіологічних характеристик її учасників та інших факторів [3].

Проведення САТЕ, як правило, пов'язано з розрахунками, для яких експерт в якості вихідних даних використовує результати тих чи інших вимірів, наданих йому слідчим або судом, а також типові довідкові дані – параметри і коефіцієнти, числові значення яких вибираються експертом самостійно із спеціальної науково-технічної і довідкової літератури у відповідності з характером та умовами скоєння ДТП [4]. В перелік таких характеристик і параметрів входять параметри, які характеризують ефективність гальмування АТЗ (час запізнення спрацювання гальмової системи, час наростання сповільнення, усталене сповільнення), час реакції водія; показники якості і стану дорожнього покриття, коефіцієнт зчеплення шин з дорогою, відомості про швидкість руху пішоходів, ухили та радіуси повороту дороги та ін..

Для проведення САТЕ експерту достатньо розрахувати ті чи інші параметри за відомими з теорії експлуатаційних властивостей автомобіля формулами. Проте отримати надійні і достовірні результати розрахунків можливо лише за умови

© А. А. Кашканов, 2013

підстановки в формули достовірних чисельних значень відповідних вихідних розрахункових даних – результатів вимірювань, параметрів та коефіцієнтів. Це має принципове значення, оскільки лише за умови достовірності вихідних даних можна говорити про обґрунтованість, об'єктивність, достовірність висновків експерта та можливість їхнього використання в якості доказів [2-5].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є розробка шляхів мінімізації суб'єктивності експертного оцінювання під час розв'язування типових задач автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод.

При вирішенні задач автотехнічної експертизи ДТП прийняття рішень відбувається в умовах неповноти інформації, тобто в умовах невизначеності.

В процесі прийняття рішень виникають різні види невизначеності в залежності від причин її появи. Зокрема розрізняють невизначеність [6]:

- кількісну, зумовлену значним числом об'єктів чи елементів в ситуації;
- інформаційну, обумовлену недостатністю інформації чи її неточністю через технічні, соціальні та інші причини;
- вартісну через надто дорогу чи недоступну плату за визначеність;
- професійну як наслідок недостатнього професіоналізму особи, що приймає рішення;
- обмежувальну (спричинену обмеженнями в ситуації прийняття рішень, наприклад обмеження в часі та інш.);
- зовнішнього середовища, пов'язану з його поведінкою чи реакцією на процес прийняття рішення.

Крім того, невизначеність може мати стохастичну або нечітку природу. При прийнятті рішень стохастична невизначеність виникає при використанні даних, про які відомі не точні значення, а їх статистичні оцінки. Нечітка невизначеність властива практично будь-якій ситуації експертного оцінювання і може бути об'єктивною, властивою всім реальним величинам [6] чи суб'єктивною, властивою людській природі в цілому, і особливо можливостям людини оцінювати інформацію. Причинами виникнення суб'єктивної невизначеності є [7]:

- неповнота знань експерта про властивості об'єктів;
- його недостатній ступінь впевненості в правильності свої оцінок;
- суперечливість експертних знань;
- нечіткість представлення інформації;
- семантична невизначеність, пов'язана з неоднозначністю природної мови, недовизначеністю понять і термінів;
- особливості агрегування індивідуальних експертних оцінок тощо.

Отже, умови невизначеності при прийнятті рішень характеризуються відсутністю достатньої кількості інформації для доцільної організації дій. Якість процесу розробки рішень залежить від повноти врахування всіх факторів, що впливають на наслідки прийнятих рішень. Невизначеність можна усунути повністю чи частково двома шляхами: поглибленим вивченням наявної інформації або набуттям інформації, якої не вистачає.

Матеріали та результати досліджень. Всі реальні величини, оцінка яких здійснюється експертним шляхом, є наближеними. Крім неточності вимірюваних величин існує ряд нечітких експертних факторів, які можна поділити на два види [8]:

- до першого виду відносяться ті, що проявляються в судженнях експертів у явному вигляді (невизначеність, нечіткість, неточність, недовизначеність);

– до другого виду відносяться ті, для виявлення яких слід застосовувати спеціальні алгоритми (неповнота, немонотонність, протирічливість, некоректність, недетермінованість, ненормованість). В подальшому зазначені характеристики будемо позначати «розмитість».

Нехай X – універсальна множина m -мірних об'єктів, що описує сукупність усіх можливих варіантів вибору експерта. Розміте поняття, що характеризує відповідний критерій вибору, представляється нечіткою множиною. Міра належності μ є ступенем впевненості експерта в тому, що елемент x , $x \in X$, належить множині A . Розмита функція належності інтерпретується як область нечутливості (неточності, невизначеності) експерта при визначенні функцій належності об'єктів x , $x \in X$, до множини A . Величина інтервалу, тобто «ступінь впевненості» експерта у своїй оцінці, є характеристикою кількісної міри цієї неточності. Формально ця невизначеність може бути визначена з допомогою «зернистості» [7], яка відображає міру неточності параметра, що вимірюється, по відношенню до величини «зерна». «Зерно» є неподільною (неточною) одиницею вимірювання цього параметра. У нашому випадку таким параметром є сама функція належності, яка визначається на інтервалі $[0,1]$, найменша одиниця якого визначає граничну зернистість шкали. Величину зерна визначають з міркувань «межі розрізнення» зерен для експерта. Залежно від умов задачі експертного оцінювання, методів визначення величини та інших аспектів, розрізняють декілька способів задання розмитої інформації.

Спосіб 1. «Рівномірно розподілена розмитість», коли за умовами задачі уся множина допустимих значень розмитої величини є рівноцінною або коли відомий лише інтервал значень розмитої величини і відсутня можливість отримання детальнішої інформації про цей інтервал. Розмита функція належності в цьому випадку може бути задана:

- у вигляді інтервалу, $\mu_A(x) \in [\mu_A^H(x), \mu_A^B(x)]$;
- із зазначенням абсолютної неточності, $\mu_A(x) = \mu_A^0(x) \pm \Delta\mu_A(x)$, де $\mu_A^0(x)$ – «найімовірніше» значення функції належності величини x до множини A , $\Delta\mu_A(x)$ – «точність вимірювання»;
- із зазначенням відносної неточності, $\mu_A(x) = \mu_A^0(x) \pm \varepsilon\mu_A^0(x)$, $\varepsilon \in (0,1]$.

За допомогою поняття зернистості можна визначити «міру точності» експертної оцінки [7,8]. Позначимо цю міру через δ_1 , а величину зерна через δ_2 . Тоді залежно від способу представлення розмитої функції належності, величина δ_1 визначається за однією з формул

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \delta_2 / (\mu_A^B(x) - \mu_A^H(x)), \\ \delta_1 &= \delta_2 / \Delta\mu_A(x), \\ \delta_1 &= \delta_2 / \delta_3\mu_A(x),\end{aligned}\tag{1}$$

де $\delta_3, \delta_3 \in [0,1]$ – міра впевненості експерта у своїй оцінці.

Спосіб 2. «Багатозначна розмитість», коли результати окремих вимірювань розмитої величини одержано у вигляді точкових оцінок і вони не співпадають між собою.

Спосіб 3. «Трьохточкова розмитість», коли відомо границі зміни розмитості величини, а також її найімовірніше для експерта значення. Такий спосіб можна описати, наприклад, трикутною функцією належності.

Спосіб 4. «Нерівномірно розподілена розмитість», коли розмите значення функції належності описується деякою функцією, яка не обов'язково є трикутною або трапецієподібною.

Врахування суб'єктивного фактора при побудові функцій належності є принциповим, оскільки значення функції належності є суб'єктивною імовірністю. Слід обов'язково враховувати психологічні особливості експерта – його реалістичність, незалежність, правдивість, схильність до ризику тощо. Наприклад у випадку одного експерта маємо

$$\mu_A(x) = \delta_4 \mu_A^H(x) + (1 - \delta_4) \mu_A^B(x), \quad (2)$$

де $\delta_4, \delta_4 \in [0, 1]$ – міра «ризиковості» експерта.

При колективному експертному оцінюванні застосовується двоетапна процедура скаляризації по кожному експерту і по експертній групі в цілому. В загальному випадку враховуються коефіцієнти компетентності експертів $k_i \in [0, 1], i \in L, \sum k_i = 1$.

Позначимо індивідуальну функцію належності, скаляризовану формулою (2), через $\mu_A(x_j^i), i \in L, j \in I$. Досить часто за найкращий вибирають об'єкт, що має максимальний ступінь належності нечіткій множині [8], тобто

$$\mu_A(x) = \max_{j \in I} \min_{i \in L} (k_i \mu_A(x_j^i)). \quad (3)$$

В [7] вказується на ефективність лінійної згортки при експертному оцінюванні

$$\mu_A(x) = \max_{j \in I} \sum_{i \in L} k_i \mu_A(x_j^i). \quad (4)$$

Якщо коефіцієнти компетентності експертів вважати за розподілення ймовірностей, то можна використовувати критерії Байеса-Лапласа чи Гурвіца

$$\mu_A(x_i) = \max_{j \in I} \sum_{i \in L} k_i \mu_A(x_i^j) / n, \quad (5)$$

$$\mu_A(x_i) = \max_{j \in I} \left(\alpha \min_{i \in L} k_i \mu_A(x_i^j) + (1 - \alpha) \max_{i \in L} k_i \mu_A(x_i^j) \right), \quad (6)$$

де n – кількість експертів.

Можна використовувати різні способи формалізації індивідуальних розмитих функцій належності, заданих експертами у вигляді інтервалів, до колективної функції належності. Найчастіше границі результуючого інтервалу визначають як центри ваги множин $\mu_A^{*H}(x_i^j)$ та $\mu_A^{*B}(x_i^j)$, $i \in L, j \in I$, за формулами

$$\mu_A^{*H}(x_j) = \sum_{i \in L} k_i \mu_A^H(x_i^j) / n, \quad \mu_A^{*B}(x_j) = \sum_{i \in L} k_i \mu_A^B(x_i^j) / n. \quad (7)$$

Якщо розподіл значень всередині індивідуальних інтервалів не є рівномірним при визначенні результуючих інтервалів, то також враховується відповідним чином. Остаточні результуючі інтервали функції належності визначаються шляхом застосування до них визначених критеріїв «ступеня неточності» оцінки, які ґрунтуються на співмірності визначеного інтервалу із зернистістю масштабу вимірів. Результуючі функції належності визначаються у вигляді точки або інтервалу за принципом

$$\mu_A^*(x_i) = \begin{cases} 0,5(\mu_A^{*H}(x_i) + \mu_A^{*B}(x_i)), & \text{якщо } \mu_A^{*B}(x_i) - \mu_A^{*H}(x_i) \leq \delta_2, \\ [\mu_A^{*H}(x_i), \mu_A^{*B}(x_i)], & \text{якщо } \mu_A^{*B}(x_i) - \mu_A^{*H}(x_i) > \delta_2, i \in L. \end{cases} \quad (8)$$

На останньому етапі до результуючих інтервалів можливих значень функцій належності по кожному об'єкту застосовуються критерії (3)-(6).

Ефективність викладеного вище підходу підтверджується дослідженнями, результати яких опубліковані в [9].

Так для визначення величини шляху, необхідного для зупинки транспортного засобу і відстані, на якій знаходився цей транспортний засіб від місця наїзду в момент виникнення небезпеки для руху використовується змінна φ – коефіцієнт зчеплення, від значення якої в значній мірі залежать висновки експертизи ДТП:

а) за діючою методикою (з врахуванням стохастичної невизначеності) [2-5] коефіцієнт зчеплення приймає для певної ділянки дороги досить широкий діапазон значень $p(\varphi)$ показаний на рис.

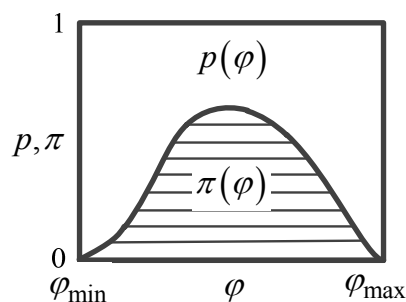


Рисунок – Області невизначеності величини коефіцієнта зчеплення з врахуванням стохастичної та нечіткої невизначеності

б) за запропонованим підходом (з врахуванням стохастичної та нечіткої невизначеності) область невизначеності коефіцієнта зчеплення значно знижується до $\pi(\varphi)$, а потім перетворюється у чітку форму за допомогою одного з методів дефазифікації, найбільш поширеним з яких є метод центра тяжіння [7,8].

Висновки. Обґрунтованість, об'єктивність, достовірність висновків експерта та можливість їхнього використання в якості доказів можливо забезпечити лише за умови достовірності вихідних даних. Відома методика в багатьох випадках дозволяє оцінити лише діапазон можливих значень вихідних змінних на основі врахування стохастичної

невизначеності, що ускладнює об'єктивність прийняття рішення при аналізі причин ДТП. Запропонований вище підхід, на відміну від відомої методики, дозволяє врахувати як стохастичну, так і нечітку невизначеність і звужити діапазон можливих оцінок, що підвищує об'єктивність прийняття рішень та дозволяє рекомендувати його як альтернативу існуючій методиці для застосування в практиці автодорожньої експертизи.

Список літератури: 1. Аварійність на автошляхах України - Центр безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем : офіційний web-сайт Департаменту ДАІ МВС України [електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.sai.gov.ua/uploads/filemanager/file/dtp2012.pdf>. 2. Туренко А. Н. Автотехническая экспертиза : Учебное пособие / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, А. В. Сараев. – Харьков : ХНАДУ, 2007. – 156 с. – ISBN 978-966-303-161-5. 3. Сумець О. М. Основи експертизи дорожньо-транспортних пригод: автотехнічна експертиза : Навчальний посібник / О. М. Сумець, В. Ф. Голодий. – К.: Хай-Тек Прес, 2008. – 160 с. – ISBN 978-966-2143-18-8. 4. Суворов Ю. Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Судебно-экспертная оценка действий водителей и других лиц, ответственных за обеспечение безопасности дорожного движения, на участках ДТП: Учеб. пособие / Ю. Б. Суворов. – М. : Экзамен, 2003. – 208 с. – ISBN 5-94692-404-4. 5. Тартаковский Д. Ф. Проблемы неопределенности данных при экспертизе дорожно-транспортных происшествий / Д. Ф. Тартаковский. – СПб. : Юридический центр Пресс, 2006. – 268 с. – ISBN 5-94201-409-4. 6. Дубовой В. М. Моделі прийняття рішень в управлінні розподіленими динамічними системами : монографія / В. М. Дубовой, О. О. Ковалюк. – Вінниця : Універсум-Вінниця, 2008. – 185 с. – ISBN 978-966-641-251-8. 7. Гнатієнко Г. М. Експертні технології прийняття рішень: Монографія / Г. М. Гнатієнко, В. Є. Снитюк. – К.: ТОВ «Маклаут», 2008. – 444 с. ISBN 978-966-96939-4-8. 8. Норвич А. М. Построение функций принадлежности / А. М. Норвич, И. Б. Турксен // Нечеткие множества и теория возможностей. – М.: Радио и связь, 1986. – С. 64-71. 9. В. А. Кашканов. Інтелектуальна технологія ідентифікації коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП : монографія / В. А. Кашканов, В. М. Ребедайло, А. А. Кашканов, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 129 с. – ISBN 978-966-641-424-6.

Надійшла до редколегії 12.05.2013

УДК 656.084

Мінімізація суб'єктивності експертного оцінювання в задачах автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод / А. А. Кашканов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 120–125. – Бібліогр.: 9 назв.

Рассмотрены причины возникновения субъективной неопределенности экспертного оценивания при проведении экспертиз дорожно-транспортных происшествий, и ее влияние на интерпретацию аналитических результатов исследований и расчетов. Предложены пути минимизации субъективности экспертного оценивания при решении типичных задач автотехнической экспертизы, которые базируются на использовании системы обобщающих функций, построенных на основе аксиом теории вероятностей, нечеткой логики и обработки числовых данных.

Ключевые слова: система водитель-автомобиль-дорога, субъективная неопределенность, экспертное оценивание, принятие решений, экспертиза дорожно-транспортных происшествий.

Reasons of subjective origin vagueness of expert evaluation are considered during realization of road traffic accidents examinations, and her influence on interpretation of analytical results of researches and calculations. The ways of minimization of expert evaluation subjectivity are offered at the decision of typical tasks of motor-vehicle examination, which are based on the use of the summarizing functions system, built on the basis of axioms of chances theory, fuzzy logic and processing of numeric data.

Keywords: the system a driver-car-road, subjective vagueness, expert evaluation, making decision, examination of road traffic accidents.

УДК 629.114:622.684

В. В. ПОТАПЕНКО, ст. викл. ДВНЗ «Криворізький національний університет»**АНАЛІЗ МОДЕЛІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СТАНІВ
КАР'ЄРНИХ САМОСКІДІВ БЕЛАЗ**

Виконаний аналіз створеної математичної моделі функціонування кар'єрних самоскидів БелАЗ, наведені класифікація та властивості потоків подій, технологічних станів і переходів між ними. Визначений напрямок підвищення ефективності експлуатації кар'єрних самоскидів із можливістю адаптації для конкретного підприємства за критерієм мінімуму витрат на володіння.

Ключові слова: кар'єрний самоскид, потоки подій, технологічні стани, математична модель.

Вступ. На промислових підприємствах України експлуатуються понад дві тисячі кар'єрних самоскидів, у Криворізькому залізничному басейні працює третина національного парку таких машин. Позиції відкритого способу розробки корисних копалин зміцнюються, питома вага самоскидів збільшується. Поглиблення виробітків погіршує гірничотехнічні умови, підвищує експлуатаційні навантаження, знижує надійність техніки й ефективність транспортування. Одним з резервів зниження витрат на володіння є вдосконалювання технічного обслуговування й ремонту.

Аналіз основних досягнень і літератури. Тривала й надійна робота кар'єрних самоскидів можлива за умови систематичного і якісного проведення заходів технічного обслуговування, діагностування й ремонту.

Основним видом обслуговування є планово-попереджувальна система. Планові впливи проводяться у встановлений нормативами термін і мають диференційований обсяг у відповідності до структури ремонтного циклу, розробленої для певного виду машин. Перелік ремонтних робіт для кожного виду планового ремонту встановлюється за результатами оглядів машин під час технічного обслуговування. Однак, процеси розбирання, які здійснюються за регламентом, скорочують ресурс і міжремонтний період на третину. У зв'язку із цим виникає необхідність переходу на більш прогресивну систему обслуговування, яка вже впроваджується на підприємствах ряду галузей промисловості – обслуговування по фактичному стану, ідея якої полягає в мінімізації відмов шляхом застосування методів відстеження та розпізнавання технічного стану машини методами контролю її експлуатаційних характеристик.

Серед досліджень по вдосконалюванню технічного обслуговування й ремонту кар'єрних самоскидів помітні моделювання процесів експлуатації. У публікації [1] математична модель функціонування самоскида побудована на наступних основних допущеннях: марківський процес функціонування, при якому стан машини у майбутньому залежить тільки від її стану в цей час і не залежить від того, як прийшла машина до цього стану; стаціонарність процесу, внаслідок якого він залежить від даного інтервалу часу та не залежить, з якого моменту часу визначається цей інтервал; ординарність потоку переходів подій з одного стану в інший, яка означає, що при досить невеликому інтервалі часу ймовірність настання двох або більше подій дуже мала, у порівнянні з імовірністю влучення однієї події в даний інтервал.

Кар'єрні самоскиди вважаються такими, що перебувають в одному зі станів. Переходи машин з одних станів в інші утворюють потоки подій без післядії. Прийняті допущення істотно спрощують розрахунки, оскільки процеси, які відбуваються в гірничотранспортному цеху, можна розглядати як пуасонівські. Для простого потоку подій інтенсивності переходів є постійними, тоді як для нестационарного – функціями

© В. В. Потапенко, 2013

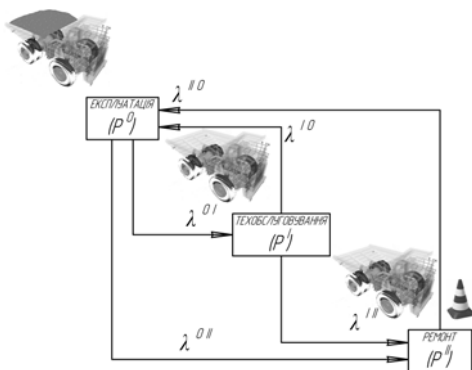
часу.

При створенні технічних систем виникає проблема розробки такої стратегії технічного обслуговування, яка дозволила б отримати від експлуатації системи максимально можливий ефект. Тому завдання профілактики ставляться, як завдання екстремальні і їх можна назвати оптимальними завданнями надійності [2].

Зниження рівня надійності машин у зв'язку з виробітком ресурсу, приводить до скорочення ремонтного циклу й подорожчання ремонтів. У зв'язку із цим оцінка фактичного технічного стану й підвищення ефективності експлуатації є актуальними науковими проблемами.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є підвищення ефективності експлуатації кар'єрних самоскидів за рахунок використання результатів моделювання технологічних станів машин у системі технічного обслуговування й ремонту, що підвищить надійність їх роботи й зменшить витрати на володіння. Створення математичної моделі функціонування машини, її аналіз, визначення ймовірності знаходження в різних технологічних станах, інтенсивності переходів між ними дозволить розв'язати це завдання.

Матеріали досліджень. Моделювання технологічних процесів кар'єрних самоскидів є основою для оцінки ефективності використання техніки й прогнозування її стану. У роботі використовується математичний апарат, так званих марківських процесів з дискретними станами та безперервним часом [3]. При допущенні про миттєве виявлення відмови системи, негайному початку її обслуговування, відновлення можна спростити модель функціонування кар'єрних самоскидів і привести множину технологічних станів до трьох підмножин: експлуатації, техобслуговування й ремонту (рис. 1).



Відповідно до цього графа система диференціальних рівнянь для ймовірностей технологічних станів кар'єрних самоскидів має вигляд:

$$\frac{dP^O(t)}{dt} = -(\lambda^{OI} + \lambda^{OII}) \cdot P^O(t) + \lambda^{IO} \cdot P^I(t) + \lambda^{IIO} \cdot P^{II}(t), \quad (1)$$

$$\frac{dP^I(t)}{dt} = -(\lambda^{IO} + \lambda^{I II}) \cdot P^I(t) + \lambda^{OI} \cdot P^O(t), \quad (2)$$

$$\frac{dP^{II}(t)}{dt} = -\lambda^{II O} \cdot P^{II}(t) + \lambda^{O II} \cdot P^O(t) + \lambda^{I II} \cdot P^I(t) \quad (3)$$

Рисунок 1 – Граф станів кар'єрного самоскида в експлуатації, техобслуговуванні й ремонті

де стан 1 – самоскид експлуатується з імовірністю знаходження в стані $P^O(t)$; стан 2 – самоскид обслуговується з імовірністю $P^I(t)$; стан 3 – самоскид ремонтується з імовірністю $P^{II}(t)$; λ^{OI} , λ^{OII} – інтенсивності переходів кар'єрного самоскида від експлуатації до обслуговування та ремонту відповідно; $\lambda^{I II}$ – інтенсивність переходу від технічного обслуговування до ремонту; λ^{IO} , $\lambda^{II O}$ – інтенсивності потоків відновлення після техобслуговування й ремонту відповідно.

Нормувальна та початкові умови загальної математичної моделі мають вигляд

$$P^O(t) + P^I(t) + P^{II}(t) = 1, \quad P^O(0) = 1, \quad P^I(0) = P^{II}(0) = 0 \quad (4)$$

Використовуючи таку модель можна визначити ймовірності станів кар'єрного самоскида, якщо в початковий момент часу він був справний.

Дискретні стани кар'єрного самоскида БелАЗ визначає «Положення про технічне обслуговування, діагностування й ремонт кар'єрних самоскидів БелАЗ» [4]. Вони утворюють структуру графа й відповідають його вершинам – робочим зонам (території кар'єру і т.п.), пунктам (місцям, зонам) технічного обслуговування, діагностування й ремонту. Дугами (ребрами) графа є дороги (шляхи) між технологічними станами. Множина технологічних станів кар'єрних самоскидів розділяється на три підмножини: експлуатація, технічне обслуговування й ремонт.

Для кар'єрних самоскидів по періодичності, переліку й трудомісткості виконуваних робіт установлені наступні види технічного обслуговування й ремонту: щоденне технічне обслуговування – ЩО; перше технічне обслуговування – ТО-1; друге технічне обслуговування – ТО-2; третє технічне обслуговування – ТО-3; сезонне технічне обслуговування – СО; регламентований плановий ремонт – ПР-1; регламентований плановий ремонт – ПР-2; позаплановий поточний ремонт – ПоР.

На рис. 2 представлена уточнена модель функціонування кар'єрних самоскидів, представлена у вигляді графа станів і переходів.

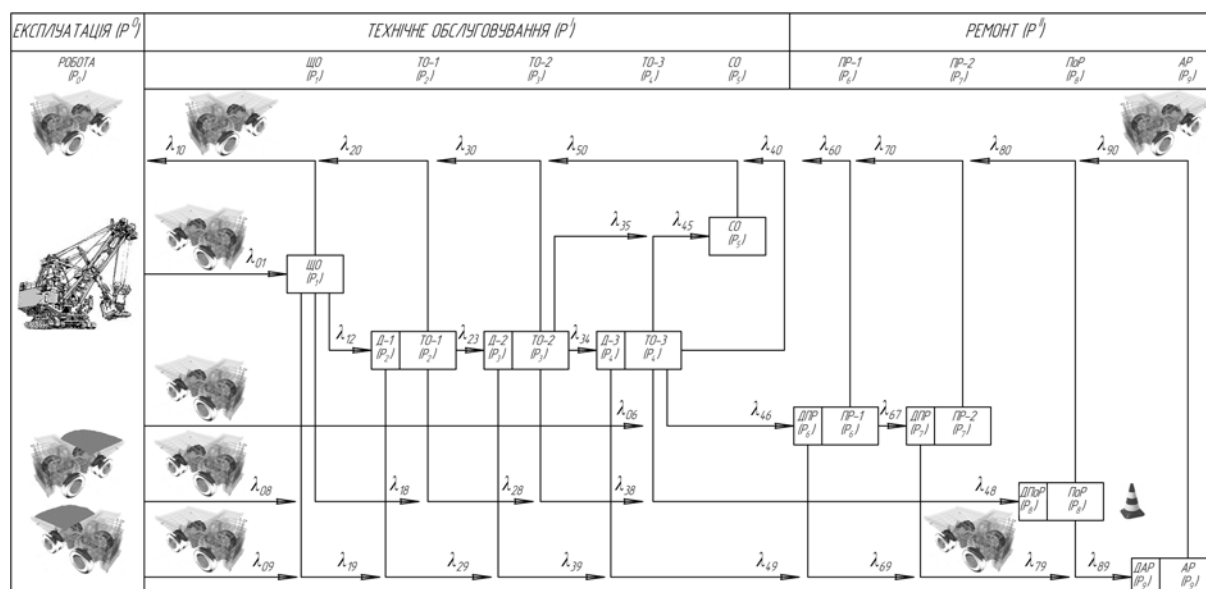


Рисунок 2 – Уточнений граф технологічних станів кар'єрних самоскидів БелАЗ

Запропонований уточнений граф передбачає десять технологічних станів. У порівнянні з роботою [1], структура доповнена відповідними до кожного виду техобслуговування й ремонту діагностиками, що не вплинуло на кількість вершин (однойменні діагностики й обслуговування сполучені). Доповнення вершин у порівнянні з базовою моделлю пов'язане із сезонним обслуговуванням, аварійним ремонтом та відповідною діагностикою. Уведення в модель процесу функціонування таких станів, як діагностика й сезонне обслуговування не вимагає аргументації й носить уточнюючий характер, тому що вони визначені діючим «Положенням». Включення ж аварійного ремонту й відповідної до нього діагностики в структуру графа станів і переходів вимагає обґрунтування.

Планово-попереджувальна система «Положення» визначає техобслуговування за планом, а ремонт – за планом або по необхідності, але не виключає виникнення раптових відмов, частково знижуючи ймовірність їх виникнення за рахунок поки недосконалої діагностики, тому технологічним станом «аварійна відмова» не можна зневажати, враховуючи його непередбачений по багатьом параметрам характер. Термін «аварійна відмова» давно застосовується в термінології експлуатації, техобслуговування й ремонту техніки, але у стандарти так і не увійшов. Очевидно, через його крайню небажаність і тяжкі наслідки. Замість слів «попереджувальні» і «відбудовні» роботи часто говорять про профілактичні і аварійні відновлення [5].

Діючий на Україні стандарт надійності містить схожі за змістом категорії – «критичний стан» та «критична відмова», визначаючи, що їх настання «може привести до травмування людей, значних матеріальних збитків або іншим неприйнятним наслідкам» [6].

Пропонується визначити аварійну відмову, як подію, що виявлена діагностикою чи раптово відбулася та може привести до травмування людей, значним матеріальним збиткам або іншим неприйнятним наслідкам. Критерієм аварійності є випадковий характер події та важкість її наслідків і ліквідації. Аварійним станом може вважатися також і такий, коли система ще не відмовила, але її елементи вже не підлягають відновленню. Опираючись на наведені доводи можна уводити у математичну модель технологічних станів термін «аварійний ремонт», як комплекс заходів для ліквідації наслідків аварійної відмови.

Результати досліджень. Дослідження показали, що кар'єрні самоскиди до третини календарного часу перебувають у технічному обслуговуванні й ремонті, а працезатрати на цю роботу досягають більше половини загальних трудових витрат на транспортування.

За математичною моделлю (рис. 2) складені диференціальні рівняння ймовірностей знаходження у кожному із десяти технологічних станів функціонування кар'єрних самоскидів, які поєднані в систему (5-14):

$$\begin{aligned} \text{робота} \quad \frac{dP_0(t)}{dt} = & -(\lambda_{01} + \lambda_{06} + \lambda_{08} + \lambda_{09}) \cdot P_0(t) + \lambda_{10} \cdot P_1(t) + \lambda_{20} \cdot P_2(t) + \lambda_{30} \cdot P_3(t) + \\ & + \lambda_{40} \cdot P_4(t) + \lambda_{50} \cdot P_5(t) + \lambda_{60} \cdot P_6(t) + \lambda_{70} \cdot P_7(t) + \lambda_{80} \cdot P_8(t) + \lambda_{90} \cdot P_9(t), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{щоденне обслуговування} \quad \frac{dP_1(t)}{dt} = -(\lambda_{10} + \lambda_{12} + \lambda_{18} + \lambda_{19}) \cdot P_1(t) + \lambda_{01} \cdot P_0(t), \quad (6)$$

$$\text{технічне обслуговування - 1} \quad \frac{dP_2(t)}{dt} = -(\lambda_{20} + \lambda_{23} + \lambda_{28} + \lambda_{29}) \cdot P_2(t) + \lambda_{12} \cdot P_1(t), \quad (7)$$

$$\text{технічне обслуговування - 2} \quad \frac{dP_3(t)}{dt} = -(\lambda_{30} + \lambda_{34} + \lambda_{35} + \lambda_{38} + \lambda_{39}) \cdot P_3(t) + \lambda_{23} \cdot P_2(t), \quad (8)$$

$$\text{технічне обслуговування - 3} \quad \frac{dP_4(t)}{dt} = -(\lambda_{40} + \lambda_{45} + \lambda_{46} + \lambda_{48} + \lambda_{49}) \cdot P_4(t) + \lambda_{34} \cdot P_3(t), \quad (9)$$

$$\text{сезонне обслуговування} \quad \frac{dP_5(t)}{dt} = -\lambda_{50} \cdot P_5(t) + \lambda_{35} \cdot P_3(t) + \lambda_{45} \cdot P_4(t), \quad (10)$$

$$\text{плановий ремонт -1} \quad \frac{dP_6(t)}{dt} = -(\lambda_{60} + \lambda_{67} + \lambda_{69}) \cdot P_6(t) + \lambda_{06} \cdot P_0(t) + \lambda_{46} \cdot P_4(t), \quad (11)$$

$$\text{плановий ремонт -2} \quad \frac{dP_7(t)}{dt} = -(\lambda_{70} + \lambda_{79}) \cdot P_7(t) + \lambda_{67} \cdot P_6(t), \quad (12)$$

$$\text{поточний ремонт} \quad \frac{dP_8(t)}{dt} = -(\lambda_{80} + \lambda_{89}) \cdot P_8(t) + \lambda_{08} \cdot P_0(t) + \lambda_{18} \cdot P_1(t) + \lambda_{28} \cdot P_2(t) + \lambda_{38} \cdot P_3(t) + \lambda_{48} \cdot P_4(t), \quad (13)$$

$$\text{аварійний ремонт} \quad \frac{dP_9(t)}{dt} = -\lambda_{90} \cdot P_9(t) + \lambda_{09} \cdot P_0(t) + \lambda_{19} \cdot P_1(t) + \lambda_{29} \cdot P_2(t) + \lambda_{39} \cdot P_3(t) + \lambda_{49} \cdot P_4(t) + \lambda_{69} \cdot P_6(t) + \lambda_{79} \cdot P_7(t) + \lambda_{89} \cdot P_8(t) \quad (14)$$

Нормувальна та початкові умови для системи рівнянь (5-14) мають вигляд

$$P_0(t) + P_1(t) + P_2(t) + P_3(t) + P_4(t) + P_5(t) + P_6(t) + P_7(t) + P_8(t) + P_9(t) = 1, \quad (15)$$

$$P_0(0) = 1, \quad P_1(0) = P_2(0) = P_3(0) = P_4(0) = P_5(0) = P_6(0) = P_7(0) = P_8(0) = P_9(0) = 0 \quad (16)$$

Імовірність знаходження кар'єрних самоскидів у підмножині техобслуговування (рис. 1) визначається через суму ймовірностей усіх видів обслуговування (рис. 2)

$$P^I(t) = P_1(t) + P_2(t) + P_3(t) + P_4(t) + P_5(t) \quad (17)$$

Імовірність знаходження кар'єрних самоскидів у підмножині ремонту (рис. 1) визначається через суму ймовірностей усіх видів ремонту (рис. 2)

$$P^{II}(t) = P_6(t) + P_7(t) + P_8(t) + P_9(t) \quad (18)$$

Виконуючи сумісний аналіз загальної та уточненої математичної моделі визначимо класифікацію та властивості потоків подій, технологічних станів і переходів між ними. Функціонування кар'єрних самоскидів відбувається по трьох потоках: двох потоках виводу із експлуатації та одному потоку повернення. Виведення кар'єрного самоскида із експлуатації виконується сталим потоком планових перетворень та нестационарним випадковим потоком відмов. Повернення кар'єрного самоскида у експлуатацію відбувається в об'єднаному змішаному потоці відновлень, що утворюється після завершення усіх видів підтримання та відновлення працездатності у підмножинах технічного обслуговування та ремонту.

Загальна модель (рис. 1) також ілюструє два напрями виходу із експлуатації – у технічне обслуговування та ремонт. Потік перетворень планово переводить кар'єрний самоскид із підмножини експлуатації у підмножину технічного обслуговування з інтенсивністю зовнішнього переходу λ^{OI} . Ця подія відбувається найчастіше під час щоденного та щозмінного обслуговування (рис. 2) із інтенсивністю λ_{01} , тобто

$$\lambda^{OI} = \lambda_{01} \quad (19)$$

Потік перетворень доповнюється переводом кар'єрного самоскида із підмножини експлуатації у підмножину ремонту з інтенсивністю зовнішнього переходу λ_{06} , яка у поєднанні із інтенсивністю зовнішнього переходу від обслуговування λ_{46} утворює вхідний потік у підмножину ремонту до планових ремонтів із сумарною інтенсивністю $\lambda_{06} + \lambda_{46}$. Тобто потік планових перетворень спрямований від експлуатації до планових технічних обслуговувань та ремонтів

Інтенсивності планових переходів самоскидів між технологічними станами практично не залежать від часу $\lambda_{ij}(t) = \lambda_{ij} \approx const$, де i – індекс початку дуги графа, j – індекс кінця дуги графа. У відповідності до «Положення» [4] припустимі відхилення від нормативів періодичності технічного обслуговування ТО-1 і ТО-2 становлять $\pm 10\%$, для інших видів обслуговування й ремонтів – $\pm 5\%$.

Іншою причиною виводу кар'єрного самоскида із підмножини експлуатації у підмножину ремонту є раптові відмови, які утворюють потік відмов. Він складається із

зовнішніх та внутрішніх переходів із інтенсивністю, яка є функцією часу. Кінцевими вершинами таких переходів є два технологічні стани: поточний та аварійний ремонт. Безпосередніми є зовнішні переходи λ_{08} та λ_{09} від експлуатації до поточного та аварійного ремонтів відповідно.

Перехід від експлуатації до ремонту є комбінованим, оскільки він утворюється як із непланових переходів λ_{08} , λ_{09} так і планового переходу перетворень λ_{06} . Випадкові переходи λ_{08} та λ_{09} мають інтенсивності, що залежать від часу $\lambda_{ij}(t)$ і утворюють потік відмов, який є однорідним та нестационарним, оскільки складається із подій раптових відмов, які призводять до поточних або аварійних ремонтів.

Таким чином

$$\lambda^{OI} = \lambda_{06} + \lambda_{08} + \lambda_{09} \quad (20)$$

Окрему групу утворюють, так звані, внутрішні у межах підмножин переходи. Такі переходи є у підмножині технічного обслуговування: λ_{12} , λ_{23} , λ_{34} , λ_{35} , λ_{45} , для яких $0 \leq i \leq 5$, $0 \leq j \leq 5$ і всі вони планові та у підмножині ремонту: λ_{67} , λ_{69} , λ_{79} , λ_{89} , з яких тільки λ_{67} є плановим.

Перехід від техобслуговування до ремонту також є комбінованим, оскільки він утворюється із планового переходу перетворень λ_{46} та великої групи непланових раптових випадкових переходів до поточного ремонту із $j=8$ та до аварійного ремонту із $j=9$. Таким чином

$$\lambda^{II} = \lambda_{46} + \lambda_{18} + \lambda_{28} + \lambda_{38} + \lambda_{48} + \lambda_{19} + \lambda_{29} + \lambda_{39} + \lambda_{49} + \lambda_{69} + \lambda_{79} + \lambda_{89} \quad (21)$$

Після завершення усіх видів підтримання працездатності у підмножині технічного обслуговування формується однорідний плановий потік повернення у експлуатацію після техобслуговування з інтенсивністю

$$\lambda^{IO} = \lambda_{10} + \lambda_{20} + \lambda_{30} + \lambda_{40} + \lambda_{50} \quad (22)$$

Після завершення усіх видів відновлення працездатності у підмножині ремонту формується неоднорідний змішаний потік повернення у експлуатацію після ремонтів з інтенсивністю

$$\lambda^{IIO} = \lambda_{60} + \lambda_{70} + \lambda_{80} + \lambda_{90} \quad (23)$$

Ці потоки об'єднуються у змішаний повний потік відновлень із інтенсивністю

$$\lambda^{IO} + \lambda^{IIO} = \lambda_{10} + \lambda_{20} + \lambda_{30} + \lambda_{40} + \lambda_{50} + \lambda_{60} + \lambda_{70} + \lambda_{80} + \lambda_{90} \quad (24)$$

для яких $j=0$.

Таким чином математична модель функціонування кар'єрного самоскида містить 10 станів, об'єднаних у 3 підмножини, 31 перехід між ними, з яких 22 – переходи перетворень та відмов та 9 – переходи відновлень, 22 – зовнішніх та 9 – внутрішніх.

Розв'язок системи диференціальних рівнянь дозволить визначити ймовірності технологічних станів кар'єрних самоскидів, інтенсивності переходів між ними й раціонально коректувати діючу систему технічного обслуговування.

Висновки. Розроблена та проаналізована модель технічного обслуговування й ремонту кар'єрних самоскидів в умовах Криворізького залізничного басейну з можливістю адаптації для конкретного підприємства за критерієм мінімуму витрат на володіння. На основі створеної моделі планується виконати оцінку ймовірності станів, інтенсивності переходів, потоків перетворень, відмов, відновлень, визначити закони розподілу й параметри системи техобслуговування.

Список літератури: 1. Монастирський Ю. А. Моделювання функціонування кар'єрних автосамоскидів / Ю. А. Монастирський // Качество минерального сырья: сб. научн. трудов. – Кривой Рог, 2011. – С. 420-424. 2. Барзилович Е. Ю., Каптанов В. А. Организация обслуживания при ограниченной информации о надежности системы. М., «Сов. радио», 1975. – 136 с. с ил. 3. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория случайных процессов и её инженерные приложения. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит.– 1991. – 384 с. 4. «Положение о техническом обслуживании, диагностировании и ремонте карьерных самосвалов БелАЗ» г. Жодино, 2004. 5. Байхельт Ф., Франкен П. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход: Пер. с нем. – М.: Радио и связь, 1988. – 392 с.: ил. 6. ДСТУ 2860–94 «Надежность техники. Термины и определения».

Надійшла до редколегії 12.05.2013

УДК 629.114:622.684

Аналіз моделі технологічних станів кар'єрних самоскидів БелАЗ / В. В. Потапенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 126–132. – Бібліогр.: 6 назв.

Выполнен анализ математической модели функционирования карьерных самосвалов БелАЗ, технологических состояний и переходов между ними. Определено направление повышения эффективности эксплуатации карьерных самосвалов на основе анализа данной модели с возможностью адаптации для конкретного предприятия по критерию минимума затрат на владение.

Ключевые слова: карьерный самосвал, технологические состояния, математическая модель.

The analysis of the created mathematical model of BelAZ open pit trucks functioning is executed, classification and properties of streams of events, technological conditions and transitions between them are provided. The direction of increase of open pit trucks operation efficiency with possibility of adaptation for the concrete enterprise for criterion of a minimum of expenses for possession is defined.

Keywords: open pit trucks, streams of events, technological conditions, mathematical model.

УДК 629.33.024

В. Н. ТОРЛИН, д-р. техн. наук, проф., зав. кафедрой АТ. СевНТУ, Севастополь;
А. А. ВЕТРОГОН, канд. техн. наук, доц. СевНТУ;
В. В. МЕШКОВ, канд. техн. наук, доц. СевНТУ;
С. В. БУЛЯВЕЦ, студент СевНТУ

ТЕСТОВАЯ ВИБРОДИАГНОСТИКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ НЕСУЩИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Предлагается методика диагностирования состояния кузовных конструкции автомобилей, основанная на анализе виброграмм, получаемых путем компьютерной обработки параметров поверхностных волн Релея, инициируемых тестовым вибратором.

Ключевые слова: диагностирование кузовных конструкции, тестовый сигнал, алгоритм диагностирования.

Введение. Одним из путей решения проблемы безопасности транспортных средств, находящихся в эксплуатации, является непрерывное совершенствование методов и средств диагностирования и прогнозирования их технического состояния. Основные эксплуатационные свойства несущих систем транспортных средств во многом определяются изменением во времени физико-механических свойств материалов элементов кузовных конструкций. Диагностирование этого явления осуществляется методами вибродиагностики на неподвижном транспортном средстве с помощью тестовых воздействий. Информативность и достоверность таких методов зависит от методики формирования тестового воздействия и от уровня информационного обеспечения средств обработки результатов эксперимента.

Анализ основных достижений и литературы. Постановка задач и анализ методов вибродиагностики наиболее полно рассмотрен в работе [1]. Всесторонне явление распространения упругих волн в сложных агрегатах при вибродиагностике рассмотрено в монографии [2]. Методы, основанные на измерении частот собственных колебаний элементов конструкций, предназначенные для диагностирования изменения физико-механических свойств различного рода материалов и изделий, рассмотрены в [3]. В основу таких методов положено наличие зависимостей между упругими константами материала изделия и параметрами спектра волновых процессов, инициируемых тестовыми воздействиями. Однако для описания рассматриваемых явлений используются простые зависимости из элементарной физики, в то время как процессы распространения упругих волн описываются дифференциальными уравнениями в частных производных, решения которых позволяют построить более совершенные диагностические модели и с их помощью получить новые результаты.

Цель исследования, постановка задачи. Целью настоящей работы является разработка методики диагностирования кузовных конструкции транспортных средств, находящихся в эксплуатации, основанной на интегрировании волновых уравнений теории упругости, позволяющих с высокой точностью определять состояние объекта диагностирования и реализация этой методики в практике диагностирования состояния несущих систем транспортных средств.

© В. Н. Торлин, А. А. Ветрогон, В. В. Мешков, С. В. Булявец, 2013

Материалы исследований. Для разработки диагностической модели рассмотрим процесс тестового диагностирования кузовной конструкции, схема которого показана на рис.1, заключающийся в исследовании параметров волновых процессов, инициируемых вибратором 1 и регистрируемых датчиком ускорения 2, при этом сигналы, поступающие от датчика 2, в реальном времени обрабатываются АЦП 3, передаются в компьютер 4 и отображаются на его дисплее, а также записываются в текстовый файл.

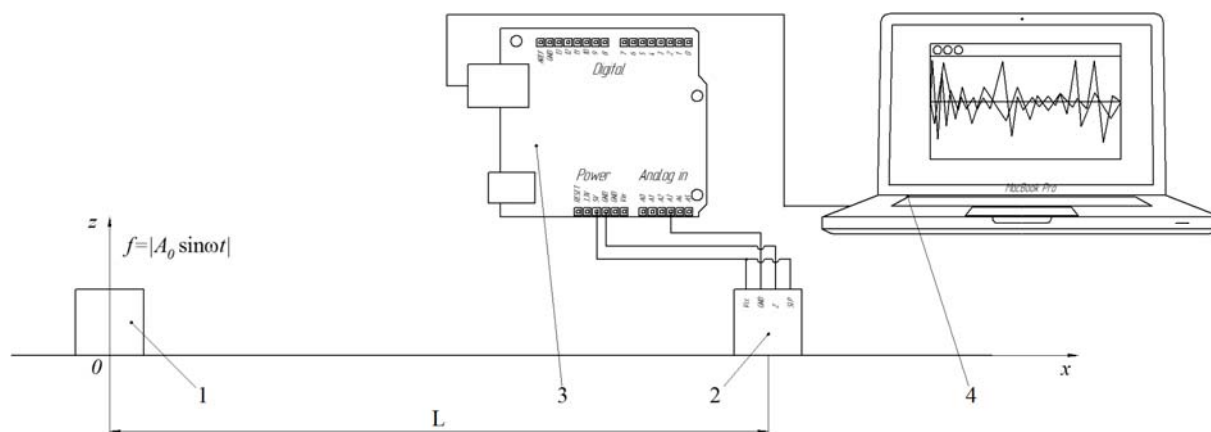


Рисунок 1 – Схема эксперимента

1 – вибратор; 2 – акселерометр; 3 – АЦП; 4 – компьютер.

Основную математическую модель процесса определим в результате решения следующей задачи теории упругости. В момент времени $t = 0$ на границе исследуемого объекта $z = 0$ в точке $x = 0$ начинает действовать источник колебаний с амплитудой A_0 и круговой частотой ω , задающий тестовый сигнал

$$f(t) = |A_0 \sin \omega t|, \quad (1)$$

график которого показан на рис. 2.

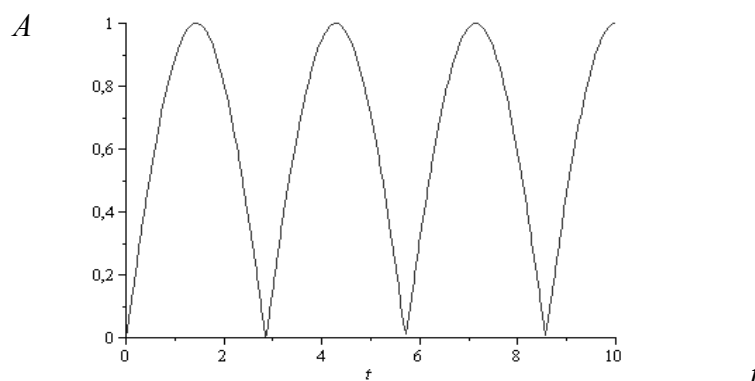


Рисунок 2 – График колебаний вибратора

Сигнал (1) порождает на поверхности исследуемого объекта волны Релея, описываемые уравнениями [4]

$$\begin{aligned}(\lambda + G) \frac{\partial \theta}{\partial x} + G \nabla^2 U_x - \rho \frac{\partial^2 U_x}{\partial t^2} &= 0, \\(\lambda + G) \frac{\partial \theta}{\partial z} + G \nabla^2 U_z - \rho \frac{\partial^2 U_z}{\partial t^2} &= 0,\end{aligned}\tag{2}$$

где $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$, $\theta = \frac{\partial U_x}{\partial x} + \frac{\partial U_z}{\partial z}$, $\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}$, $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – параметры Ляме;

E , ν , ρ – упругие свойства и плотность материала.

Решение уравнений (2) принимаем в форме

$$U_x = A_0 \exp(-klz) \sin\left[\frac{2\pi}{l}(x - c_3 t)\right], \quad U_z = A_0 \exp(-klz) \cos\left[\frac{2\pi}{l}(x - c_3 t)\right],\tag{3}$$

где U_x , U_z – перемещения в виде продольных и поперечных волн;

k – коэффициент затухания волн в направлении z ;

l – длина волны;

c_3 – скорость поверхностных волн Релея, распространяющихся в направлении x от источника к датчику;

t – время.

Скорость волн c_3 зависит от величин E , ν и ρ , и определяется по формуле

$$c_3 = \alpha \sqrt{\frac{G}{\rho}},\tag{4}$$

где α – определяется из уравнения 6-го порядка, которое для стальной кузовной конструкции имеет вид

$$3\alpha^6 - 24\alpha^4 + 56\alpha^2 - 32 = 0.\tag{5}$$

Диагностическая модель (1)-(5) позволяет определить текущее значение характеристики $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$, с помощью которой определяются два основные эксплуатационные свойства кузовной конструкции: несущая способность и ресурс [5].

Результаты исследований. С использованием диагностической модели (1)-(5) был разработан следующий алгоритм диагностирования:

1) на диагностируемую кузовную конструкцию в точке $x = 0$ в момент времени $t = 0$ начинаем воздействовать вибратором с амплитудой A_0 и круговой частотой ω ;

2) сигнал U_z , поступающий на датчик, установленный в точке $x = L$, передаем через АЦП в память компьютера;

3) обробляємо поступивший сигнал с помощью программного обеспечения, преобразующего сигналы АЦП в значения перемещений, получаем амплитудный портрет объекта;

4) обработкой полученной осциллограммы находим цифровые значения параметров процесса, необходимые для вычисления G ;

5) вычисляем G по формуле, полученной из (3)-(4):

$$G = \frac{1}{\alpha t^2} \left[x - \frac{l}{2\pi} \arcsin \frac{U_z}{A_0 \exp(-kz)} \right]^2 \rho. \quad (6)$$

Была проведена экспериментальная проверка разработанной методики. С помощью данной методики были продиагностированы кузова 3-х автомобилей, находящихся в эксплуатации разное время:

- RENAULT LOGAN выпуска 2009г, рис.2а;
- автомобиля ЗАЗ-110206 выпуска 1993г, рис.2б;
- автомобиля ВАЗ-2101 выпуска 1977г, рис.2в.

Как следует из рис. 3, сигнал, возбуждаемый вибратором в точке $x=0$, пройдя расстояние L , меняет конфигурацию и затухает тем больше, чем больше срок эксплуатации автомобиля.

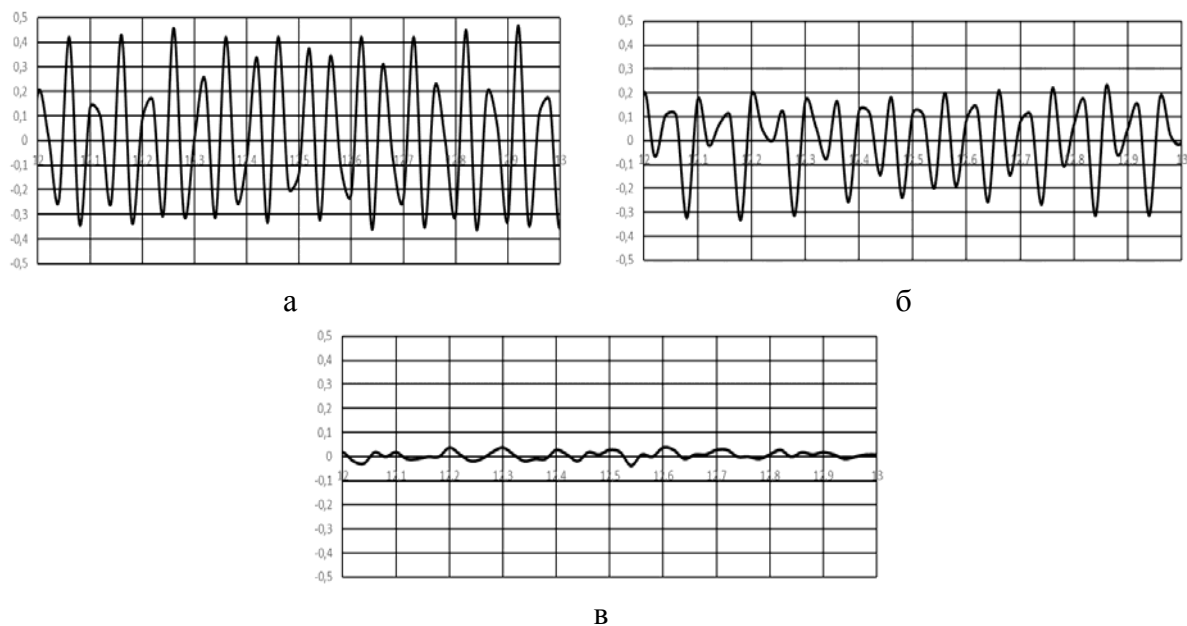


Рисунок 3 – Сигнал U_z на расстоянии L от вибратора: а – автомобиль 2009г; б – автомобиль 1993г ; в – автомобиль 1977г .

Выводы. 1. Амплитуда вибродиагностического сигнала является существенным диагностическим признаком, характеризующим состояние кузовной конструкции. 2. Кузовные конструкции автомобилей с разным сроком эксплуатации имеют различный амплитудный портрет.

Список литературы: 1. *Mitchel John S.* An Introduction to Machinery Analysis and Monitoring. - Tulsa: Penn Well Books, 1993.-423p. 2. *Шульженко Н.Г.* Задачи термостойкости, вибродиагностики и ресурса энергетических агрегатов: монография / *Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Б.Ф. Зайцев.* – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 444 с. 3. *Ваньков Ю.В.* Собственные частоты изделия как информативный признак наличия дефектов / *Ю.В. Ваньков, Р.Б. Казаков, Э.Р. Яковлева* //Техническая акустика, – 2005, вып.3. – с.49-56. 4. *Гринченко В.Т.* Гармонические колебания и волны в упругих телах / *В.Т. Гринченко, В.В. Мелешко.* – К.: Наук. Думка, 1980. – 284с. 5. *Торлин В.Н.* Прикладные задачи механики автомобиля: учебное пособие // *В.Н. Торлин, А.П. Фалалеев, В.В. Мешков, А.А. Ветрогон* и др.- Севастополь: СевНТУ, 2012.- 196 с.

Надійшла до редколегії 13.05.2013

УДК 629.33.024

Тестовая вибродиагностика эксплуатационных свойств несущих систем транспортных средств / В. М. Торлін, О. А. Ветрогон, В. В. Мешков, С. В. Булявец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 133–137. – Бібліогр.: 5 назв.

Пропонується методика діагностування стану кузовних конструкцій автомобілів, заснована на аналізі віброграм, одержуваних шляхом комп'ютерної обробки параметрів поверхневих хвиль Релея, ініційованих тестовим вібратором

Ключові слова: діагностування кузовних конструкцій, тестовий сигнал, алгоритм діагностування.

The technique of diagnosing the state of touring vehicle design, based on an analysis of vibrogram obtained by computer processing of surface Rayleigh waves initiated by the test vibrator

Keywords: diagnosis of body design, test signal, the algorithm of diagnosis.

УДК 621.44.3:678-462: 629.735: 629.113

В. П. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харків;
В. П. МАТЕЙЧИК, д-р техн. наук, проф. НТУ, Київ;
П. Б. КОМОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків;
О. Б. КОМОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків;
І. В. ГРИЦУК, канд. техн. наук, доц. ДонІЗТ УкрДАЖТ, Донецьк

ОРГАНІЗАЦІЯ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ФОРМУВАННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

У статті представлені створені в структурі інтелектуальних транспортних систем сучасні інформаційні комплекси програм аналітико-ймовірнісної методики, що дозволяють виконувати технологічний розрахунок для планування роботи системи ТО і Р транспорту та проводити оцінку викидів та відходів.

Ключові слова: автомобіль, технічна експлуатація, інтелектуальна транспортна система, інформаційний комплекс програм.

Вступ. Сучасний етап розвитку транспорту характеризується в суспільстві як етап інтенсивного розвитку інтелектуальних транспортних систем, або *Intelligent Transportation System (ITS)*, що на усіх видах транспорту пов'язано з достатньо низьким рівнем безпеки людства, що забезпечує транспорт. Але проблема безпеки на транспорті є також і наслідком втручання самої людини в процеси безпеки, які вона повинна організовувати та контролювати, що в купі викликає в галузі бурхливе використання штучного інтелекту. Технічна експлуатація (ТЕ) та безпосередньо процеси технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) рухомого складу (РС) існують для забезпечення технічної, екологічної та інших видів безпеки транспорту. Багато в чому безпека автомобільного транспорту (АТ) ґрунтується на застосуванні систем ТО і Р, які в сучасних умовах, коли транспорт перейшов в приватну власність практично не діють. Причина в тому, що більшість власників РС розглядають системи ТО і Р як додатковий тягар і тому для забезпечення працездатності та, відповідно, безпеки свого РС використовують в ТЕ лише стратегію «очікування ремонту», яка, наприклад, при експоненціальному законі надійності РС забезпечують рівень надійності (вірогідність відсутності відмов) в обсязі 37%. Відповідно до чого, актуальним для транспорту є визначення таких засобів і, насамперед *ITS*, які вже сьогодні придатні надати галузі необмежений автоматизований і навіть автоматичний контроль по використанню власниками РС тих систем ТО і Р, що їм рекомендовані виробниками РС для обов'язкового виконання. При цьому не менш важливим є також питання адаптації безпосередньо самих систем ТО і Р до експлуатації РС в умовах *ITS*, що пов'язано, наприклад, з адаптацією існуючих моделей ТЕ до сучасної інформаційної бази *ITS*.

Аналіз існуючих досліджень. Інформаційну базу систем ТО і Р на АТ традиційно складають нормативи ТЕ та середньостатистична інформація, що надходить з шляхових листів, які представляють звіт РС про виконану їм роботу. Існуючі моделі ТЕ мають широкий спектр призначення та практично необмежене коло задач, які вони можуть сьогодні вирішувати на АТ [1, 2, 3]. Сучасні дослідження Московського автомобільно-дорожнього інституту (МАДІ) [4] та Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) [5, 6] спрямовані на більш поширене використання інформації.

© В. П. Волков, В. П. Матейчик, П. Б. Комов, О. Б. Комов, І. В. Грицук, 2013

Постановка задачі. Метою даної статті є означення особливостей формування інформаційних основ використання інтелектуального програмного комплексу для організації та оцінки сучасних виробництв з ТО і Р автомобілів.

Основний матеріал. У відповідності до теорії ТЕ, згідно з дослідженнями [5, 6], проведеним під керівництвом проф. Говорущенко М.Я., визначено параметр середньотехнічної швидкості V_T , що визначає групу умов експлуатації автомобілів та дозволяє автоматично, на науковій основі відкоригувати періодичність ТО та інші параметри ТЕ. На кафедрах «Технічна експлуатація і сервіс автомобілів» ХНАДУ і «Екологія і безпека життєдіяльності» НТУ для інтенсифікації діяльності інженерно-технічної служби у відповідності до умов експлуатації ТЗ і характеристики конкретної ІТС розроблені інтелектуальні програмні комплекси (в подальшому ІПК): «Віртуальний механік «HADI-12»» і «Service Fuel Eco «NTU-HADI-12»».

Сьогодні, відповідно до проведених досліджень науковців ХНАДУ, пропонується вірогідна методика технологічного розрахунку інтелектуального підприємств з планування робіт ТО і Р, яка містить блоки: отримання вихідної інформації; розрахунок параметрів ефективності функціонування; оптимізація параметрів інженерно-технічної служби (ІТС) підприємств. Відповідно до особливостей побудови й використання ІПК для розрахунку, аналізу і прогнозування вірогідності перебування автомобілів як в роботі так і ТО і Р, розроблено укрупнений алгоритм комплексу. ІПК призначений для інтенсифікації діяльності ІТС, а також для вирішення питання організації і управління, розрахунку й аналізу систем ТО і Р автомобільного транспорту, які розглядаються з позицій ймовірних методів дослідження і теорії масового обслуговування на основі використання параметрів експлуатації, що надаються спеціальними засобами, запропонованими фахівцями ХНАДУ та НТУ, як невід'ємні технічні складові в структурі ІТС. Алгоритм ІПК «Service Fuel Eco «NTU-HADI-12»» представлено на рис. 1. Алгоритм роботи ІПК побудовано на наступних елементах і процесах: формування і введення основних вихідних даних для роботи програми, отримання та обробка даних *GPS*, *GPRS* за допомогою інтернет-серверу, що разом з системою ТО і Р утворюють ІТС нового покоління; моніторинг часових станів ТЗ в цілому і по елементах; зв'язки між основними складовими (елементами) програми і вихід з програми. Принцип здійснення алгоритму полягає у наступному: функція формування і введення основних вихідних даних для роботи програми полягає в залученні конструктивних, технологічних і нормативних параметрів РС та ІТС у відповідності до конкретних умов, а також в забезпеченні програми інформацією про роботу РС під час процесу експлуатації; зв'язки між основними елементами програми призначені для відображення взаємодії розрахункових параметрів із заданими показниками, що обумовлені на початку роботи програми; кінцевим результатом програми є визначення наступних параметрів: кількість впливів ТО і Р добова, коефіцієнт готовності і продуктивності ІТС *min* та *opt*.

В алгоритмі програм виділено чотири основних блоки, які логічно пов'язані між собою: вихідні дані (рівень *a*); розрахунок параметрів комерційної експлуатації ІТС (рівень *b*); розрахунок технологічних параметрів ІТС (рівень *c*); визначення екологічних параметрів (рівень *d*); визначення головних результатів (рівень *e*).

Входом і процесом роботи програми рівня *a* - формування і введення основних вихідних даних для роботи системи служать: конструктивні параметри ТЗ, що визначаються заводом-виробником, серед яких в першу чергу витрата палива л/100км, деякі параметри двигуна, модифікація ТЗ та інші характеристики відповідного ТЗ; нормативні параметри ТЗ, що визначаються згідно Положення [8], основними з яких є

нормативні пробіги до впливів і їх трудомісткості; параметри ІТС, а саме кількість робітників ІТС, кількість робочих змін, тривалість робочої зміни тощо; дані, отримані з інтернет-серверу, на який надходить інформація з приладу супутникового позиціонування встановленому на ТЗ.

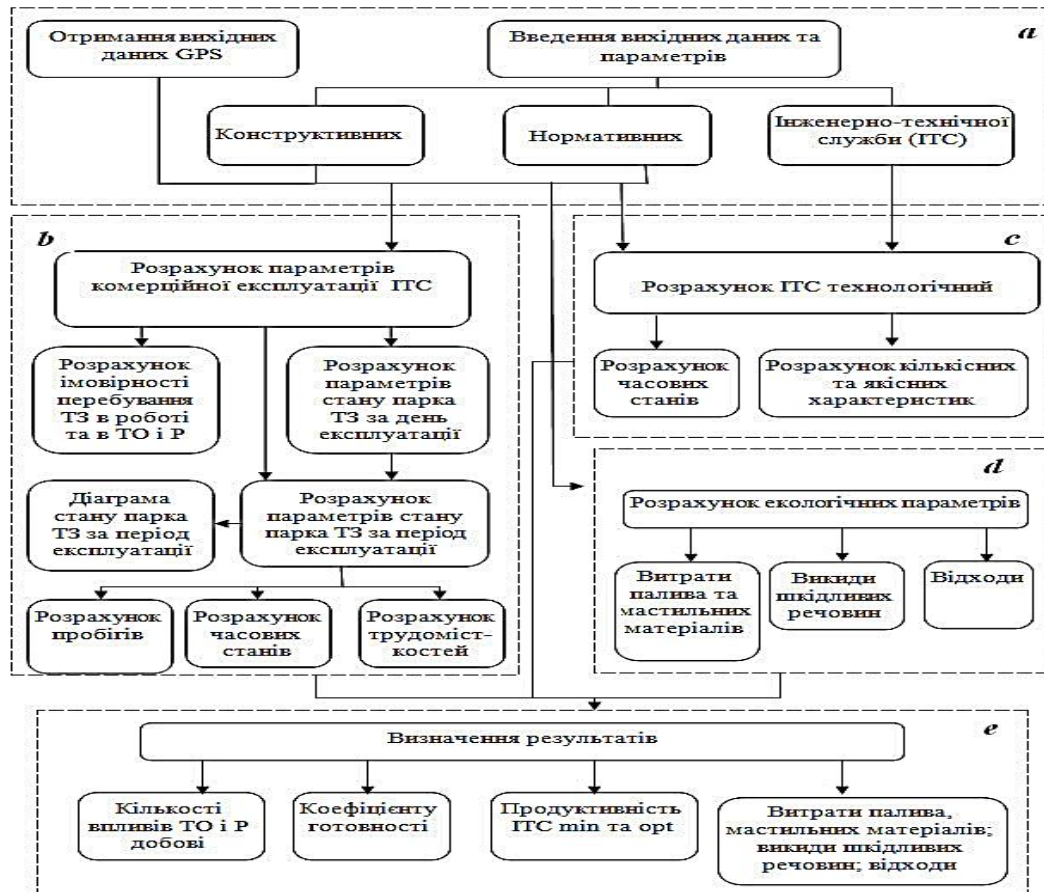


Рисунок 1 - Укрупнена структурна схема програми «Service Fuel Eco «NTU_HADI_12»»

Блок *b* утворює у загальному вигляді розрахунок показників комерційної експлуатації ТЗ до яких входить: розрахунок параметрів стану парку ТЗ за день експлуатації; розрахунок параметрів стану парку ТЗ за певний період експлуатації, а саме: розрахунок пробігів до технічних впливів, часових станів ТЗ та трудомісткостей впливів; розрахунок імовірності перебування ТЗ в роботі та в ТО і Р, тобто розрахунок кількості впливів ТО і Р добових.

Блок *c* утворює у загальному вигляді технологічний розрахунок ІТС: розрахунок часових станів перебування ТЗ на постах ТО і Р, а також загальний час перебування в ІТС; розрахунок кількісних і якісних показників ІТС, таких як пропускна спроможність підрозділів ІТС та ін. ;

Для розширення програмного продукту «Service Fuel Eco «NTU-HADI-12»» [9] у порівнянні з програмою «Віртуальний механік «HADI-12»» [10] було виділено окрему вкладку «Екологічні показники». В основу цих програмних продуктів покладені роботи Ю.Ф.Гутаревича [7] і В.П.Матейчика [11], що спрямовані на покращення паливної економічності та екологічну безпеку транспортних засобів. Тому блок *d* утворює у загальному вигляді розрахунок екологічних показників: розрахунок витрати палива та мастильних матеріалів; розрахунок викидів за основними типами шкідливих речовин

(оксид вуглецю, вуглеводні, оксиди азоту, тверді частинки) [7]; розрахунок відходів, а саме відпрацьовані акумуляторні батареї, відпрацьовані шини, відпрацьовані фільтри. Вкладка цього блоку, в свою чергу, має три блоки.

1. Витрати доцільно розподілити на дві групи: а) Витрату палива доцільно розподілити на дві категорії: витрата палива при виконанні транспортної роботи, л/100км (середня витрата транспортним засобом палива в літрах на 100 км); витрата палива при ТО і Р (розраховується $0,05 \cdot \text{витрата палива при виконанні транспортної роботи}$), л. б) Витрата мастильних матеріалів.

2. Викиди розраховуються за основними типами шкідливих речовин: CO – оксид вуглецю; C_mH_n – вуглеводні; NO_x – оксиди азоту; PM – тверді частинки. Розрахунок масових викидів окремих шкідливих речовин розраховують за залежністю (1), т:

$$M_i = \sum_{m=1}^m g_{icj} G_j K_{Tikj} k_j \quad (1)$$

де g_{icj} – середній питомий викид i -ї шкідливої речовини з одиниці маси j -го виду палива, кг/т; G_j – витрата i -го палива рухомим складом автотранспортного підприємства за певний період, т; T_{ikj} – коефіцієнт, який враховує вплив технічного стану автомобіля k -го типу, що споживає i -й вид палива на величину питомих викидів; k_j – коефіцієнт приведення до екологічного класу ТЗ.

3. Відходи - розрахунок відходів утворюваних на етапі ТО і Р доцільно проводити за основними типами:

а) Відпрацьовані акумуляторні батареї. Розрахунок утворення відпрацьованих акумуляторів виконується, виходячи з кількості встановлених акумуляторів (за даними підприємства), термінів їх експлуатації і ваги акумулятора. Розрахунок проводиться за формулою:

$$N = \sum_{m=1}^m N_{asm,i} \cdot n_i / T_i, \text{ шт./рік} \quad (2)$$

де - $N_{asm,i}$ - к-ть ТЗ, забезпечених акумуляторами i -го типу; n_i - кількість акумуляторів у ТЗ, шт.; T_i - експлуатаційний термін служби акумуляторів i -ї марки, рік.

Вага утворюються відпрацьованих акумуляторів дорівнює:

$$M = \sum_{m=1}^m N_i \cdot m_i \cdot 10^{-3}, \text{ т / рік} \quad (3)$$

де: N_i - кількість відпрацьованих акумуляторів i -ї марки, шт. / рік; m_i - вага акумуляторної батареї i -го типу з електролітом, кг.

б) Відпрацьовані шини. Розрахунок кількості відпрацьованих шин з металокордом і з тканинним кордом здійснюється за формулою:

$$M = \sum_{m=1}^m (L_i \cdot m_i \cdot N_i \cdot n_i) / (L_{ni} \cdot 10^{-3}), \text{ т/рік} \quad (4)$$

де N_i - кількість автомобілів i -ї марки, шт.; n_i - кількість шин, встановлених на автомобілі i -ї марки, шт.; m_i - вага однієї зношеної шини даного виду, кг; L_i - середній

річний пробіг автомобіля i -ї марки, тис. км / рік; L_{ni} - норма пробігу рухомого складу i -ї марки до заміни шин, тис. км.

в) Відпрацьовані фільтри. Розрахунок кількості утворення відпрацьованих фільтрів, що утворюються при експлуатації автотранспорту, здійснюється за формулою:

$$M = \sum_{m=1}^m (L_i \cdot m_i \cdot N_i \cdot n_i) / (L_{ni} \cdot 10^{-3}), \text{ т/рік} \quad (5)$$

де N_i - кількість автомобілів i -ї марки, шт.; n_i - кількість фільтрів, встановлених на автомобілі i -ї марки, шт.; m_i - вага одного фільтра на автомобілі i -ї марки, кг; L_i - середній річний пробіг автомобіля i -ї марки, тис. км · рік; L_{ni} - норма пробігу рухомого складу i -ї марки до заміни фільтрувальних елементів, тис. км.

- На кінцевому рівні e визначаються найбільш значущі показники ІТС: кількість впливів ТО і Р добова; коефіцієнт готовності ІТС в цілому; продуктивність ІТС min та opt; витрати палива, мастильних матеріалів; викиди шкідливих речовин; відходи.

- витрати палива, мастильних матеріалів; викиди шкідливих речовин; відходи.

- В якості обмеження для програми розглядаються визначені параметри роботи ІТС, такі як: кількість постів ТО і Р, пропускна спроможність підрозділів ІТС, а також коефіцієнт готовності ІТС, який не може перевищувати 1. Програма відповідає вимогам сучасних автотранспортних підприємств та реалізує в повному обсязі різні алгоритми виробничих процесів ІТС. Крім цього програма розроблена у відповідності до основних принципів побудови аналогічних продуктів програмування.

На основі отриманих параметрів будується діаграма стану парку ТЗ за певний період експлуатації (рис. 2).



Рисунок 2 – Діаграма стану парку ТЗ за певний період експлуатації

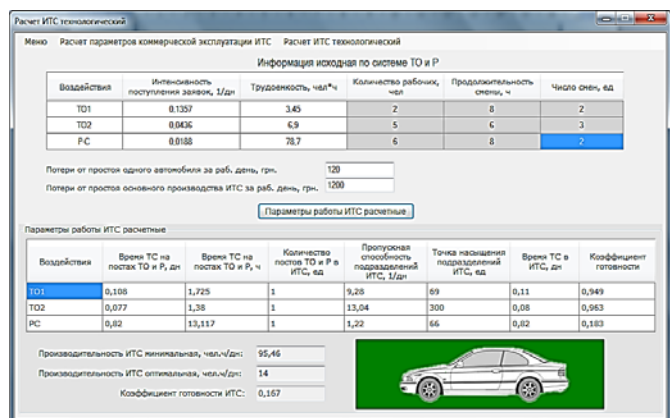


Рисунок 3 – Розрахунок ІТС технологічний

Після проведення розрахунків на основі отриманих параметрів будується діаграма стану парку ТЗ за певний період експлуатації. Додатково програмний продукт на основі розрахованих параметрів комерційної експлуатації, а також вихідної

інформації по системі ТО і Р (кількість робітників, люд.; тривалість зміни, год.; число змін; втрати від простою одного автомобіля за робочу добу, грн; втрати від простою основного виробництва ІТС за робочу добу, грн.) визначає параметри роботи ІТС (рис. 3), а саме: час ТЗ на постах ТО і Р, дн.; час ТЗ на постах ТО і Р, год; кількість постів ТО і Р в ІТС, од; пропускна спроможність підрозділів ІТС, од; точка насичення підрозділів ІТС, од; час ТЗ в ІТС, дн.; коефіцієнт готовності; продуктивність ІТС мінімальна, люд.год / дн; продуктивність ІТС оптимальна, чол.год / дн; коефіцієнт готовності ІТС.

Розрахунок витрат палива і мастильних матеріалів виконується при входженні в головне меню в Розрахунок екологічних показників => Витрати (рис.4). До параметрів витрат палива та мастильних матеріалів входять: державний номер ТЗ; група ТЗ; витрата палива при виконанні транспортної роботи, л/100км; витрата палива при ТО і Р, л; витрата моторної оливи, л/100л; витрата трансмісійної оливи, л/100л; витрата спеціальних оливи, л/100л; витрата пластичних мастил, л/100 л.

Розрахунок викидів шкідливих речовин виконується при входженні в головне меню в Розрахунок екологічних показників => Викиди (рис.5). У вікні «Викиди» можна відсортувати інформацію за державним номером ТЗ та за датою (рис. 5). До параметрів викидів входять: державний номер ТЗ; група ТЗ; тип палива; екологічний клас; масовий викид оксиду вуглецю; масовий викид вуглеводню; масовий викид оксиду азоту; масовий викид твердих частинок.

Государственный номер ТС	Группа ТС	Расход топлива при выполнении ТР, л/100км	Расход топлива при выполнении ТО и Р, л	Расход моторного масла, л/100л	Расход трансмиссионного масла, л/100л	Расход специальных масел, л/100л	Расход пластичных смазок, л/100л
AK 5689 AN	автобус > 5,0 т	13,00	0,55	2,15	0,25	0,08	0,2
AN 6665 AN	легковой авто.	10,00	0,5	1,38	0,16	0,04	0,09
EN 2589 AN	легковой авто.	12,00	0,6	1,38	0,16	0,04	0,09

Рисунок 4 – Розрахунок екологічних показників. Витрати

Государственный номер ТС	Группа ТС	Тип топлива	Экологический класс ТС	Массовый выброс оксида углерода, т	Массовый выброс углеводорода, т	Массовый выброс оксида азота, т	Массовый выброс твердых частиц, т
AK 5689 AN	автобус > 5,0 т	дизель	Евро-0	3,74	0,6	2,07	0,48
AN 6665 AN	легковой авто.	бензин	Евро-1	9,18	1,39	0,34	0,04
EN 2589 AN	легковой авто.	бензин	Евро-0	18,63	3,51	1,24	0,06

Рисунок 5 – Розрахунок екологічних показників. Викиди

Розрахунок викидів шкідливих речовин виконується при входженні в головне меню в Розрахунок екологічних показників => Відходи (рис.6). У вікні «Відходи» можна відсортувати інформацію за державним номером ТЗ та за датою (рис. 6). До параметрів викидів входять: відпрацьовані акумуляторні батареї; відпрацьовані шини; відпрацьовані фільтри.

Отработанные аккумуляторные батареи, т/год	Отработанные шины, т/год	Отработанные фильтры, т/год
0,017	0,03	0,02

Рисунок 6 – Розрахунок екологічних показників. Відходи

Результати розрахунків з використанням засобів обчислювальної техніки візуалізуються у вигляді таблиць і діаграм в робочому вікні програми, а також мають можливість систематизуватись за часом та виводитись на друк в форматі А4 в табличній формі. Отримані ІПК результати дозволяють забезпечити автоматизоване обстеження технічного стану ТЗ, планування та регулювання роботи автотранспортних підприємств в оперативному діалоговому режимі.

Висновок. Створені програмні комплекси дозволяють постійно проводити моніторинг технічного стану як окремого конкретного ТЗ, так і парку автомобілів в цілому з урахуванням реальних експлуатаційних умов, та на підставі існуючих даних моделювати виробничу структуру системи ТО і Р конкретного автотранспортного підприємства.

Список літератури: 1. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Под ред. Г. В. Крамаренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 488 с. 2. Говорущенко Н. Я. Техническая эксплуатация автомобилей. - Х.: Вища школа, 1984. - 312 с. 3. Кузнецов Е. С., Курников И. П. Производственная база автомобильного транспорта: Состояние и перспективы. – М.: Транспорт, 1988. – 231 с. 4. 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. 5. Говорущенко Н. Я., Варфоломеев В. Н. Экономическая кибернетика транспорта. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2000. -218 с. 6. Говорущенко Н. Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчётные методы исследований): монография / Н. Я. Говорущенко. – Харьков: ХНАДУ, 2011. -292 с. 7. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г., Корпач А. О., Мерзиевська Л. П. Екологія автомобільного транспорту: Навч. посібник – К.: Основа, 2002. – 312 с. 8. Положення про технічне обслуговування та ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. –К.: Мінтранс України, 1998. – 16 с. 9. Технічний регламент програмного продукту «Service Fuel Eco «NTU-HADI-12»» при реєстрації в ньому нового транспортного засобу/ Гришук О. К. та інші. // Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 48063 от 26.02.2013. Заявка від 26.12.2012 №48279. 10. Технічний регламент програмного продукту «Віртуальний механік «HADI-12»» при реєстрації в ньому нового транспортного засобу / Волков В. П. та інші. // Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 47233 от 15.01.2013. Заявка від 15.11.2012 №47525. 11. Матейчик В. П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів. Монографія. – Київ, НТУ, 2006.

Надійшла до редколегії 15.05.2013

УДК 621.44.3:678-462: 629.735: 629.113

Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем / В. П. Волков, В. П. Матейчик, П. Б. Комов, О. Б. Комов, І. В. Гришук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 138–144. – Бібліогр.: 11 назв.

В статье представлены созданные в структуре интеллектуальных транспортных систем современные информационные комплексы программ аналитико-вероятностной методики, которые позволяют выполнять технологический расчет для планирования работы системы ТО и Р транспорта и проводить оценку выбросов и отходов.

Ключевые слова: автомобиль, техническая эксплуатация, интеллектуальная транспортная система, информационный комплекс программ.

In the article presents the structure created in the intelligent transportation systems of modern information complexes of programs, analytical and probabilistic techniques which allow you to perform calculations for technology planning system maintenance and repair of transport and to assess emissions and waste.

Keywords: vehicle, technical operation, the intelligent transportation system, the information set of programs.

УДК 629.4.067

И. А. СЕРИКОВА, канд. техн. наук, ас. ХНАДУ

ВОПРОСЫ ИЗМЕРЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРПУСА АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ ЗАДАЧ ПОДДЕРЖАНИЯ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

Рассмотрены задачи системы поддержания курсовой устойчивости. Рассмотрены принципы работы МЭМС-датчиков ускорений – акселерометров. Приведено схемное решение измерения динамических характеристик корпуса автомобиля для задач поддержания курсовой устойчивости. Обосновано применение микроконтроллерной программируемой логики для первичной обработки данных с целью повышения точности измерений.

Ключевые слова: динамические характеристики, курсовая устойчивость, датчик ускорения, емкостный акселерометр, траектория движения.

Введение. В современном мире обеспечение безопасности передвижения на автомобиле - это приоритетная задача. Поэтому комплектация автомобиля системами безопасности становится обязательной.

Система курсовой устойчивости или система динамической стабилизации - это вспомогательная автомобильная система безопасности, которая предохраняет транспортное средство во время езды от заноса.

Система оказывает содействие удержанию автомобиля в рамках заданной траектории во всех режимах движения. Информация о динамических характеристиках корпуса автомобиля система получает с датчиков ускорений - акселерометров.

Анализ основных достижений и литературы. В 1990-х гг. МЭМС-устройства (МЭМС – микроэлектромеханические системы - технологии и устройства, объединяющие в себе микроэлектронные и микромеханические компоненты) получили массовое применение в датчиках автомобильных подушек безопасности. К основным типам МЭМС-датчиков для автомобильной электроники относятся акселерометры для подушек безопасности и гироскопы для электронных систем ориентации и управления курсовой устойчивостью. МЭМС-акселерометры работают на основе измерения емкости между подвижной массой и подложкой микросхемы. Подвижная масса изготавливается путем вытравливания материала вокруг этой структуры таким образом, чтобы физически изолировать ее от подложки. Над подложкой эту массу, перемещающуюся вдоль одной оси, удерживают пружинные подвесы, которые также ограничивают ее перемещение в перпендикулярном направлении. Для максимального увеличения емкости устройства и, следовательно, чувствительности и рабочего диапазона датчика, как правило, на кристалле создается сложная встречно-гребенчатая структура.

Таким образом изготовлены одно- и двухосевые акселерометры. В создании трехосевого акселерометра применяется другая структура. В трехосевых акселерометрах используются различные конструкции, а также задаются разные значения жесткости пружинных подвесов. Типовые акселерометры измеряют ускорения вплоть до 16g в зависимости от калибровки и настройки.

Цель исследования, постановка задачи. Целью настоящей работы является определение параметров датчика ускорений для систем поддержания курсовой устойчивости, применяемых в современном автомобиле.

© И. А. Серикова, 2013

Материалы исследований. Система стабилизации автомобиля выполняет свои функции достаточно эффективно, однако в действительности ее возможности ограничены, что не дает стопроцентную гарантию безопасности движения. Если дорога очень скользкая, то эффективность системы резко падает. Поэтому даже при небольших превышениях скорости на автодороге с небольшим сцеплением возможность схода автомобиля с трассы увеличивается во много раз. Например, в случае, когда водитель превысил допустимую скорость, из-за чего ему пришлось резко тормозить в крутом повороте (см. рис. 1).

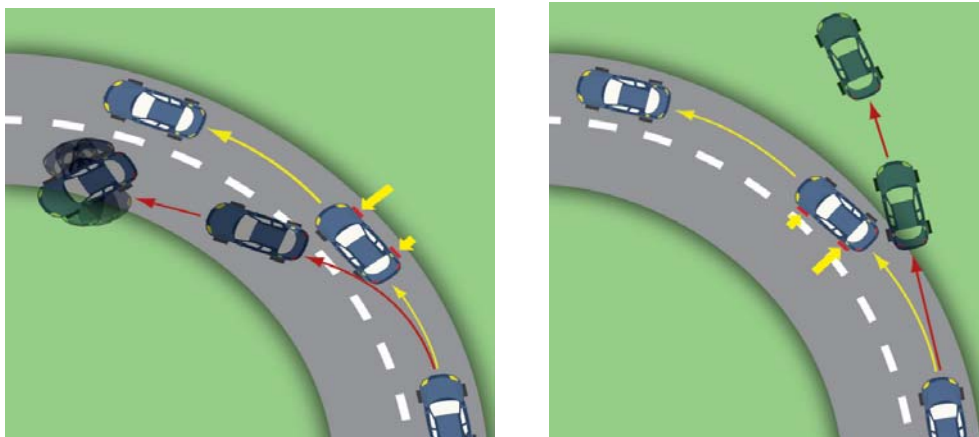


Рисунок 1 - Примеры работы системы поддержания курсовой устойчивости

Блок управления сканирует 25 раз в секунду показатели с датчика ускорения. И если, сопоставляя полученную информацию, главная микроконтроллерная система понимает, что реальное движение автомобиля не отвечает положению рулевого колеса и желанию водителя, меры принимаются немедленно. Блок управления отдает команду исполнительным модулям в тормозах и в двигателе, чтобы те замедлили вращение того или другого колеса или колес, а также уменьшили подачу топлива в камеру сгорания.

Автомобиль под влиянием силы инерции должен был заскользить на обочину, но ESP (см. рис. 2), замедлив вращение колес внутренней части поворота, уменьшила радиус движения, разрешив успешно вписаться в вираж.

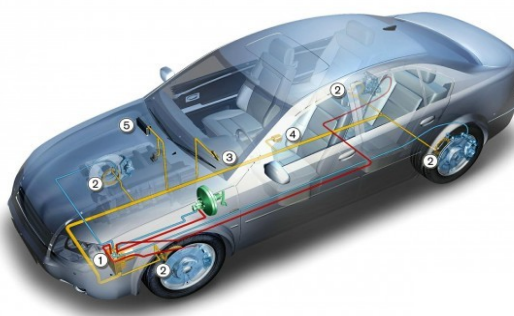


Рисунок 2 - Расположение элементов системы стабилизации ESP в автомобиле

В качестве первичного датчика ускорений наиболее целесообразно использовать акселерометры, изготовленные по МЭМС технологии, предназначенные для измерения ускорений в диапазонах $0... \pm 1,5... 0... \pm 250$ g ($g = 9,8$ м/с) по одной, двух или трех осям (см. рис. 3).

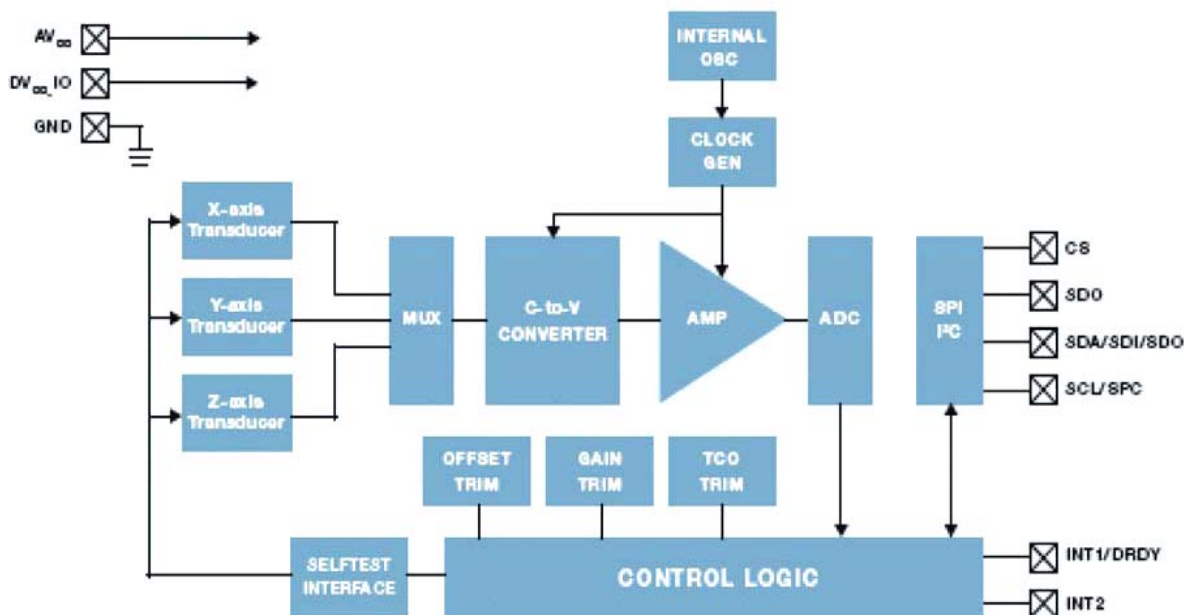


Рисунок 3 - Схема функциональная 3-х осевого датчика ускорения

Основой датчиков есть емкостный чувствительный элемент, который представляет собой микромеханическую систему, сформированную на поверхности кремниевой подкладки. Он состоит из центральной пластины, закрепленной с помощью упругих элементов, и трех неподвижных пластин (две основные и одна - для реализации функции самотестирования). В совокупности образуется дифференциальная емкость. Центральная пластина владеет сейсмомассой и может смещаться под действием ускорения, меняя тем самым свое положение относительно неподвижных пластин. Это приводит к изменению емкости микроконденсатора. Интегрированная на том же кристалле измерительная схема (интегратор, усилитель, ФНЧ, устройство температурной компенсации и тактовый генератор) фиксирует это и формирует исходное напряжение, линейно зависящее от действующего ускорения. Когда ускорения нет (подвижная пластина в среднем положении), уровень исходного напряжения равняется половине напряжения питания. Функция самотестирования активируется при подаче уровня логической единицы на соответствующий вход. Датчики имеют стандартный пропорциональный аналоговый выход по напряжению, которое очень удобно для подключения к АЦП микроконтроллера. Резонансная частота чувствительного элемента намного больше частоты среза встроенного ФНЧ, поэтому она никак не влияет на рабочую характеристику датчика. Пропорциональный выход (т.е. исходный сдвиг при нулевом ускорении и соответственно чувствительность линейно изменяются в зависимости от напряжения источника питания) - одно из преимуществ этих датчиков.

Результаты исследований. Электроника на автотранспортном средстве работает в тяжелых условиях под воздействием большого перепада температур, влажности и давлений. К изменению показаний акселерометра приводит и вибрация объекта и его движение с непостоянной скоростью. Применение микроконтроллерной программируемой логики позволяет провести первичную обработку данных и повысить точность измерений. Полученные данные поступают по мультиплексной шине данных на соответствующие модули.

Выводы. Был проведен анализ схемных решений относительно измерения ускорений частей автомобиля. Определены основные недостатки существующих систем и модулей, которые используются в настоящее время. Была показана целесообразность использования цифровых емкостных акселерометров в качестве датчиков ускорений с поддержкой мультиплексной шины данных.

В статье предложено использование трех датчиков ускорений для определения динамики корпуса автомобиля.

Список литературы: 1. Гусев В.Г., Гусев Ю.М. Электроника. - М.: "Высшая школа", 2001. - 617с. 2. <http://www.canopen.org/>. 3. <http://www.can-cia.org/>. 4. Кофлин Р., Дрисколл Ф. Операционные усилители. - М.: "Мир", 2009. - 356с. 5. Измерения в электронике: Справочник. Под ред. В. А. Кузнецова. - М.: Энергоатомиздат, 1987. 6. Мирский Г. Я. Электронные измерения. 4-е изд. перераб. и доп. М.: Радио и связь, 1986.

Подана в редколлегию 13.05.2013

УДК 629.4.067

Вопросы измерения динамических характеристик корпуса автомобиля для задач поддержания курсовой устойчивости / И. А. Серикова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 145–148. – Бібліогр.: 6 назв.

Розглянуто задачі системи підтримки курсової стійкості. Розглянуто принципи роботи MEMS-датчиків прискорень - акселерометрів. Наведено схемне рішення вимірювання динамічних характеристик корпусу автомобіля для задач підтримки курсової стійкості. Обґрунтовано застосування мікроконтролерної програмувальної логіки для первинної обробки даних з метою підвищення точності вимірів.

Ключові слова: динамічні характеристики, курсова стійкість, датчик прискорення, ємнісний акселерометр, траєкторія руху.

Problems of system of maintenance of course stability are considered. The principles of operation of MEMS-sensors of accelerations – accelerometers are considered. The circuit solution of measurement of dynamic characteristics of the case of the car for problems of maintenance of course stability is provided. Application of microcontroller programmable logic for preprocessing of data with the purpose of increase of accuracy of measurements is proved.

Keywords: dynamic characteristics, course stability, acceleration sensor, capacitor accelerometer, movement trajectory.

УДК 629.017

Д. М. КЛЕЦ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА НАПРАВЛЯЮЩИЕ КОЛЕСА, НА ПОКАЗАТЕЛИ УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Предложенный метод позволяет проводить оценку управляемости и курсовой устойчивости автомобиля с учетом действия гироскопических и стабилизирующих моментов колес.

Ключевые слова: автомобиль, стабилизирующий момент, гироскопический момент.

Введение. Обеспечение функциональной стабильности показателей управляемости и устойчивости автомобилей является одним из важнейших аспектов проблемы повышения безопасности дорожного движения. При исследовании эксплуатационных свойств автомобиля с помощью математической модели актуален вопрос описания взаимодействия колеса с дорогой, поскольку колебания вращающегося колеса, вызываемые различными возмущениями, могут изменять направление его качения.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросам исследования устойчивости и управляемости колёсных машин посвящены работы значительного числа отечественных и зарубежных авторов [1-9]. В работе [6] определено, что в процессе движения автомобиля и колебаний направляющего колеса относительно оси шкворня в общем случае действуют следующие моменты: упругий момент в рулевом управлении, $M_{упр}$; весовой стабилизирующий момент при поперечном наклоне шкворня, $M_{ст}$; момент сопротивления повороту шины, M_{σ} ; стабилизирующий момент шины управляемого колеса, катящегося с уводом, $M_{ш}$; инерционный момент, M_j ; момент трения в подшипниках шкворневого узла, $M_{тр}$; возмущающий момент от дисбаланса управляемого колеса, $M_{возм}$; скоростной стабилизирующий момент, обусловленный равнодействующей боковых сил относительно оси шкворня, $M_{рб}$; момент сопротивления повороту, обусловленный равнодействующей продольных сил относительно оси шкворня, M_{pn} ; гироскопический момент, возникающий во время колебания управляемого колеса относительно продольной оси автомобиля, $M_{гир}$. Все выше перечисленные моменты составляют уравновешенную систему, которую можно записать следующим образом

$$\Sigma M = M_{упр} + M_{ст} + M_{\sigma} + M_{ш} + M_j + M_{тр} + M_{возм} + M_{рб} + M_{pn} + M_{гир}. \quad (1)$$

Как показали исследования Солтуса А.П. и Малова С.С. [6], влияние моментов $M_{рб}$, M_{pn} на величину суммарного момента сопротивления повороту колеса во время его движения незначительно, ими можно пренебречь. В работе [10] показано, что инерционный момент M_j на примере автомобиля ВАЗ-2121 составляет 0,0552 Нм, а для ВАЗ-2109 – 0,0416 Нм, т.е. их также можно не учитывать при расчете. Моменты $M_{упр}$, M_{σ} , $M_{тр}$ могут быть компенсированы водителем путем дополнительного угла поворота рулевого колеса. Таким образом, представляет интерес исследование влияния моментов $M_{гир}$, $M_{возм}$, $M_{ш}$ и $M_{ст}$ на показатели устойчивости и управляемости автомобиля.

© Д. М. Клец, 2013

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является разработка метода оценки влияния моментов, действующих на направляющие колеса автомобиля, на показатели его маневренности.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- оценить влияние гироскопического момента колес автомобиля на его устойчивость против заноса при наезде на неровность;
- исследовать влияние гироскопического момента при повороте колес автомобиля на перераспределение нормальных реакций;
- оценить влияние стабилизирующих моментов шин на показатели управляемости автомобиля.

Влияние гироскопического момента колес автомобиля на его устойчивость против заноса при наезде на неровность. При наезде направляющего колеса на неровность, гироскопические силы вызывают поворачивающий момент в плоскости дороги, который можно определить из следующего соотношения

$$M_{\text{зуп}} = \frac{I_k}{r_k} \cdot V_X \cdot w_k, \quad (2)$$

где V_X - линейная скорость автомобиля;

w_k , r_k - угловая скорость подъема колеса и его радиус;

I_k - момент инерции колеса относительно оси его вращения.

Рассмотрим схему сил, действующих на двухосный автомобиль в тяговом режиме движения (рис. 1б). Занос автомобиля проявляется при появлении углового ускорения $\dot{\omega}_z$ в плоскости дороги. Уравнение вращательного движения автомобиля имеет вид

$$I_{zc} \cdot \dot{\omega}_z = \sum_{i=1}^n R_{\delta i} \cdot x_i = -R_{\delta_1} \cdot a + R_{\delta_2} \cdot b + M_{\text{зуп}}, \quad (3)$$

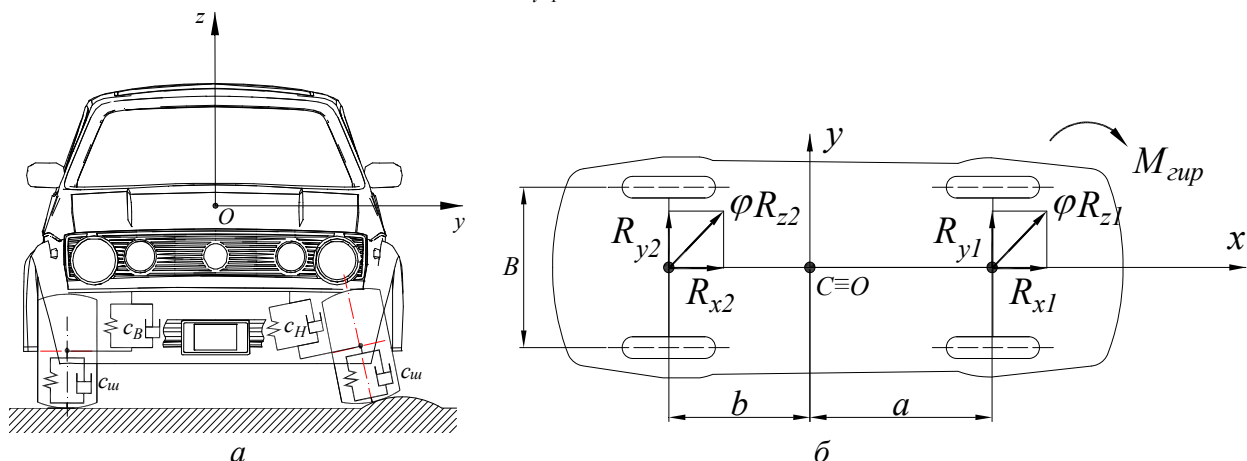


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на двухосный автомобиль с учетом гироскопического момента при разгоне: a , b – координаты проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости; B – колея; R_{x1} , R_{x2} , R_{y1} , R_{y2} , R_{z1} , R_{z2} – касательная, боковая и нормальная реакции дороги на колесах передней и задней осей; φ – коэффициент сцепления колес с дорогой: a – вид спереди; b – вид сверху

где n и $R_{\delta i}$ – общее число осей и боковая реакция дороги на i -ой оси автомобиля;
 I_{zc} – центральный момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси.
 Из уравнения (3) получим уравнение парциальных ускорений путем деления левой и правой части на I_{zc}

$$\dot{\omega}_z = \frac{\sum_{i=1}^n R_{\delta i} \cdot x_i}{I_{zc}} = \frac{R_{\delta 1} \cdot a}{I_{zc}} - \frac{R_{\delta 2} \cdot b + M_{sup}}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}} - \dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}}, \quad (4)$$

где $\dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}}$ – возмущающее парциальное угловое ускорение,
 $\dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}}$ – стабилизирующее парциальное угловое ускорение,
 Боковые реакции дороги на осях можно определить как

$$R_{\delta 1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2)^2}; \quad (5)$$

$$R_{\delta 2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - (1 - K_R)^2 \cdot (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2)^2}. \quad (6)$$

где K_R, L – коэффициент распределения касательных реакций и база автомобиля;
 h и $k \cdot F$ – высота центра масс автомобиля и фактор обтекаемости;
 $\dot{V}$ и m_a – линейное ускорение и общая масса автомобиля.
 Определим парциальные ускорения с учетом соотношений (5) и (6)

$$\dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}} = \frac{a}{m_a \cdot i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}, \quad (7)$$

$$\dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}} = \frac{b}{m_a \cdot i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_x^2} + \frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_k \cdot m_a \cdot i_z^2} \quad (8)$$

Коэффициент устойчивости автомобиля равен отношению стабилизирующего момента $M_{\text{стаб}}$ к возмущающему занос моменту $M_{\text{возм}}$

$$K_{\text{уст}} = \frac{M_{\text{стаб}}}{M_{\text{возм}}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{\sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_x^2} + \frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_k}}{\sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}} = \frac{\dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}}}{\dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}}}. \quad (9)$$

На рис. 2а приведены зависимости коэффициента устойчивости условного заднеприводного автомобиля от его линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопического момента. Параметры и условия движения автомобиля приняты следующие: $k \cdot F = 0,58 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; $m = 1500 \text{ кг}$; $\dot{V}_X = 1 \text{ м/с}^2$; $V_X = 0 \dots 27 \text{ м/с}$; $a = 1,3 \text{ м}$; $L = 2,4 \text{ м}$; $i_z = 1,3 \text{ м}$; $\varphi = 0,8$; $h = 0,5 \text{ м}$; $r_{\partial} = 0,29 \text{ м}$; $K_R = 0$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $\omega_{kz} = 0,05 \text{ с}^{-1}$.

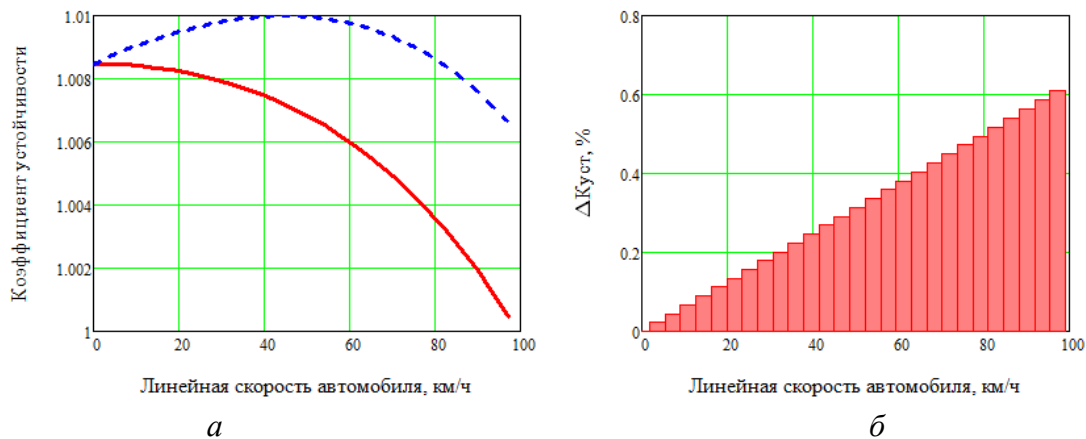


Рисунок 2 – Зависимости коэффициента устойчивости условного заднеприводного автомобиля от его линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопического момента: — $K_{уст}$ без учета $M_{зуп}$; - - - $K_{уст}$ с учетом $M_{зуп}$; а – зависимость $K_{уст}(V_x)$; б – уточнение $K_{уст}$ в зависимости от учета $M_{зуп}$

Влияние гироскопического момента при повороте колес автомобиля на перераспределение нормальных реакций. При повороте направляющих колеса в плоскости дороги возникает гироскопический момент $M'_{зуп}$, вызывающий перераспределение нормальных реакций (см. рис. 3)

$$M'_{зуп} = V_X \cdot w_{ky} \cdot I_k / r_k, \quad (10)$$

где w_{ky} - угловая скорость поворота колеса.

Нормальные реакции на внутреннем и наружном колесах определяются из следующих выражений

$$R_{z_B} \cdot B + P_{j_y} \cdot h + P_{w_y} \cdot h_w - P_B \cdot B - 2 \cdot \frac{I_k}{r_\partial} \cdot V_X \cdot \omega_k - m_a \cdot g \cdot \left(\frac{B}{2} - h_{кр} \cdot \psi_{кр} \right) = 0, \quad (11)$$

$$R_{z_H} \cdot B - P_{j_y} \cdot h - P_{w_y} \cdot h_w + P_B \cdot B + 2 \cdot \frac{I_k}{r_\partial} \cdot V_X \cdot \omega_k - m_a \cdot g \cdot \left(\frac{B}{2} + h_{кр} \cdot \psi_{кр} \right) = 0. \quad (12)$$

Решая выражения (11) и (12) относительно R_{z_B} и R_{z_H} , после подстановки зависимостей для определения силы инерции, сопротивления воздуха и восстанавливающей силы, получим

$$\frac{R_{z_B}}{R_{z_H}} = \frac{(c_1 + c_2) \cdot \frac{\psi_{кр}}{B} + 2 \cdot \frac{I_k}{r_\partial \cdot B} \cdot V_X \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + m_a \cdot g \cdot \left(0,5 - h_{кр} \cdot \frac{\psi_{кр}}{B} \right) - \left(m_a \cdot \frac{dV_Y}{dt} + 0,5 \cdot C_y \cdot \rho \cdot F \cdot V_{X_1}^2 \right) \cdot \frac{h}{B}}{- (c_1 + c_2) \cdot \frac{\psi_{кр}}{B} - 2 \cdot \frac{I_k}{r_\partial \cdot B} \cdot V_X \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + m_a \cdot g \cdot \left(0,5 + h_{кр} \cdot \frac{\psi_{кр}}{B} \right) + \left(m_a \cdot \frac{dV_Y}{dt} + 0,5 \cdot C_y \cdot \rho \cdot F \cdot V_{X_1}^2 \right) \cdot \frac{h}{B}}. \quad (13)$$

где c_1 , c_2 и $\psi_{кр}$ – угловые жесткости передней, задней подвесок с учетом угловой жесткости шин и угол крена поддресоренных масс автомобиля.

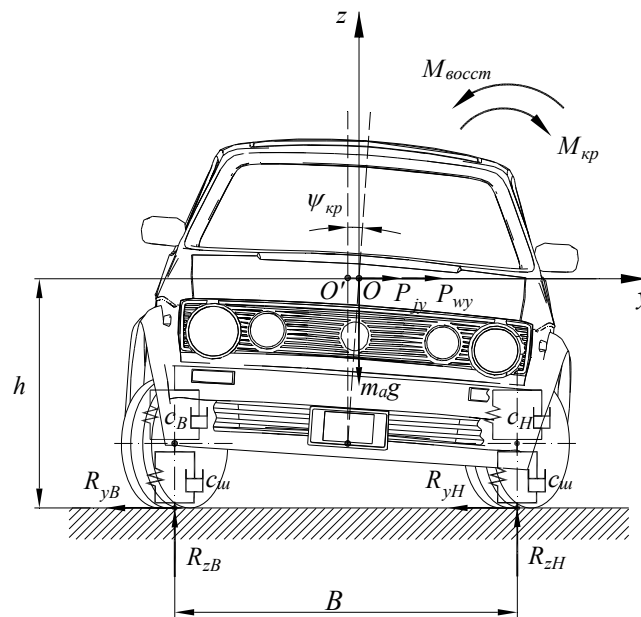


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на автомобиль при движении на повороте

Влияние стабилизирующих моментов шин на показатели управляемости автомобиля. В работе [10] предлагается определять весовой стабилизирующий момент из следующей зависимости

$$M_{cm} = R_z \cdot \sin \alpha_{ш} \cdot L_{ш}, \quad (14)$$

где $\alpha_{ш}$ – угол поперечного наклона шкворня, град;

R_z – равнодействующая нормальных реакций опорной поверхности, Н;

$L_{ш}$ – плечо действия силы, м

В работе [6] приведена следующая зависимость для определения стабилизирующего момента

$$M_{ш} = \frac{k_{ш} \cdot c_{\omega} \cdot \Theta_A}{3} \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta - \Theta}{\Theta_B - \Theta_A} \right)^2 \right], \quad (15)$$

где $k_{ш}$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от типа шины, $k_{ш} = 1,05 \dots 1,32$;

c_{ω} – угловая жесткость шины относительно вертикальной оси, Н·м/град;

δ и Θ – угол увода и угол поворота направляющих колес, град;

Θ_A и Θ_B – углы поворота направляющих колес, характеризующие начало и конец криволинейного участка функции $M_{ш} = f(\Theta)$, град.

Уравнение парциальных ускорений автомобиля с задними ведущими колесами на повороте имеет следующий вид

$$\dot{\omega}_z = \frac{R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha}}{I_{zc}} - \frac{R_{k_1} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha} + R_{\delta_2} \cdot b + M_{ш} + M_{cm}}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{z_{пов}}^{парц} - \dot{\omega}_{z_{конр}}^{парц}, \quad (16)$$

где $\dot{\omega}_{z_{нов}}^{парц}$ – поворачивающее парциальное угловое ускорение;

$\dot{\omega}_{z_{сопр}}^{парц}$ – парциальное угловое ускорение сопротивления повороту.

Суммарные боковые реакции на колесах передней и задней осей заднеприводного автомобиля с учетом бокового увода определены в работе [7]. С учетом их зависимости для определения парциальных ускорений примут следующий вид

$$\dot{\omega}_{z_{нов}}^{парц} = \left\{ \left[\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{x_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{b}{L} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} - \delta_1}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V^2_{x_1} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} \cdot \frac{a}{i_z^2} + R_{k_1} \cdot \frac{a \cdot \sin \bar{\alpha}}{m_a \cdot i_z^2} \quad (17)$$

$$\dot{\omega}_{z_{сопр}}^{парц} = R_{k_1} \cdot \frac{a \cdot \sin \bar{\alpha}}{m_a \cdot i_z^2} + \left\{ \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} - \frac{a}{L} \cdot \frac{\delta_2}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} \right) \cdot \left[\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + \right. \right. \\ \left. \left. + V_{x_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] + \frac{a}{L^2} \cdot V^2_{x_1} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} \cdot \frac{b}{i_z^2} + \frac{M_{uw}}{m_a \cdot i_z^2} + \frac{M_{cm}}{m_a \cdot i_z^2} \quad (18)$$

Приведенное ниже соотношение позволяет на этапе проектирования оценить управляемость заднеприводных автомобилей по парциальным угловым ускорениям стабилизирующих моментов шин

$$\dot{\omega}_z = \frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{L} + \frac{V_{x_1}}{L} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) - \frac{M_{uw}}{m_a \cdot i_z^2} - \frac{M_{cm}}{m_a \cdot i_z^2}. \quad (19)$$

На рис. 4 приведены зависимости углового ускорения автомобиля в плоскости дороги от угла поворота направляющих колес с учетом и без учета стабилизирующих моментов M_{cm} и M_{uw} .

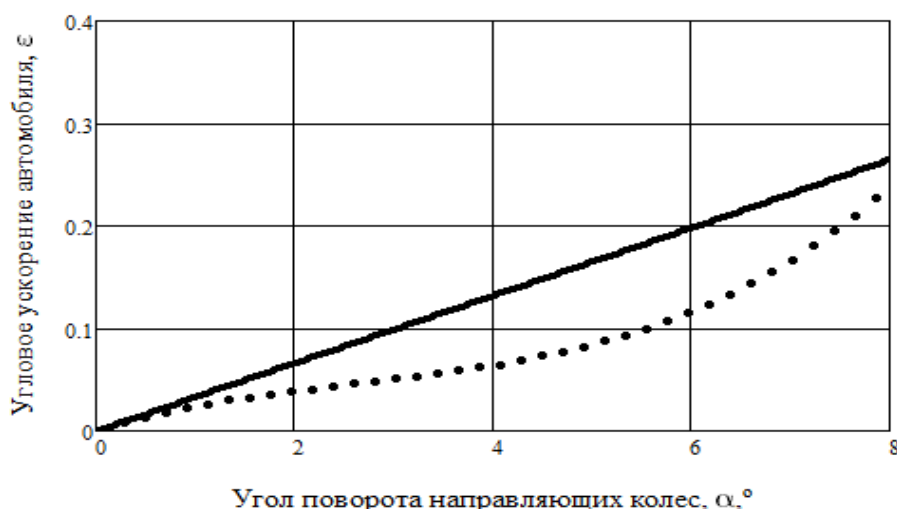


Рисунок 4 – Зависимость углового ускорения автомобиля в плоскости дороги от угла поворота направляющих колес: с учетом M_{cm} и M_{uw} ; — без учета M_{cm} и M_{uw}

Выводы. Предложенный метод позволяет проводить оценку управляемости и курсовой устойчивости автомобиля с учетом действия гироскопических и стабилизирующих моментов колес. Гироскопический момент повышает коэффициент устойчивости с ростом скорости до 0,6%. Учет гироскопического момента, возникающего при повороте направляющих колес, уточняет распределение нормальных реакций до 0,5%. Учет стабилизирующих моментов шины позволяет уточнить определение угловых ускорений автомобиля в плоскости дороги. При повороте направляющих колес на 2° угловое ускорение условного автомобиля с учетом $M_{ст}$ и $M_{ш}$ составляет $0,04 \text{ с}^{-2}$; а без учета указанных моментов $0,06 \text{ с}^{-2}$.

Список литературы: 1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с. 2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов – М: Машиностроение, 1971. – 416 с. 3. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко / Под ред. М.А.Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с. 4. Подригало М.А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 11. – с. 22 – 23. 5. Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. Динамика автомобиля. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 426 с. 6. Солтус А.П., Малов С.С. Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения. // Автомобильная промышленность. – М., 1978. – №11. 7. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко и др. / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков ХНАДУ, 2003. – 614 с. 8. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/ Add.8 – [Введены в Глобальный регистр. 2008 – 06 – 26] – Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с. 9. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля / Д.Р. Эллис // – М: Машиностроение, 1975.–216 с. 10. Яценко Д.М. Вибір та обґрунтування параметрів керуючого колісного модуля автомобілів категорії М1 - Автореф. дис... канд.техн.наук. – К., 2013. – 21 с. 11. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 237 с.

Надійшла до редколегії 28.04.2013

УДК 629.017

Оценка влияния моментов, действующих на направляющие колеса, на показатели устойчивости и управляемости автомобиля / Д. М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 149–155. – Бібліогр.: 11 назв.

Запропонований метод дозволяє проводити оцінку керованості і курсової стійкості автомобіля з урахуванням дії гіроскопічних, а також стабілізуючих моментів коліс.

Ключові слова: автомобіль, стабілізуючий момент, гіроскопічний момент.

The proposed method makes it possible to assess the handling and stability estimation with the action of wheels gyroscopic and stabilizing moments.

Key words: vehicle, stabilizing moment, gyroscopic moment.

УДК 629.067

А. І. ПАБАТ, канд. техн. наук, доц. ДДТУ, Дніпродзержинськ;
В. П. КИРЄЄВ, студент ДДТУ;
В. В. ДМИТРІЄВ, студент ДДТУ

КОРИСНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ПРОТИПОЖЕЖНОЇ БЕЗПЕКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Система протипожежної безпеки транспортного засобу, що містить автоматичний електронний вимикач акумуляторної батареї - польовий транзистор, датчики, запобіжник і акумуляторну батарею, яка відрізняється тим, що стік польового транзистора підключений до позитивного полюса акумулятора, витік польового транзистора підключений до основних силових споживачів, затвор через датчик ізотропного акселерометра, датчики контролю температури і контакт замка запалення підключений до позитивного полюса акумулятора, а бортовий комп'ютер, система охоронної сигналізації, радіоустаткування, зовнішнє габаритне освітлення і освітлення салону підключені до бортової мережі через диференціальні запобіжники.

Ключові слова: датчики, польовий транзистор, бортова система, запобіжник, транспортний засіб.

Вступ. Корисна модель належить до області електроустаткування транспортних засобів і може бути використана для автоматичного відключення електроустаткування з метою попередження пожежі при аварії та інших небезпечних ситуаціях.

Аналіз основних досягнень та літератури. Відомий автоматичний електронний вимикач акумуляторної батареї (прототип), що містить вимикач, силовий ключ і акумуляторну батарею, при цьому додатково введені датчики, польовий транзистор і запобіжник, що самовідновлюється, до мінусової клеми акумулятора підключений витік польового транзистора, стік підключений до маси, затвор через резистор підключений до витоку і через датчики і контакт замку запалення до плюса акумулятора, між стоком і витоком включений запобіжник, що самовідновлюється [1]. Непереборним недоліком автоматичного електронного вимикача акумуляторної батареї перш за все є недостатня надійність унаслідок установки силового ключа в ланцюг негативного полюса акумуляторної батареї, при відключенні якого з метою захисту електроустаткування транспортного засобу та працюючому двигуні, традиційно обладнаному бортовим генератором 15 змінного струму, різко зростає напруга бортової мережі до 18-20 В, все електроустаткування транспортного засобу знаходиться під підвищеною напругою і у разі короткого замикання стрімко провокує розвиток пожежі. Крім того, запобіжник, що самовідновлюється, спонтанно включає силовий ключ, що при не усунених порушеннях електроустаткування створює небезпеку пожежі.

Мета та постановка задачі. В основу корисної моделі поставлено задачу удосконалення автоматичного електронного вимикача акумуляторної батареї, в якому використання польового транзистора, включеного між споживачами і плюсовою клемою акумулятора, повністю знеструмлює силові ланцюги у разі спрацьовування датчика ізотропного акселерометра або будь-якого з датчиків температури, що надійно оберігає транспортний засіб від можливого загоряння, перш за все, при перевищенні 25

© А. І. Пабат, В. П. Кирєєв, В. В. Дмитрієв, 2013

контрольованих ізотропним акселерометром граничних значень прискорень у разі аварії, зіткнення або падіння транспортного засобу, а також при небезпечному підвищенні температури в будь-яких з контрольованих датчиками температури об'єктів транспортного засобу.

Вирішення задачі. Поставлена задача вирішується тим, що система протипожежної безпеки транспортного засобу, яка містить автоматичний електронний вимикач акумуляторної батареї - польовий транзистор, датчики, запобіжник і акумуляторну батарею, при цьому стік польового транзистора підключений до позитивного полюса акумулятора, витік польового транзистора підключений до основних силових споживачів, затвор через датчик ізотропного акселерометра, датчики контролю температури і контакт замка запалення підключений до позитивного полюса акумулятора, а бортовий комп'ютер, система охоронної сигналізації, радіоустаткування, зовнішнє габаритне освітлення і освітлення салону підключені до бортової мережі через диференціальні запобіжники. Використання підключеного до позитивного полюса акумулятора стоку польового транзистора і підключеного до основних силових споживачів витоку польового транзистора забезпечує оперативне відключення найбільш могутнього джерела струму електроустаткування транспортного засобу - акумулятора, що запобігає вірогідності спалаху елементів електроустаткування у разі коротких замикань. Використання підключеного до позитивного полюса акумулятора стоку польового транзистора і підключеного до основних силових споживачів витоку польового транзистора забезпечує оперативне відключення не тільки найбільш могутнього джерела струму електроустаткування транспортного засобу - акумулятора, але і бортового генератора унаслідок одночасного відключення системи підмагнічування генератора. Використання підключеного до позитивного полюса бортової мережі через контакт замка запалення затвора польового транзистора забезпечує примусове відключення акумулятора від бортової мережі при вимкненому замку запалення, що значно знижує вірогідність спалаху транспортного засобу на стоянці. Використання підключеного до позитивного полюса бортової мережі через датчик ізотропного акселерометра затвора польового транзистора забезпечує примусове відключення від електропостачання всіх бортових споживачів, окрім слабкострумових, при включеному замку запалення у разі перевищення контрольованих ізотропним акселерометром граничних значень прискорення при аварії, зіткнення або падіння транспортного засобу, що радикально знижує вірогідність спалаху транспортного засобу. Використання підключеного до позитивного полюса бортової мережі через датчики контролю температури затвора польового транзистора забезпечує примусове відключення від джерел електропостачання всіх елементів устаткування транспортного засобу, окрім слабкострумових, у разі перевищення контрольованої температури в різних частинах транспортного засобу, що значно знижує вірогідність спалаху рухомого транспортного засобу. Будова системи протипожежної безпеки транспортного засобу представлена на рис.

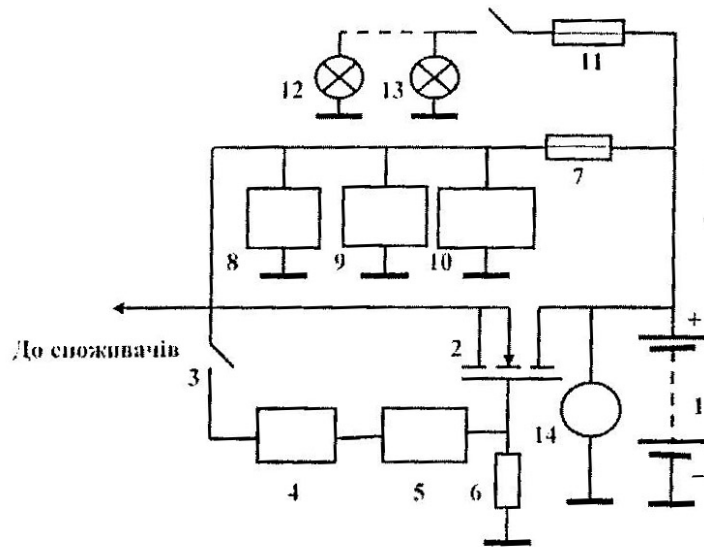


Рисунок – Принципова схема системи протипожежного захисту

До позитивного полюса акумулятора 1 підключений стік польового транзистора 2, витік якого 5 підключений до бортової мережі транспортного засобу. Затвор польового транзистора через послідовно сполучені контакти замка запалення 3, датчики контролю температури 4 і датчик ізотропного акселерометра 5 підключений до позитивного полюса акумулятора і до резистора 6. Через диференціальний запобіжник 7 до акумулятора 1 підключені бортовий комп'ютер 8, система охоронної сигналізації 9 і радіоустаткування 10. Через диференціальний запобіжник 11 до акумулятора 1 підключені лампи 12 зовнішнього габаритного освітлення і лампи 13 освітлення салону транспортного засобу. Основним джерелом електроенергії бортової мережі є генератор 14. Працює система протипожежної безпеки транспортного засобу таким чином. Під час стоянки відключені всі бортові споживачі електроенергії, окрім бортового комп'ютера 15 8, системи охоронної сигналізації 9 і радіоустаткування 10, кола яких захищені диференціальним запобіжником 7, номінальний струм спрацьовування якого 5-10 А контролюється з точністю 100-150 мА, що забезпечує надійний протипожежний захист при вірогідних порушення цілісності устаткування. Через окремий диференціальний запобіжник 11 включені також лампи 12 зовнішнього габаритного освітлення і лампи 13 освітлення салону 20 транспортного засобу, що забезпечує їх працездатність на стоянці і виключає знеструмлення бортового комп'ютера і системи охоронної сигналізації у разі інспірованого зловмисниками короткого замикання зовнішнього габаритного освітлення. При включенні контактів замку запалення 3 позитивний потенціал затвора польового транзистора 2 відкриває польовий транзистор і напруга акумулятора 1 або генератора 14 забезпечує працездатність всіх бортових 25 споживачів електроенергії. При русі транспортного засобу спрацьовування будь-якого датчика контролю температури 4 розмикає ланцюг затвора польового транзистора 2 і він закривається негативним потенціалом через резистор 6, що приводить до знеструмлення бортового електроустаткування і перешкоджає виникненню або розвитку пожежі. При русі транспортного засобу перевищення контрольованих ізотропним акселерометром 5 граничних значень 30 прискорення у разі аварії, зіткнення або падіння транспортного засобу розмикає ланцюг затвора польового транзистора 2 і він закривається негативним потенціалом через

резистор 6, що приводить до знеструмлення бортового електроустаткування і перешкоджає виникненню або розвитку пожежі, вірогідність якої надзвичайно висока. При виключенні контактів замка запалення 3 розмикається ланцюг затвора польового транзистора 2 і він закривається 35 негативним потенціалом через резистор 6, що приводить до знеструмлення бортового електроустаткування і надійно запобігає вірогідності виникнення пожежі на стоянці транспортного засобу, а також може служити додатковим захистом від угону.

Результати досліджень. Таким чином, запропонована система протипожежної безпеки транспортного засобу дійсно надійно оберігає транспортний засіб від можливого загоряння перш за все при перевищенні контрольованих ізотропним акселерометром граничних значень прискорення у разі аварії, зіткнення або падіння транспортного засобу, а також при небезпечному підвищенні температури в будь-якій з контрольованих датчиками температури об'єктів транспортного засобу унаслідок застосування електронного вимикача акумуляторної батареї, в якому використання польового транзистора, включеного між споживачами і позитивним полюсом акумулятора, повністю знеструмлює силові ланцюги у разі виникнення будь-якої нештатної ситуації.

Висновок. Дані розробки доводять свою надійність та здатність запобігати аварії транспортного засобу через зіткнення або падіння, а також небезпечне перевищення температури.

Список літератури: 1. Патент № 2350494, Российская федерация, МПК В60R 16/02. Автоматический электронный выключатель аккумуляторной батареи / Ломтев Е. А., Смогунов В. В., Вершинин Н. Н.; патентообладатели - Ломтев Е. А., Смогунов В. В., Вершинин Н. Н.; заявл. 09.10.2007; опубл. 27.03.2009. 2. Патент № 75111, Україна, МПК В60R 16/00. Система протипожежної безпеки транспортного засобу / Пабат А. І., Кирєєв В. П., Дмитрієв В. В.; власник патенту – Дніпродзержинський державний технічний університет. - № у 2012 04478; заявл. 09.04.2012; опубл. 26.11.2012 бюл. №22.

Надійшла до редколегії 20.05.2013

УДК 629.067

Корисна модель системи протипожежної безпеки транспортного засобу / А. І. Пабат, В. П. Кирєєв, В. В. Дмитрієв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 156–159. – Бібліогр.: 2 назв.

Система противопожарной безопасности транспортного средства, содержащая автоматический электронный выключатель аккумуляторной батареи - полевой транзистор, датчики, предохранитель и аккумуляторную батарею, которая отличается тем, что сток полевого транзистора подключен к положительному полюсу аккумулятора, исток полевого транзистора подключен к основным силовым потребителям, затвор через датчик изотропного акселерометра, датчики контроля температуры и контакт замка зажигания подключен к положительному полюсу аккумулятора, а бортовой компьютер, система охранной сигнализации, радиооборудование, внешнее габаритное освещение и освещение салона подключены к бортовой сети через дифференциальные предохранители.

Ключевые слова: датчики, полевой транзистор, бортовая система, предохранитель, транспортное средство.

The system of the vehicle's fire safety containing the automatic electronic battery switch - field-effect transistor, sensors, fuses and the battery, wherein the FET drain that is connected to the positive pole of the battery, the source of the FET connected to the main power consumers, the gate connected to the positive pole of the battery through the isotropic accelerometer, sensor of the temperature control and ignition lock's contacts. The on-board computer, the alarm system, the radio equipment, the external outline lighting and interior lighting connected to the onboard network through the differential fuses.

Keywords: sensors, field-effect transistor, on-board system, fuses, vehicle/

ЗМІСТ

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Сахно В. П., Корнач О. А. Методика визначення ряду передаточних чисел коробки передач за умови мінімального шляху розгону автомобіля	3
Ніконов О. Я., Шуляков В. М. Дослідження якості адаптивних нейро-фаззі регуляторів автомобіля на базі методу субтрактивної кластеризації	10
Бондаренко А. І., Хассан Аль Ражаб Дослідження процесу гальмування транспортних засобів з пневматичним гальмівним приводом	16
Дембіцький В. М. Дослідження приводу гальмівної системи транспортного засобу з гібридною силовою установкою та рекуперацією енергії.....	28
Богатчук І. М., Прунько І. Б. Відновлення розмірних параметрів зношених зовнішніх поверхонь штовхачів ЗИЛ-130 електроіскровим наросуванням і зміцненням	34
Клімов Е. С. Дослідження траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею при повороті на місці.....	42

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Самородов В. Б., Удод И. В., Деркач О. И. Анализ и техническое обоснование двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии бульдозера	48
Артьомов М. П. Методологія оцінки функціональної стабільності машинно-тракторного агрегату за критерієм стійкості руху	58

АВТОМОБІЛІ ТА АВТОМОБІЛЬНЕ ГОСПОДАРСТВО

Монастырский Ю. А., Систук В. А. Закономерности движения колесной машины на повороте при принудительном регулировании вращения ведущих колес	65
Кузьмін В. С. Оцінка рівня забезпечення якості послуг автосервісу	71
Ільченко А. В., Балюк В. Ю., Тростенюк Ю. В. Оцінка способу удосконалення фільтра-нейтралізатора відпрацьованих газів дизеля.....	79
Шиндерук С. А. Универсальный инструмент магнитно-импульсной рихтовки в низкочастотном режиме действующих полей.....	86

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

Тырловой С. И. К моделированию эксплуатационных режимов высокооборотных дизелей	93
Сторчеус Ю. В. Використання принципів каскадного енергообміну у автотракторному дисковому двигуні	100

Кравченко А. П., Верительник Е. А. Исследования нарушений работоспособности автомобилей-тягачей в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации.....	106
Смирнов О. П., Богаєвський О. Б., Смирнова А. О. Розрахунок еквівалентної витрати палива електромобілями у різних країнах.....	114
Каишканов А. А. Мінімізація суб'єктивності експертного оцінювання в задачах автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод.....	120
Потапенко В. В. Аналіз моделі технологічних станів кар'єрних самоскидів БелАЗ... 126	126
Торлин В. Н., Ветрогоп А. А., Мешков В. В., Булявец С. В. Тестовая вибродиагностика эксплуатационных свойств несущих систем транспортных средств.....	133
Волков В. П., Матейчик В. П., Комов П. Б., Комов О. Б., Грицук І. В. Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем	138
Серикова И. А. Вопросы измерения динамических характеристик корпуса автомобиля для задач поддержания курсовой устойчивости	145
Клец Д. М. Оценка влияния моментов, действующих на направляющие колеса, на показатели устойчивости и управляемости автомобиля	149

В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

Пабат А. І., Криєєв В. П., Дмитрієв В. В. Корисна модель системи протипожежної безпеки транспортного засобу.....	156
---	-----

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія:
Автомобіле- та тракторобудування

№ 29 (1002)'2013

Науковий редактор В.Б. Самородов
Технічний редактор ст. викл. С.О. Шуба
Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

Адреса редколегії:
Кафедра «Автомобіле- та тракторобудування», НТУ «ХПІ»
вул. Фрунзе, 21, Харків, 61002.
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: shubaserg@mail.ru

Обл.-вид № 89–12.

Підп. до друку **16.12.2012 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 «ХПІ»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.