

A. I. КОРОБКО, I. B. СЕМЕНОВ

ПОВНОПРИВІДНІ ВАНТАЖНІ АВТОМОБІЛІ: ПРОБЛЕМИ ТА РІШЕННЯ

В статті обґрунтована актуальність для України забезпечення функціональної стабільності повнопривідних вантажних автомобілів. Сформульовані методичні основи рішення нових проблем їх використання при змінних параметрах стану та умов роботи. В Україні, як загалом і у світі, стала очевидною тенденція переходу і зростання питомої частки у загальному автопарку повнопривідних вантажних автомобілів для комунальної, будівельної, військової та інших сфер. Дані автомобілі експлуатуються в основному на ґрунтових дорогах у важких кліматичних умовах за відсутності стаціонарних баз технічного обслуговування і ремонту. Для цих автомобілів необхідно виконання теоретичних досліджень та практичних рекомендацій у напрямку забезпечення їх функціональної стабільності. Нові проблеми повнопривідних вантажних автомобілів, що необхідно вирішити: розроблення алгоритму функціональної стабільності; підвищення стійкості, керованості і маневреності; динамічна стабілізація, що базується на аналізі прискорення їх руху; обґрунтування методу оцінювання роботоздатності за змінних параметрів стану; розроблення методології оцінки функціональної точності.

Ключові слова: автомобіль повнопривідний, функціональна стабільність, стійкість руху, керованість, динамічна стабільність, роботоздатність, функціональна стійкість.

A. KOROBKO, I. SEMENOV

ALL-WHEEL TRUCKS: PROBLEMS AND SOLUTIONS

The article substantiates the relevance for Ukraine of ensuring the functional stability of all-wheel drive trucks. Formulated methodical bases for solving new problems of their use with variable state parameters and working conditions. In Ukraine, as in the world in general, the trend of transition and growth of the specific share in the total fleet of all-wheel drive trucks for utility, construction, military and other spheres has become obvious. These cars are operated mainly on dirt roads in difficult climatic conditions in the absence of stationary maintenance and repair facilities. For these cars, it is necessary to carry out theoretical studies and practical recommendations in the direction of ensuring their functional stability. New problems of all-wheel drive trucks that need to be solved: development of the functional stability algorithm; increasing stability, controllability and maneuverability; dynamic stabilization based on the analysis of the acceleration of their movement; substantiation of the method of assessing working capacity based on variable state parameters; development of a methodology for assessing functional accuracy.

Key words: four-wheel drive car, functional stability, stability of movement, controllability, dynamic stability, workability, functional stability.

Вступ.

Для розвитку різних галузей економіки держави особливе значення має доставка великовагових та неподільних великогабаритних вантажів до місця призначення [1, 2, 3]. В Україні, як в загалом і у світі, стала очевидною тенденція переходу і зростання питомої частки у загальному автопарку спеціалізованих та технологічних машин для комунальної, будівельної, військової та інших сфер на спроектованих для цих цілей шасі вантажних автомобілів загального призначення. Реальним прикладами є розробка та освоєння виробництва спеціальних шасі КрАЗ Н27.3ЕХ (КрАЗ 7634 НЕ) та корпорації «Богдан-Моторс» – ERCV 27 (на замовлення датської фірми ~~Вак~~ *Вак Електроті* ~~вс~~). Одну із багаточисленних груп автомобілів в Україні складають повнопривідні вантажні автомобілі (ПВА) з усіма ведучими колесами.

Аналіз останніх досягнень та публікацій.

Повнопривідні вантажні автомобілі експлуатуються, в основному, на ґрунтових дорогах і у важких кліматичних умовах, за відсутності стаціонарних баз технічного обслуговування та ремонту. Звідси випливають такі специфічні вимоги, що пред'являються до їх конструкції, як високі тягово-зчіпні властивості, прохідність, (з причепами та напівпричепами), пристосованість до автономного використання, швидка готовність до руху тощо. У світовій номінації вантажних повнопривідних автомобілів визначення «НАЙ» (найкрасивіший, найпотужніший, найелегантніший, найневибагливіший у експлуатації) королем бездоріжжя

визнано автомобіль КраЗ-6446-011-03 (Україна) (потужність двигуна 400 к.с.; маса вантажу, що перевозиться – до 65 т) [1].

Особливу роль у перевезенні великогабаритних і великовагових вантажів дорогами загального користування і бездоріжжям відводиться автопоїздам, що поєднують декілька його ланок. Підвищення тягово-динамічних властивостей автопоїздів досягається забезпеченням більшої сумарної «тяги» за рахунок більшого числа ведучих коліс, які є основою активного автопоїзда. Такі автопоїзди успішно експлуатуються у важких дорожніх умовах під час транспортування вантажів, і, коли це можливо, реалізуються за рахунок звичайних повнопривідних автомобілів.

Продуктивність автопоїздів визначається середньою швидкістю їх руху і вантажопідйомністю. Можливості підвищення середніх швидкостей руху автопоїздів обмежені [4], тому найбільш перспективним напрямком підвищення продуктивності є збільшення вантажопідйомності, що може бути досягнуто, в основному, за рахунок збільшення числа ланок автопоїзда. Переваги багатоланкових автопоїздів у порівнянні із дволанковими автопоїздами і одиночними автомобілями очевидні. Однак, їм властиві і об'єктивні недоліки, ряд яких визначається помилками на стадії проектування і розробки автопоїзда під час вибору технічних параметрів, конструктивних рішень для кожної із ланок тощо.

Мета та постановка задачі дослідження.

Метою даної роботи є підвищення функціональної стабільності ПВА, за рахунок систематизації проблем, що виникають у сфері їх експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно узагальнити результати досліджень і публікацій щодо використання ПВА, на їх основі зробити висновки про перспективність підвищення їх функціональної стабільності.

Основний матеріал та результати дослідження.

Рішення нових проблем теорії і практики ПВА спрямовано на підвищення їх функціональної стабільності за змінних параметрів стану і умов роботи.

Проблема розробки алгоритму функціональної стабільності ПВА за аналогією із суміжними галузями науки і техніки можна оцінити за їх функціональною стійкістю, яка характеризує відхилення основних функцій від координат за збуреного і незбуреного руху [3, 4]:

$$\forall \Theta > 0 \rightarrow \delta \rightarrow 0, \rho(f(Z_o), f(Z'_o)) \leq \delta \rightarrow \\ \rightarrow \rho[f(Z(t, Z_o)), f(Z(t, Z'_o))] < \Theta, \forall t \in [0, \infty]$$

де $Z_o=Z(0)$ – початкові умови – координати фазового простору Z_o за незбуреного руху; $Z'_o=Z'(0)$ – координати фазового простору за збуреного руху; ρ – метрика простору Z ; Θ – задані числа, які характеризують відхилення збуреного руху від незбуреного; $f(Z)$ – функція від координати руху системи, що характеризує загальні вимоги, що висувуються до системи.

За даним алгоритмом функціональна стабільність мобільної машини розглядається як багатомірна система в змінних параметрах стану (рис. 1) [5].

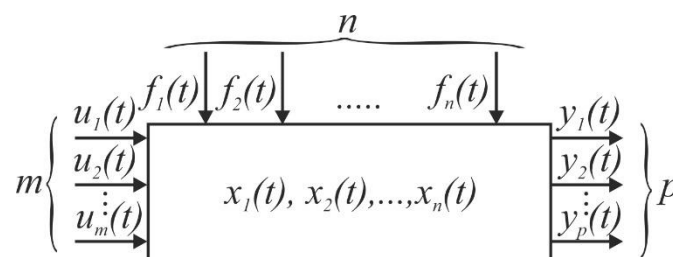


Рис. 1 – Подання ПВА як багатомірної системи в змінних стану

У будь-який момент часу t стан системи, що має m входів та p виходів (багатомірна система) за збурень n , що характеризується змінними стану $x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$, є функцією початкового стану $u_1(t), u_2(t), \dots, u_m(t)$ за збурень $f_1(t), f_2(t), \dots, f_n(t)$. Вихідні параметри p приймаються за функціональні, за якими оцінюються функціональні властивості даної системи. Основи даної методології були оцінені на тракторах під час виконання ними транспортних робіт, що дозволило сформулювати найбільш значущі функціональні параметри транспортних агрегатів [6]. До даних параметрів віднесені стійкість, керованість і маневреність транспортних агрегатів.

Проблема стійкості, керованості і маневреності ПВА – важливіші функціональні властивості і складові активної безпеки його руху [3, 7, 8, 9]. На багатьох ПВА використовують механічні ступінчасті трансмісії, що складаються із механічних агрегатів, стабільність руху яких забезпечується за рахунок зміни крутних моментів на колесах шляхом їх пригальмовування. Недоліком такого методу є, по-перше, необхідність гальмівного приводу для кожного колеса, що призводить до підвищення складності його конструкції і зниження надійності, і, по-друге, суттєва інтенсифікація роботи гальмівної системи обумовлює підвищення зносу і перегрівання колісних гальмівних механізмів, що призводить до нестабільності стійкості руху ПВА.

Для багатоланкових ПВА (автопоїздів) маневреність руху кожної ланки, як твердого тіла, розглядається у горизонтальній площині на рівній недеформованій опорній поверхні і складається із поступального руху центру мас і обертального руху навколо центру мас. При цьому, поточні значення прискорення ланок ПВА, що визначають його стійкість руху, розраховуються за значеннями сил і моментів, що діють на ведучу ланку автопоїзда, доповнюються силами і моментами, що діють від вузла зчленування. Даний метод не має достатньої достовірності через неможливість точної оцінки діючих сил у вузлі зчленування автопоїзду.

Під час маневрування ПВА маневр може бути простим або складним. Простий маневр здійснюється за одного або декількох одночасних (паралельних) керуючих впливів. Складний маневр являє собою сукупність послідовних сталих і несталих режимів руху, що реалізуються за сукупності декількох послідовних керуючих впливів. Простий маневр – розгін, гальмування і рух замкнутою круговою траєкторією з постійною кутковою швидкістю. Складний маневр – поворот на заданий кут, маневрування в умовах обмеженого простору, перехід з режиму руху вперед до режиму руху назад тощо. За складного маневру відбувається багатократна послідовна зміна вектору швидкості автомобіля, що характеризується зміною прискорення його руху.

Згідно дослідження з оцінки маневреності ПВА [7] одиночне синусоїдальне вхідне поперечне прискорення описується наступним чином: мінімальне поперечне прискорення $0,15g$ повинно бути досягнуто на передній осі буксирного пристрою. Потрібний сигнал рульового керування повинен мати період $0,4$ Гц, який можна перетворити в $2,5$ секунди. Поздовжня швидкість автопоїзда на базі ПВА повинна складати 88 км/год.; при зміні смуги руху на одну смугу допускається бокове зміщення $1,464$ м на поздовжній відстані 61 м.

Дана методика оцінки маневреності ПВА ідентифікована Міжнародною організацією з стандартизації (ISO) і може бути покладена в основу випробування модернізованих і нових ПВА.

Проблема динамічної стабілізації ПВА вирішується на основі аналізу прискорення його руху. ПВА, що рухається зі швидкістю v , є автономною динамічною системою, основні зовнішні впливи на яку призводять до зміни сил опору руху і прискорення його руху, що оцінюються за залежністю [10]:

$$\frac{dv_{\text{ПВА}}}{dt} = \frac{P_T - \sum P_c}{m_{\text{ПВА}}}, \quad (1)$$

де P_T – рушійна сила на тягових колеса ПВА, Н; $\sum P_c$ – сума всіх сил опору руху ПВА, Н; $m_{\text{ПВА}}$ – маса ПВА приведена до частин, що рухаються поступально.

Прискорення $\dot{v}_{\text{ПВА}}$ є парціальним (від старо-латинської *partialis* – частковий), це таке прискорення, яке мав би ПВА під дією однієї сили, що прикладена в цей час до нього за відсутності всіх інших сил. Загальне прискорення ПВА дорівнює сумі прискорень, які він отримує від дії всіх сил, що виводять його з одного стану рівноваги до іншого. Прискорення, яке отримує ПВА від дії сил, означає початок перехідного процесу і є показником його динамічних властивостей.

У залежності (1) із достатнім наближенням можна прийняти постійною приведену масу ПВА ($m_{\text{ПВА}} = \text{const}$). Сили опору руху ПВА залежать від факторів, багато з яких є величинами змінними, наприклад, стан ґрунту і рельєф місцевості, швидкісний режим тощо. У відповідності до зміни сил опору змінюється і рушійна сила ПВА. Це призводить до того, що $\frac{dv_{\text{ПВА}}}{dt}$ (прискорення) ПВА постійно змінюється як за величиною, так і за знаком.

У класичній механіці згідно рівняння (1) оцінюється несталий рух системи, тобто $\frac{dv_{\text{ПВА}}}{dt} \neq 0$, за $P_T \neq \sum P_c$. Запропонованим методом вирішується обернена задача динаміки: за відомого $\frac{dv_{\text{ПВА}}}{dt}$ оцінюються P_T і $\sum P_c$. За даним твердженням запропоновано оцінювати тягове зусилля на ведучих колеса P_T і на гаку $P_{\text{зк}}$ ПВА у складі автопоїзда за залежностями [11]:

$$P_T = (m_{\text{ПВА}} + m_{\text{тн}}) [\dot{v}_{\text{ПВА}}(v) - \dot{v}_{\text{ПВА}}^g(v)], \quad (2)$$

$$P_{\text{зк}} = m_{\text{ПВА}} \left[\dot{v}_{\text{ПВАf}}(v) - \left(1 + \frac{m_{\text{ПВА}}}{m_{\text{тн}}} \right) \dot{v}_{\text{ПВА}}^b(v) \right], \quad (3)$$

де $m_{\text{ПВА}}$, $m_{\text{тн}}$ – маса ПВА і причепів із вантажем, відповідно; $\dot{v}_{\text{ПВА}}(v)$, $\dot{v}_{\text{ПВА}}^b$ – лінійні прискорення ПВА під час розгону і вибігу (вимкнена муфта зчеплення, нейтральна передача трансмісії); $\dot{v}_{\text{ПВАf}}$ – прискорення ПВА під час дії тільки сили опору коченню на колесах.

За зниження $\dot{v}_{\text{ПВА}}(v)$, $\dot{v}_{\text{ПВАf}}$, $\dot{v}_{\text{ПВА}}^b$ підвищується динамічна стабілізація ПВА за тяговими зусиллями P_T і $P_{\text{зк}}$, що порушується під час керуючих впливів [11]. В указаній роботі запропоновано у якості критерію керованості використовувати величину прискорення (лінійного або кутового) автомобіля, що виникає під час керуючих впливів. Пропонується оцінювати за допомогою вказаного критерію динамічні властивості автомобіля не лише на повороті, а, також, і під час розгону, гальмування і руху заднім ходом. Таким чином, керованість – це здатність автомобіля адекватно реагувати на керуючий вплив. У цьому проявляються динамічні властивості автомобіля, що базуються на аналізі прискорень його руху, що можуть вимірюватись за допомогою вимірально-реєстраційного комплексу (рис. 2) [12].

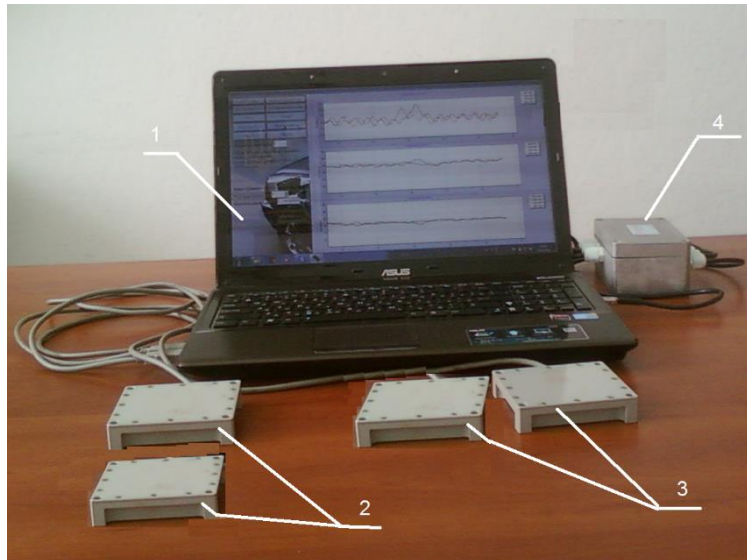


Рис. 2 – Вимірвальна реєстраційний комплекс для контролю прискорень ПВА:
1 – ноутбук з програмним забезпеченням; 2, 3 – давачі прискорень;
4 – перетворювач для тензоланки

Даний комплекс розроблений у ХНАДУ за співпраці із ХНТУСГ ім. П. Василенка і Харківською філією УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого.

Проблема обґрунтування методу оцінювання роботоздатності ПВА за змінних параметрів стану, до яких віднесені його функціональні властивості: стійкість $v(t)$, керованість $y(t)$, маневреність $z(t)$. ПВА буде роботоздатним, тобто виконуватиме задані функції якщо його технічний стан забезпечує зміну координат $v(t)$, $y(t)$ і $z(t)$ у межах, обумовлених нормативно-технічною документацією [14]. При цьому роботоздатні всі системи, які до нього входять. Якщо нероботоздатна хоча б одна із систем – ПВА нероботоздатний. При зміні технічного стану ПВА координати V , y і z наближаються до деяких граничних значень, за яких ПВА буде нероботоздатним, тобто вектор $\vec{x} = (v_1, \dots, v_n; y_1, \dots, y_n; z_1, \dots, z_n)$ буде характеризувати роботоздатність ПВА. При дослідженні за $v(t)$ – одновимірною системою, роботоздатність може бути оцінена функцією $\vec{x} = f(v_1, \dots, v_n)$.

Вектору \vec{x}_v відповідає число $R(\vec{x}_v)$, за якого $R(\vec{x}_v) > 0$ і зростає до ∞ за $\vec{x}_v \rightarrow \vec{V} = (V_1, \dots, V_n)$, де \vec{V} – критичний вектор і $R(\vec{x}_v) \rightarrow \infty$ за $v_i \rightarrow V_i$.

В якості $R(\vec{x}_v)$ обираємо функцію виду $R(\vec{x}) = N_i(\vec{x}_v) / [z(\vec{x}_v)]^\alpha$, де $\alpha > 0$ – довільне число, $z(\vec{x}_v) = \prod_{i=1}^B |v_i - V_i|^{q_i}$, $N_i(\vec{x}_v) = \sum_{i=1}^n \alpha |v_i - V_i|$, $\alpha_i > 0$ – вагові коефіцієнти, $q_i > 0$ – довільне число.

За $q_i = 1/n - 1$ та $\alpha \geq 0$ можна записати:

$$R(\vec{x}_v) = \sum_{i=1}^n \alpha |v_i - V_i| / \prod_{i=1}^B (|v_i - V_i|)^{\alpha/n-1}. \quad (4)$$

Даний вираз характеризується тим, що $R(\vec{x}_v)$ прямуватиме до ∞ зі швидкістю $1/\varepsilon^{1/n-1}$. У цьому випадку роботоздатність ПВА за координатою v оцінюється виразом

$$H(\vec{x}_v) = 1 / R(\vec{x}_v). \quad (5)$$

Вираз (5) характеризує стан ПВА, коли хоча б один параметр v_i досягає V_i . У цьому випадку, $H(\bar{x}_v)$ змінився від H_{max} до 0 (за $v_i=V_i$), що буде характеризувати ступінь роботоздатності ПВА. Аналогічно оцінюється роботоздатність ПВА за іншими координатами $y(t)$ і $z(t)$.

При розв'язанні практичних задач з підвищення роботоздатності ПВА за динамічною стабільністю важливе значення має забезпечення незмінності показників якості перехідного процесу. В цьому випадку критерій роботоздатності записується у вигляді:

$$I = LF[\beta(t, h)]; t \in [t_o, t_s], \quad (6)$$

де L – лінійний оператор; F – позитивно визначена функція; β – вектор параметрів стану, що визначається як різниця між дійсним (S) та номінальним (S_n) векторами стану; $h=(h_1, h_2, \dots, h_m)$ – m -мірний вектор параметра, що регулюється при технічному обслуговуванні ПВА.

При відхиленні параметру стану β реального ПВА з перехідною характеристикою $y_\beta=y(t, \beta)$ оцінюється технічний стан його елементів і систем в цілому за квадратичним інтегральним відхиленням $y_n=y(t, \beta)$ від $y_e=y(t, 0)$. Якщо параметр стану β реального ПВА відхиляється від номінального значення $\beta \neq 0$, то його технічний стан зміниться оберненопропорційно інтегральному відхиленню реальної перехідної характеристики $y_\beta=y(t, \beta)$ від еталонної $y_e=y(t, 0)$ (рис. 3, а).

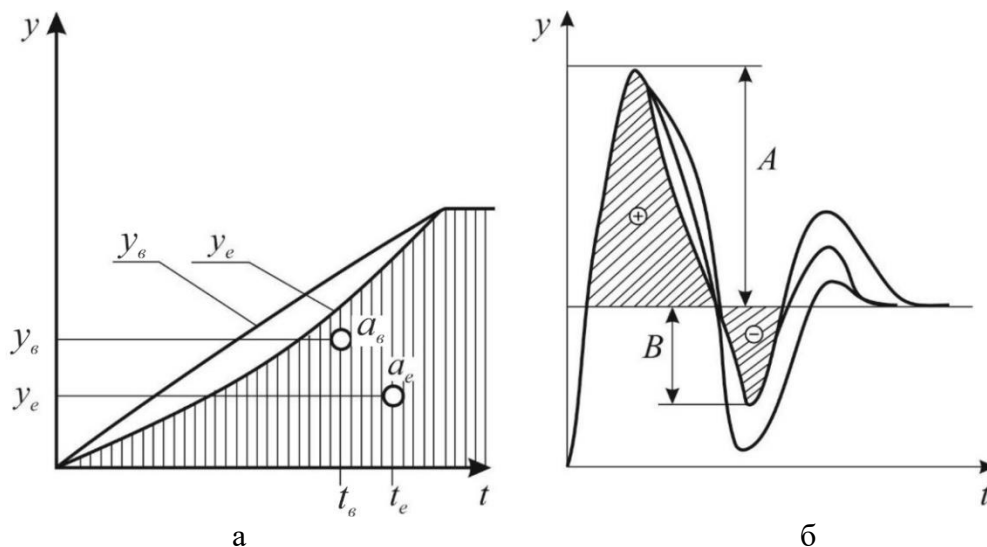


Рис. 3 – Інтегральні оцінки перехідних процесів $y_\beta=y(t, \beta)$ та $y_e=y(t, 0)$:

а – монотонного; б – коливального

Даний висновок покладено в основу запропонованого динамічного методу оцінки роботоздатності ПВА, що базується на доведених твердженнях для монотонних і коливальних перехідних процесів.

Для монотонних процесів $y_\beta = y(t, \beta)$ та $y_e = y(t, 0)$ відхилення параметру стану β , що характеризує технічний стан ПВА, визначається величиною та напрямком відхилення центру тяжіння площі $I_\beta = \int_0^\infty y_\beta(t) dt$ та площі $I_e = \int_0^\infty y_e(t) dt$. Для коливальних процесів $y_\beta = y(t, \beta)$ та $y_e = y(t, 0)$ відхилення параметру стану β прямує до нуля $\beta \rightarrow 0$ за:

$$\{j_1\}_{k_1=0,5} = \frac{\{I_1\}_{k_1=0,5}}{I_0} = 0,4; \quad \{j_2\}_{k_1=0,5} = \frac{\{I_2\}_{k_2=0,5}}{I_0} = \infty,$$

де $I_0 = \int_0^\infty y_e(t) dt$; $I_1 = \int_0^\infty \exp\left\{-\frac{t}{k_1 I_0}\right\} y(t) dt$; $I_2 = \int_0^\infty \exp\left\{-\frac{t}{k_2 I_0}\right\} y(t) dt$; k_1, k_2 – додатні коефіцієнти.

Визначимо параметри коливального перехідного процесу $y_e = y(t, \beta)$ руху ПВА, за якого даний процес буде ідентичний еталонному $y_e = y(t, 0)$, тобто $\beta = 0$. Наприклад, для ПВА з адаптивно-передаточною функцією $W(p) = K/p^3 + Ap^2 + Bp^2 + 1$, якщо для $y_e = y(t, \beta)$ параметри $A=2,4$ та $B=2,5$, то перехідний процес y_e ідентичний еталонній моделі y_e (рис. 3, б). У подальшому, встановлюючи співвідношення між параметрами A, B та β , можна визначати за параметрами A, B відхилення параметра стану β від еталонної перехідної характеристики.

Проблема розроблення методології оцінки функціональної точності ПВА, що базується у відповідності ДСТУ 2860-94 [15] на забезпеченні здатності виконувати ним задані функції, зберігаючи свої експлуатаційні показники в заданих межах протягом терміну служби [16]. За аналогією оцінки функціональної точності трактора [10] методологія функціональної точності ПВА передбачає виконання ним заданих функцій, спрямованих на досягнення поставленої мети, що характеризується певними значеннями її параметрів (вихідний, первинний, вторинний). При цьому, вихідний параметр є результатом розв'язання функціонального завдання відповідно до цільового призначення ПВА в цілому (швидкість руху, стійкість, керованість, маневреність) або його складових елементів (двигун, системи керування, тощо).

Первинний параметр ПВА визначається за безпосереднього контролю, зміни складових елементів, а вторинний – є деякою функцією первинних параметрів. Наприклад, тягове зусилля ПВА залежить від потужності двигуна, швидкості руху, частоти обертання колінчастого валу, передавального числа трансмісії тощо.

Вихідний параметр ПВА x , зазвичай, є вторинним. Будь-яке значення вихідного параметру є результатом перетворення деяких первинних за відношенням до нього величин. Такими первинними величинами є характеристики вхідних сигналів S і параметрів q елементів (двигуна, трансмісії, тощо) ПВА. Відповідно до цього, модель ПВА обґрунтовується за функціональною залежністю $x = \phi(S, q)$. За номінальних значень параметрів S_n, q_n , що відповідають вимогам нормативно-технічної документації, дана модель має вид $x_n = \phi(S_n, q_n)$. Ступінь відмінності реальної моделі x від номінальної x_n оцінюється похибкою ПВА $\Delta x = x - x_n$, що характеризує його функціональну точність, тобто здатність ПВА виконувати задані функції з певним ступенем близькості до номінальної моделі.

За виходу значень похибки Δx функціонування ПВА за допустимі межі він втрачає працездатність, тобто здатність функціонувати з необхідним (заданим) ступенем точності.

Методологія оцінки функціональної точності ПВА передбачає обґрунтування логічної організації здатності виконувати задані функції з певним ступенем близькості до ідеальної моделі. При цьому, функціональна похибка ПВА за x, x_n поточних і номінальних значень функціональних параметрів оцінюється за залежністю:

$$\Delta x = x - x_n. \quad (7)$$

ПВА, як об'єкт контролю, буде працездатним, тобто придатним до подальшої експлуатації, у випадку, якщо результат вимірювання задовольняє умові:

$$c \leq y \leq d, \quad (8)$$

де c, d – межі поля допуску контрольованого параметру $y = x_k + \Delta x_k$; $x_k, \Delta x_k$ – дійсне значення контрольованого параметра і похибка його вимірювання.

ПВА під час контролю буде справним, якщо кожен з його функціональних параметрів (x) знаходиться в області працездатності (a, b):

$$a < x < b. \quad (9)$$

Щодо стану ПВА до проведення контролю можуть бути висловлені дві взаємовиключні гіпотези: ПВА справний (c), якщо виконується умова (9); ПВА несправний (\bar{c}) за невиконання умови (9). Сума ймовірностей даних подій $P_c + P_{\bar{c}} = 1$.

Заміна умов (9) правилом (8) за c, \bar{c} ПВА відповідно справний, несправний; c, \bar{c} – придатний, непридатний до подальшої експлуатації призводить до хибних рішень:

– $y \in (c, d)$, $x \notin (a, b)$ – не виявлена відмова (\bar{c}/z);

– $y \notin (c, d)$, $x \in (a, b)$ – помилкова відмова (c/\bar{z}).

Вірні висновки робляться у наступних ситуаціях:

– $y \in (c, d)$, $x \in (a, b)$ – вірний висновок «ПВА придатний» (c/z);

– $y \in (c, d)$, $x \notin (a, b)$ – вірний висновок «ПВА непридатний» (\bar{c}/\bar{z}).

Достовірність контролю функціональної точності і працездатності ПВА суттєво впливає на ефективність їх використання. Низька достовірність контролю, що характеризує ступінь об'єктивності оцінки реального стану ПВА може призвести до помилок I роду (пропуск відмов), II роду – до матеріальних витрат на заміну придатних до експлуатації елементів.

Таким чином, методологія оцінки функціональної точності ПВА базується на порівнянні помилок першого (пропущення відмов) і другого (помилкова відмова) роду. На підставі даного порівняння робиться висновок про придатність ПВА до подальшої експлуатації.

Висновки.

В Україні, як загалом і у світі, стала очевидною тенденція переходу і зростання питомої частки у загальному автопарку повнопривідних вантажних автомобілів для комунальної, будівельної, військової та інших сфер. Дані автомобілі експлуатуються в основному на ґрунтових дорогах у важких кліматичних умовах за відсутності стаціонарних баз технічного обслуговування і ремонту. Для цих автомобілів необхідно виконання теоретичних досліджень та практичних рекомендацій у напрямку забезпечення їх функціональної стабільності.

Нові проблеми повнопривідних вантажних автомобілів, що необхідно вирішити: розроблення алгоритму функціональної стабільності; підвищення стійкості, керованості і маневреності; динамічна стабілізація, що базується на аналізі прискорення їх руху; обґрунтування методу оцінювання роботоzдатності за змінних параметрів стану; розроблення методології оцінки функціональної точності.

Список літератури:

1. Автомобіль вантажний. Сучасні конструкції / А.Т. Лебедев, В.Д. Мигаль, І.О. Шевченко, М.Л. Шуляк; за ред. проф. А.Т. Лебедева. Харків: ТОВ «Планета-Прінт», 2021. 369 с.
2. Краснокутський В.М., Самородов В.Б., Селевич С.Г. Спеціалізований рухомий склад на автомобільному транспорті. Харків : Друкарня Мадрид, 2020. 240 с.
3. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З., Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин: монографія. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2019. 256 с.
4. Барабаш О.В., Кравченко Ю.В. Функціональна стійкість – властивість складних технічних систем. Зб. наук. прац. НАОУ. Бюл. № 40. К.: НАОУ, 2002. С. 225-229.
5. Александров Є.Є., Козлов Є.П., Кузнецов Б.І. Автоматичне керування рухомими об'єктами і технологічними процесами: Підручник у 3-х томах. Т.1. За ред. проф. Є.Є. Александрова. Харків: НТУ «ХП», 2022. 490 с.
6. Лебедев А.Т., Шуляк М.Л. Оцінка функціональної точності тракторів на транспортних роботах. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Харків: ХНТУСГ, 2017. Вип. 180. С. 206-212.
7. Islam, M. M., He, Y., Zhu, S. and Wang, Q. (2015). A comparative study of multi-trailer articulated heavy-vehicle models. Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Engineering 229,9, P. 1200-1228.
8. Кузьо І.В., Зінько Р.В., Аналіз напрямків дослідження зчпних пристроїв розчленованих транспортних засобів. Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». 2021. Вип. 134. С. 238-241.
9. Karogal I., Ayalew B. Independent torque distribution strategies for vehicle stability control. SAE Technical Paper, 2009, no. 2009-01-0456. DOI: 10.4271/2009-01-0456 URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2009-01-0456/>.
10. Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Коробко А.І. Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів. Під ред. А.Т. Лебедева. Харків : Вид-во «Міськдрук», 2018. 394 с.
11. Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Мостова А.М. Удосконалення методу визначення сили опору руху автомобіля. Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. 2011. № 1. С. 123-128.
12. Коробко А. І. Удосконалення методів та метрологічного забезпечення проведення динамічних випробувань автомобілів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.01.02 «Стандартизація, сертифікація та метрологічне забезпечення». Харків, 2013. 20 с.

13. Артёмов М.П., Подригало М.А., Клец Д.М., Коробко А.И. Визначення необхідної кількості акселерометрів і місця їх установки при динамічних випробуваннях мобільних машин. *Механіка і машинобудування: Вісник НТУ «ХПІ»*, 2012. С. 127-135.
14. Лебедев А.Т., Артёмов М.П. Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Харків. Вип. 135. 2013. С. 129-140.*
15. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. [Чинний від 1996-01-01]. Київ: Держстандарт України, 1994. 36 с. (Національний стандарт України).
16. Мигаль В.Д., Лебедев А.Т., Шуляк М.Л. Теорія технічної експлуатації автомобіля: підручник. Х.: ХНТУСГ; Майдан, 2019. 276 с.

References (transliterated):

1. Avtomobil vantazhnyi. Suchasni konstruktsii / A.T. Lebediev, V.D. Myhal, I.O. Shevchenko, M.L. Shuliak; za red. prof. A.T. Lebedieva. Kharkiv: TOV «Planeta-Print», 2021. 369 s.
2. Krasnokutskiy V.M., Samorodov V.B., Selevych S.H. Spetsializovani rukhomiyi sklad na avtomobilnomu transporti. Kharkiv : Drukarnia Madryd, 2020. 240 s.
3. Zinko R.V., Krainyk L.V., Horbai O.Z., Osnovy konstruktyvnoho syntezu ta dynamika spetsialnykh avtomobiliv i tekhnolohichnykh mashyn: monografiia. Lviv: Vyd-vo Lvivskoi politekhniki, 2019. 256 s.
4. Barabash O.V., Kravchenko Yu.V. Funktsionalna stiikist – vlastyvist skladnykh tekhnichnyi system. Zb. nauk. prats. NAOU. Biul. № 40. K.: NAOU, 2002. S. 225-229.
5. Aleksandrov Ye.Ie., Kozlov Ye.P., Kuznetsov B.I. Avtomatychne keruvannya rukhomymy ob'ektamy i tekhnolohichnymy protsesamy: Pidruchnyk u 3-kh tomakh. T.1. Za red. prof. Ye.Ie. Aleksandrova. Kharkiv: NTU «KhPI», 2022. 490 s.
6. Lebediev A.T., Shuliak M.L. Otsinka funktsionalnoi tochnosti traktoriv na transportnykh robotakh. Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Kharkiv: KhNTUSH, 2017. Vyp. 180. S. 206-212.
7. Islam, M. M., He, Y., Zhu, S. and Wang, Q. (2015). A comparative study of multi-trailer articulated heavy-vehicle models. *Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Engineering* 229,9, R. 1200-1228.
8. Kuzo I.V., Zinko R.V., Analiz napriamkiv doslidzhennia zchipnykh prystroiv rozchlenovanykh transportnykh zasobiv. Visnyk SevNTU. Seriiia «Mashynopryladobuduvannia ta transport». 2021. Vyp. 134. S. 238-241.
9. Karogal I., Ayalew B. Independent torque distribution strategies for vehicle stability control. *SAE Technical Paper*, 2009, no. 2009-01-0456. DOI: 10.4271/2009-01-0456 URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2009-01-0456/>.
10. Lebediev A.T., Lebediev S.A., Korobko A.I. Kvalimetriia ta metrolohichne zabezpechennia vyprobuvan traktoriv. Pid red. A.T. Lebedieva. Kharkiv : Vyd-vo «Miskdruk», 2018. 394 s.
11. Podryhalo M.A., Korobko A.I., Klets D.M., Mostova A.M. Udoskonalennia metodu vyznachennia syly oporu rukhu avtomobilia. *Mekhanika ta mashynobuduvannia. Naukovo-tekhnichnyi zhurnal*. 2011. № 1. S. 123-128.
12. Korobko A. I. Udoskonalennia metodiv ta metrolohichnoho zabezpechennia provedennia dynamichnykh vyprobuvan avtomobiliv : avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk : spets. 05.01.02 «Standartyzatsiia, sertyfikatsiia ta metrolohichne zabezpechennia». Kharkiv, 2013. 20 s.
13. Artomov M.P., Podryhalo M.A., Klets D.M., Korobko A.I. Vyznachennia neobkhidnoi kilkosti akselerometriv i mistsia yikh ustanovky pry dynamichnykh vyprovuvanniakh mobilnykh mashyn. *Mekhanika i mashynobuduvannia: Visnyk NTU «KhPI»*, 2012. S. 127-135.
14. Lebediev A.T., Artomov M.P. Dynamichniy metod otsinky pratsezdatsnosti traktornoho ahrehatu. *Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva: Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Kharkiv. Vyp. 135. 2013. S. 129-140.*
15. DSTU 2860-94. Nadiinist tekhniki. Terminy ta vyznachennia. [Chynnyi vid 1996-01-01]. Kyiv: Derzhstandart Ukrainy, 1994. 36 s. (Natsionalnyi standart Ukrainy).
16. Myhal V.D., Lebediev A.T., Shuliak M.L. Teoriia tekhnichnoi ekspluatatsii avtomobilia: pidruchnyk. Kh.: KhNTUSH; Maidan, 2019. 276 s.
- 17.

Надійшла (received) 10.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Коробко Андрій Іванович (Korobko Andrii) – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6618-7790>; e-mail: ak82andrey@gmail.com

Семенов Ілля (Semenov Illia) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-2571-309X>; e-mail: Illia.Semenov@outlook.com