

УДК 629.114.2.

DOI: [https://doi.org/1034169/2414-0651.2021.1\(29\).36-43](https://doi.org/1034169/2414-0651.2021.1(29).36-43)

Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, доктор технічних наук,
професор

(Харківський національний автомобільно-
дорожній університет, м. Харків)

<https://orsid.org/0000-0001-7525-6383>

Т. Є. АЛЕКСАНДРОВА, доктор технічних наук,
професор

<https://orsid.org/0000-0001-9596-0669>

О. Л. ГРИГОР'ЄВ, доктор технічних наук,
професор

<https://orsid.org/0000-0002-0155-1694>

Я. Ю. МОРГУН, аспірант

<https://orsid.org/0000-0002-7399-4937>

(Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків)

ПРО ВПЛИВ КОЛИВАНЬ ВІЛЬНОЇ ПОВЕРХНІ РІДИНИ В ЦИСТЕРНІ НА КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ- ПАЛИВОЗАПРАВНИКА

Розглядається вплив поздовжніх та поперечних коливань вільної поверхні рідини на курсову стійкість автомобіля, який оснащений цистерною валізного типу з рідким паливом. Із застосуванням методу парціальних осциляторів розроблено математичну модель збуреного руху автомобіля-паливозаправника з урахуванням коливань палива. Використання цієї моделі приводить до висновку про необхідність застосування спеціальних заходів для гасіння коливань вільної поверхні палива з метою підвищення курсової стійкості автомобіля в режимі термінового гальмування.

Ключові слова: автомобіль-паливозаправник, курсова стійкість автомобіля в умовах гальмування, математична модель збуреного руху автомобіля-паливозаправника, метод парціальних осциляторів.

ВСТУП

Забезпечення рідким паливом підрозділів Збройних Сил України, що розташовані вздовж лінії розмежування на Донбасі, здійснюється автомобілями-паливозаправниками (АПЗ) у вкрай важких умовах зруйнованих доріг, на яких термінове гальмування часто призводить до втрати автомобілем стійкості руху внаслідок порушень зчеплення коліс з дорогою. Найкращі світові зразки АПЗ оснащені системами автоматичного керування гальмами, які складаються принаймні з двох паралельно функціонуючих систем автоматичного керування: антиблокувальної системи ABS, що запобігає блокуванню коліс при різкому натисканні на педаль гальмів, та протибуксувальної системи TRC, що запобігає буксуванню ведучих коліс при надмірному натисканні на педаль управління подачею палива.

Як система ABS, так і система TRC постійно підтримують стійкість напрямку руху автомобіля, але точність підтримання курсової стійкості за допомогою цих двох систем може бути недостатньою. В цьому випадку вступає в дію система курсової стійкості автомобіля VSC (Vehicle Stability Control), роботу якої розглянуто в монографії [1] і статтях [2, 3]. При відповідному виборі значень варіюваних параметрів регулятора система VSC здатна забезпечити необхідні показники стійкості руху автомобіля в процесі гальмування.

З початку XXI сторіччя спостерігається широке застосування систем курсової стійкості автомобіля автомобільними корпораціями США, Японії, Південної Кореї та Євросоюзу. Паралельно з практичними розробками в цих країнах проводяться глибокі наукові дослідження цих систем, з метою їх удосконалення [4 – 6], регулярно проводяться міжнародні науково-технічні конференції, де обговорюються результати останніх досліджень з розробки електронних систем розподілу гальмівних зусиль (EBD – Electronic Brake Distribution) [7 – 11]. Система EBD працює в комплексі з системою ABS і дозволяє більш ефективно розподілити гальмівні зусилля на колесах і підвищити керованість і стійкість руху автомобіля в процесі гальмування. Зрозуміло, що системи VSC і, зокрема, EBD доцільно використовувати в автомобілях з невисокими показниками власної курсової стійкості.

Але досвід експлуатації АПЗ свідчить про значний вплив коливань транспортуемого палива на стійкість руху в режимі термінового гальмування. У цьому зв'язку метою пропонованої статті є дослідження цього впливу і запровадження необхідних заходів для його мінімізації.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗБУРЕНОГО РУХУ АПЗ В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ

У перелічених вище розробках отримана математична модель збуреного руху автомобіля з системою VSC в процесі гальмування, яка з урахуванням вибраної системи координат (рис. 1) має наступний вигляд:

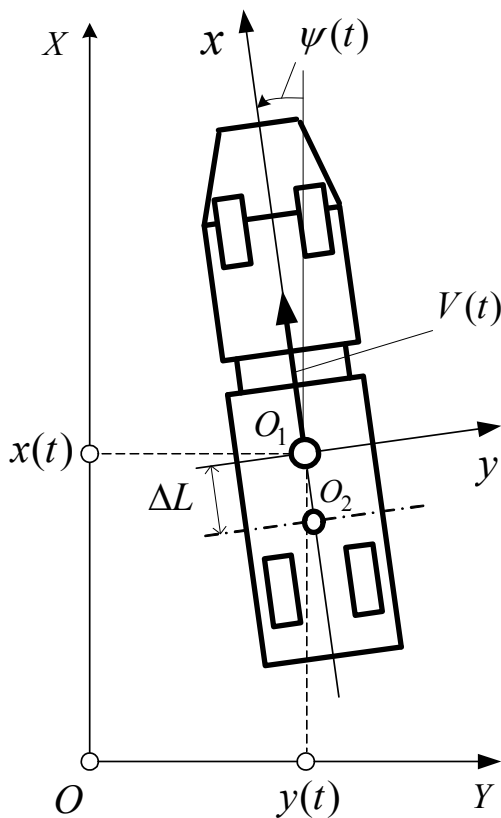


Рис. 1. Системи координат: OXY – інерціальна; $O_1x_1y_1$ – пов'язана із центром мас АПЗ; O_2 – центр цистерни

$$\begin{cases} M \dot{V} = -2\kappa_F p_0(t) - f_c M g; \\ J \ddot{\psi} = -0.5B \kappa_F \Delta p - f_c M^{(0)} + m_c(t); \\ \dot{y} = -V \psi; \\ J_\kappa \Delta \ddot{p} + f_\kappa \Delta \dot{p} + c_\kappa \Delta p = \kappa_u U(t), \end{cases} \quad (1)$$

де t – час; $V(t)$ – курсова швидкість руху центра мас; $\psi(t)$ – кутове відхилення власної поздовжньої осі автомобіля відносно заданого напрямку руху; $y(t)$ – бічне відхилення центра мас від заданої траєкторії руху в режимі гальмування; $x(t)$ – шлях гальмування; $p_0(t)$ – тиск рідини на виході головного гальмівного циліндру; $\Delta p(t)$ – різниця тисків гальмівної рідини в магістралях правого та лівого бортів автомобіля; f_c – приведенне значення коефіцієнта спротиву кочення усіх коліс автомобіля; g – прискорення вільного падіння; $m_c(t)$ – момент сил спротиву повороту; $U(t)$ – сигнал керування, що виробляється системою курсової стійкості автомобіля;

M – повна маса автомобіля; J – момент інерції автомобіля відносно його власної вертикальної осі;

B – ширина колії; момент $M^{(0)}$ створює відцентрова сила,

$$M^{(0)} = h_{ц.м} M V \dot{\psi};$$

де $h_{ц.м}$ – відстань від поверхні дорожнього покриття до центра мас O_1 ; J_κ – момент інерції коромисла електромагніта у електромагнітному підсилювачі (ЕМП); f_κ – коефіцієнт в'язкого тертя в осі коромисла; c_κ – коефіцієнт жорсткості пружини, що фіксує коромисло у нейтральному стані; κ_F , κ_u – коефіцієнти пропорційності.

Система (1) описує збурений рух АПЗ із «затверділим» паливом в процесі гальмування.

Проблема впливу коливань рідини в баках, що розташовані на рухомих об'єктах, на збурений рух цих об'єктів виникла в 60-х роках минулого сторіччя в процесі створення ракети-носія Р-16 розробки ОКБ-586 (м. Дніпропетровськ). Система автоматичного керування ракети Р-16 створювалася в ОКБ-692 (м. Харків). Аналіз аварійних пусків перших ракет Р-16 провідними спеціалістами перелічених підприємств І.М. Ігдаловим, М.Є. Зиковим (ОКБ-586), А.І. Гудименко, Я.Є. Айзенбергом, В.М. Романенко, В.С. Столітнім (ОКБ-692) привів до висновку, що головною причиною аварійних пусків є вплив коливань рідини в баках пального і окислювача другої ступені ракети Р-16 на стабілізуємий рух ступені. Для вирішення проблеми були підключені спеціалісти НДІ-88 (м. Москва) Б.І. Рабінович та Г.М. Мікішев, які запропонували зручний метод «парціальних осциляторів», за допомогою якого були створені достатньо прості математичні моделі збуреного руху об'єктів з ємностями, заповненими рідиною [12 – 16].

Зазначений метод базувався на так званій потенціальній постановці задачі, коли поле швидкостей рідини мало скалярний гармонійний потенціал, тобто являло собою градієнт деякої функції $w = \Phi(x, y, z, t)$, яка у внутрішніх точках ємності задовольняла рівнянню Лапласа за координатами x, y, z , на твердих стінках – умові непроникання, на вільній поверхні – умові динамічної рівноваги. Зауважимо, що скалярний потенціал було знайдено не тільки для поступальних рухів ємності (де ця задача виглядає тривіальною), але й для обертального руху (де її розв'язав М.Є. Жуковський, і цей потенціал носить його ім'я [17]).

На рис. 2 показано, як виглядає потенціал Жуковського для цистерни валізного типу, що має вільну поверхню $6 \text{ м} \times 2.4 \text{ м}$. Аналіз цього рисунку спонукає до наступного спрощення.

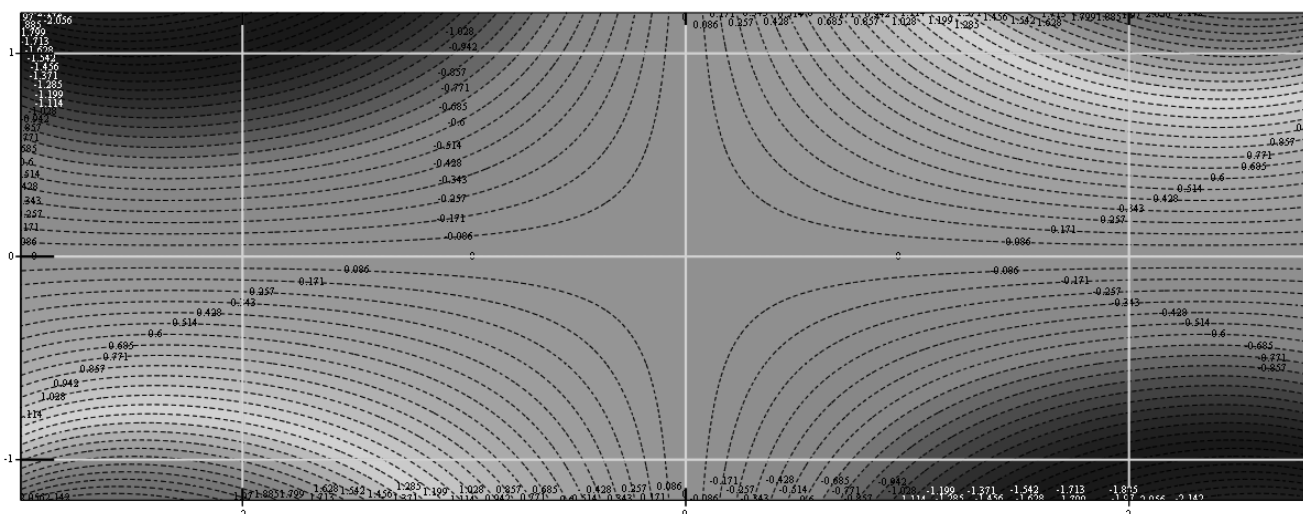


Рис. 2. Лінії рівня для потенціалу Жуковського

Умовно поділимо цистерну на три секції – центральну (з розмірами $2.4 \text{ м} \times 2.4 \text{ м}$) та дві крайні. Складним обертальним рухом рідини в центральній секції допустимо зневажити, а у крайніх секціях (де лінії рівня витягуються поздовжньо та мають приблизно однаковий зазор) будемо вважати, що рідина рухається поступально у поперечних напрямках, що створює обертальний момент навколо вертикальної осі інерції цистерни. Одним із наслідків такого спрощення стає ідентичність частот поперечних та крутильних вільних коливань рідини.

В роботі [18] метод парціальних осциляторів був використаний для математичного моделювання рідини в горизонтальній ємності валізного типу. Із застосуванням результатів роботи [18] та вказаного вище метода розрахунку крутильних коливань ємності математична модель збуреного руху автомобіля-паливозаправника в режимі гальмування подається у наступному вигляді:

$$M \dot{V} = -2\kappa_{\Gamma} p_0 - F_{pid} - f_c M g ; \quad (2)$$

$$\ddot{x}_k + \varepsilon_k^x \dot{x}_k + (\omega_k^x)^2 x_k = -\dot{V} \quad (k \in \overline{1, n}) ; \quad (3)$$

$$J \ddot{\psi} = -0.5 B \kappa_{\Gamma} \Delta p - f_c M^{(0)} + m_c(t) - \xi M_{pid}^{(1)} - \xi M_{pid}^{(2)} + f_c M_{pid}^{(3)} - f_c M_{pid}^{(4)} ; \quad (4)$$

$$\ddot{\psi}_l + \varepsilon_l^y \dot{\psi}_l + (\omega_l^y)^2 \psi_l = -\ddot{\psi} , \quad (l \in \overline{1, m}) ; \quad (5)$$

$$\dot{y} = -V \psi ; \quad (6)$$

$$\ddot{y}_l + \varepsilon_l^y \dot{y}_l + (\omega_l^y)^2 y_l = V \dot{\psi} - \Delta L \ddot{\psi} , \quad (l \in \overline{1, m}) ; \quad (7)$$

$$J_{\kappa} \Delta \ddot{p} + f_{\kappa} \Delta \dot{p} + c_{\kappa} \Delta p = \kappa_u U , \quad (8)$$

$$\text{де} \quad F_{pid} = \sum_{k=1}^n m_k^x \ddot{x}_k ; \quad (9)$$

$$M_{pid}^{(1)} = \Delta L \sum_{l=1}^m m_l^y \ddot{y}_l ; \quad M_{pid}^{(2)} = \sum_{l=1}^m J_l \ddot{\psi}_l ; \quad (10)$$

$$M_{pid}^{(3)} = \sum_{l=1}^m m_l^y \ddot{y}_l (H_n + h_l) ;$$

$$M_{pid}^{(4)} = \sum_{l=1}^m g m_l^y y_l ; \quad (11)$$

де $x_k(t)$, $y_l(t)$, $\psi_l(t)$ – поздовжнє, поперечне та кутове зміщення центрів мас парціальних осциляторів (відносно вертикальної осі цистерни); m_k^x , m_l^y , J_l – їх маси та моменти інерції,

$$m_k^x = M_{pid} \cdot \frac{2 \operatorname{th}(\lambda_k^x h)}{\pi^2 \lambda_k^x h (k - 0.5)^2} , \quad (k \in \overline{1, n}) ;$$

$$m_l^y = M_{pid} \frac{2 \operatorname{th}(\lambda_l^y h)}{\pi^2 \lambda_l^y h (l - 0.5)^2} ; \quad J_l = \frac{a-b}{a} m_l^y c^2 , \quad (l \in \overline{1, m}) ;$$

M_{pid} – маса рідини в цистерні, $M_{pid} = \rho a b h$; ρ – щільність рідини; a, b – довжина та ширина цистерни; h – рівень рідини в цистерні (при відсутності коливань); λ_k^x , λ_l^y – хвильові числа для поздовжніх та поперечних коливань рідини,

$$\lambda_k^x = \frac{\pi \cdot (2k-1)}{a} , \quad \lambda_l^y = \frac{\pi \cdot (2l-1)}{b} ; \quad (12)$$

де ε_k^x , ε_l^y – коефіцієнти дисипації осциляторів,

$$\varepsilon_k^x = \omega_k^x \cdot \frac{\Delta f}{\pi} , \quad \varepsilon_l^y = \omega_l^y \cdot \frac{\Delta f}{\pi} ;$$

Δf – логарифмічний декремент затухання коливань рідини; ω_k^x , ω_l^y – власні частоти парціальних осциляторів, що визначаються за формулами

$$\omega_k^x = \sqrt{g \lambda_k^x \operatorname{th}(\lambda_k^x h)} , \quad \omega_l^y = \sqrt{g \lambda_l^y \operatorname{th}(\lambda_l^y h)} ;$$

де ΔL – відстань між центром мас автомобіля та вертикальною віссю цистерни (рис. 1); c – відстань між вертикальною віссю цистерни та центром її обертальної маси,

$$c^2 = \frac{a^2 + ab + 2b^2}{12}.$$

Наведена математична модель відрізняється від моделі (1) присутністю $n + 2 \cdot m$ диференціальних рівнянь (4) – (6), які описують динаміку парціальних осциляторів, що відповідають n першим тонам поздовжніх коливань рідкого палива та m першим тонам його поперечних і крутильних коливань. Крім того, в рівняннях (2) та (3), на відміну від системи (1), присутні нові члени, що характеризують вплив парціальних осциляторів на динаміку руху автомобіля-паливозаправника в процесі гальмування.

Так, у рівнянні (2) величина F_{pid} позначає сумарну силу інерції осциляторів при поздовжніх коливаннях.

Зауважимо, що рівняння (2), (3) і (9) утворюють незалежну систему та можуть інтегруватися окремо від інших. Тобто, в рамках лінеаризованої моделі, що розглядається, зміна курсу автомобіля, яка призводить до поперечних та крутильних коливань рідини, не впливає на курсову швидкість.

У рівнянні (4) складові $M_{pid}^{(j)}$, $j \in \overline{1, 4}$ описують сумарні моменти сили інерції та тяжіння, які діють з боку парціальних прошарків рідини на стінки цистерни та передаються до площадок контакту шин із ґрунтом, де й впливають на зміну параметрів розвороту автомобіля. Причому, перші два моменти впливають на зазначену зміну безпосередньо, із коефіцієнтом передачі зусилля

$$\xi = \frac{1}{1 + \frac{4}{B^2} \sum_{j=1}^3 A_j^2 \cdot n_j / \sum_{j=1}^3 n_j},$$

де $A_j, n_j, j \in \overline{1, 3}$ – відстані від центра мас O_1 до мостів автомобіля та відповідні кількості шин.

Третій та четвертий моменти діють через перерозподіл вертикальних навантажень на шини правого та лівого бортів і, як наслідок, залежать від коефіцієнту f_c тертя в шинах. В формулі (10) величина H_n – відстань від поверхні дорожнього покриття до днища цистерни; h_l – відстань від днища цистерни до центра мас l -го парціального прошарку,

$$h_l = h - \frac{\text{th}(\lambda_l^y h / 2)}{\lambda_l^y}.$$

Зауважимо, що у тому випадку, коли односекційна цистерна має внутрішні негерметичні перегородки, які зменшують коливання рідини, формули (11) і (12) потребують коригування:

$$M_{pid}^{(4)} = \frac{1}{1 + n_y} \sum_{l=1}^m g m_l^y y_l; \quad (13)$$

$$\lambda_k^x = (1 + n_x) \frac{(2k-1)\pi}{a}, \quad \lambda_l^y = (1 + n_y) \frac{(2l-1)\pi}{b}, \quad (14)$$

де n_x – кількість поперечних перегородок; n_y – кількість поздовжніх перегородок.

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ

Як приклад, розглянемо АПЗ на шасі КрАЗ-63221 (рис. 3) з односекційною цистерною об'ємом 20 м^3 , довжиною $a = 6 \text{ м}$, шириною $b = 2,4 \text{ м}$ і висотою $H = 1,4 \text{ м}$. Ширина колії $B = 2 \text{ м}$. Суха маса автомобіля становить $M_c = 10700 \text{ кг}$, а за умови, що цистерну наповнено паливом наполовину, маса АПЗ дорівнює $M = 20 \cdot 10^3 \text{ кг}$ і момент інерції $J = 14,8 \cdot 10^4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, причому відстань між центрами становитиме $\Delta L = 1 \text{ м}$. Коефіцієнт тертя $f_c = 0,09$ обмежує (при відомій потужності двигуна) максимальну швидкість перевезення цього вантажу значенням $v_0 = 18 \text{ м/с}$.



Рис. 3. Армійський паливозаправник КрАЗ-63221 з цистерною АПЦ-20

При терміновому гальмуванні тиск $p_0(t)$ змінюється за залежністю, яку показано на рис. 4, що при площі гальмівних поршнів $\kappa_r = 0,02 \text{ м}^2$ забезпечує повну зупинку автомобіля при початковій швидкості V_0 за $t_0 = 10 \text{ с}$; гальмівний шлях становитиме $x(t_0) = 90 \text{ м}^2$. Там же наведено типовий графік зміни сигналу керування $U(t)$, який призводить до збурення курсового кута $\psi(t)$.

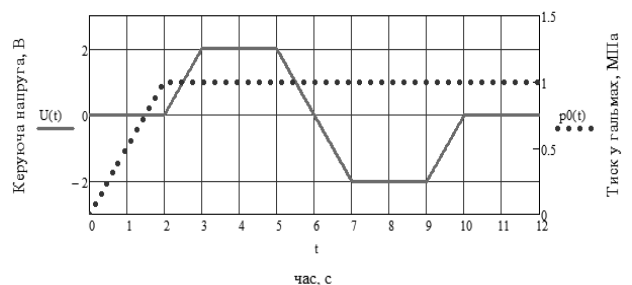


Рис. 4. Сигнал керування електромагнітом системи стабілізації руху автомобіля та тиск у гальмах

Графіки курсової швидкості $V(t)$ та прискорення $W(t)$ (рис. 5, 6) отримано при інтегруванні рівнянь (2), (4), (9). Ці графіки відображають помітний негативний вплив поздовжніх коливань рідини на плавність руху АПЗ та вказують на можливість зменшення коливань при використанні поперечних перегородок.

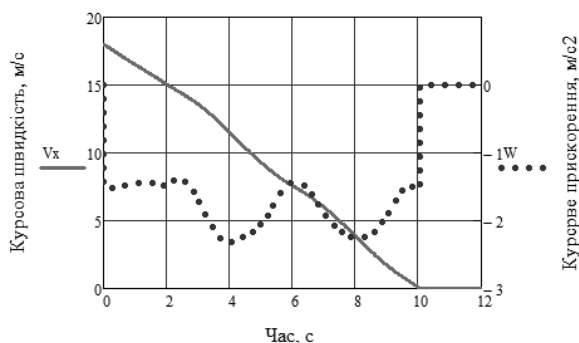


Рис. 5. Параметри гальмування (цистерна АПЦ-20 без перегородок)

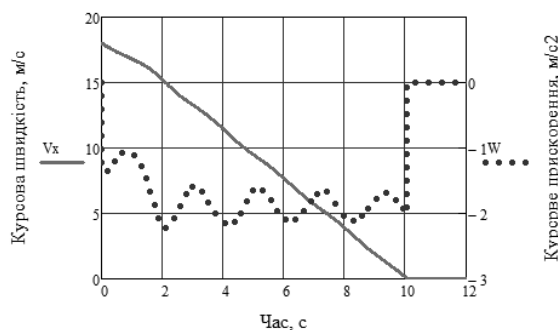


Рис. 6. Параметри гальмування (цистерну АПЦ-20 обладнано однією негерметичною поперечною перегородкою)

На рис. 7 зображені залежності від рівня рідини для перших трьох частот вільних поздовжніх та поперечних коливань парціальних осциляторів

$$\nu x_k = (\pi / 180) \cdot \omega_k^x, \quad \nu y_l = (\pi / 180) \cdot \omega_l^y, \quad k, l \in \overline{1, 3}.$$

Як бачимо, частота коливань, що домінує на рис. 5, співпадає з νx_1 при рівні палива $h = 0.7$.

Аналіз рис. 7 приводить до висновку, що частоти вільних коливань при малих кількостях палива суттєво залежать від рівня заповнення цистерни і зростають при збільшенні цього рівня. Проте, якщо цистерна заповнена більш ніж наполовину, зростання частот уповільнюється, особливо для 2-го та 3-го тону коливань.

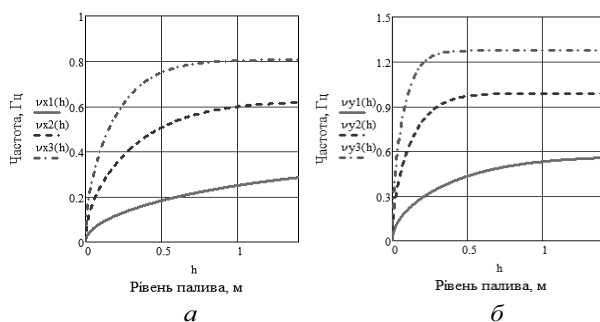


Рис. 7. Частоти перших трьох осциляторів (а – поздовжні коливання; б – поперечні коливання)

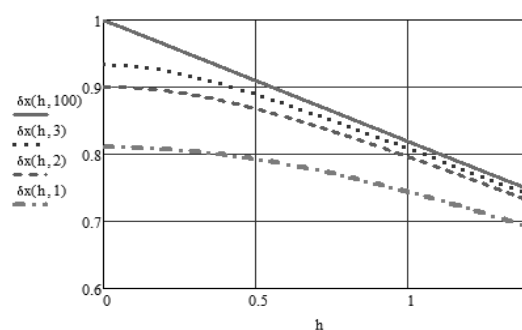
На рис. 8 зображено залежності відносної сумарної парціальної маси від рівня палива в цистерні та кількості осциляторів:

$$\delta x(h, k) = \frac{1}{M_{pid}(h)} \cdot \sum_{j=1}^k m_j^x(h);$$

$$\delta y(h, k) = \frac{1}{M_{pid}(h)} \cdot \sum_{j=1}^k m_j^y(h).$$

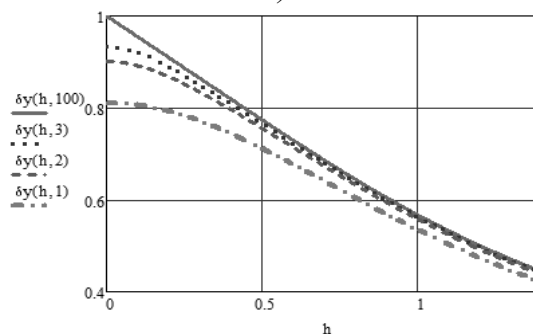
В результаті порівняльного аналізу можна зробити висновок, що при розгляді поздовжніх коливань палива доцільно врахувати три перших тони коливань, або покласти в (4) і (9) значення $n = 3$.

А при розгляді поперечних (і крутильних) коливань достатньо врахувати перший тон коливань, тобто в рівняннях (5), (6), (11) та інших число $m = 1$.



Рівень рідини, м

а)



Рівень рідини, м

б)

Рис. 8. Відносна маса рідини, яка рухається у парціальних прошарках (а – при поздовжніх; б – при поперечних коливаннях)

Для порівняльного аналізу перехідних процесів, що характеризують курсову стійкість автомобіля при транспортуванні «затверділого» та рідкого палива задамо керуючу напругу, як показано на рис. 4, а значення конструктивних параметрів ЕГП системи курсової стійкості оберемо наступними:

$$J_k = 0.98 \cdot 10^{-2} H \cdot m \cdot c^2; \quad f_k = 0.55 H \cdot m \cdot c;$$

$$c_k = 1.01 \cdot 10^2 H \cdot m; \quad \kappa_u = 10^6 H \cdot m \cdot Pa \cdot B^{-1}.$$

Графіки перехідних процесів з цистерною, заповненою наполовину, зображено на рис. 9. Відхилення від прямолінійної траєкторії відбувалося завдяки різниці тисків в гальмах правого та лівого борту, яка під дією сигналу керування виникла після моменту часу $t_0 = 2\text{ c}$ (рис. 4) та спостерігалася до кінця гальмування. Криві $y_1(t)$, $\psi_1(t)$ відповідають розрахункам для теоретичної моделі «затверділого» палива, а криві $y_2(t)$, $\psi_2(t)$ – розрахункам для реальної моделі рідкого палива.

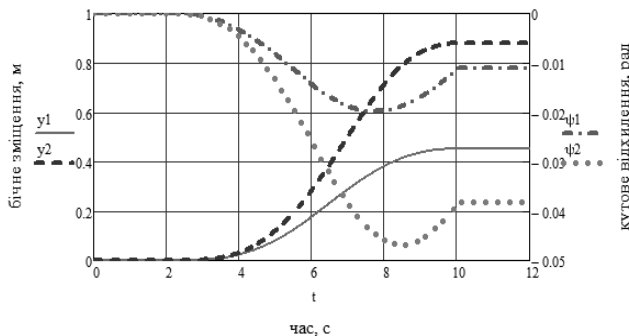


Рис. 9. Порівняння характеристик $y(t)$ та $\psi(t)$ курсової стійкості автомобіля для двох моделей інтенсивного гальмування

Порівняльний аналіз графіків на рис. 9 приводить до висновку про значний вплив коливань палива в цистерні на курсову стійкість АПЗ в процесі термінового гальмування і про необхідність застосування спеціальних заходів для зменшення цього впливу.

СПЕЦІАЛЬНІ ЗАХОДИ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ВПЛИВУ КОЛИВАНЬ ВІЛЬНОЇ ПОВЕРХНІ ТРАНСПОРТУЄМОГО ПАЛИВА НА КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ АПЗ

Зрозуміло, що за умови повної цистерни вільна поверхня відсутня, і низькочастотні коливання рідини не спостерігаються. Відомо правило, якому підкоряються екіпажі морських танкерів: кожна цистерна чи ємність при транспортуванні повинна бути повністю заповнена або повністю порожня. Нажаль, відповідати цьому правилу АПЗ військового призначення не зможуть. Проте існує ще одна галузь техніки, де задовольнити цю умову неможливо. Це нижні ступені космічних ракет-носіїв, де під час старту над вільною поверхнею палива, що витікає із баків до турбонасосів, розташований шар газу (наприклад, гелію), який має невисокий тиск та густину.

Історія розвитку вітчизняної ракетної техніки свідчить, що основним фактором, який привів до зменшення впливу коливань рідини в баках пального та окислювача, є застосування перегородок, розташованих у баках [16]. Розглянемо ефект застосування перегородок в цистерні АПЗ. На рис. 10 приведено перехідні процеси, що характеризують стійкість руху автомобіля при наявності поперечних перегородок.

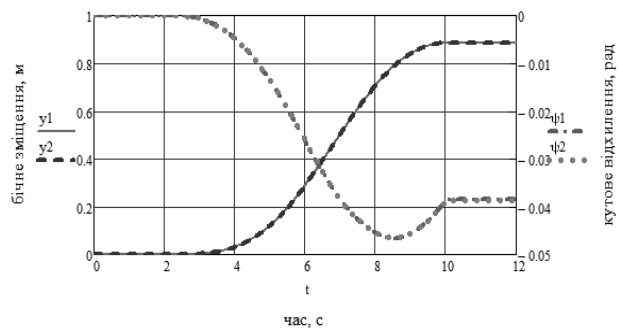


Рис. 10. Характеристики курсової стійкості АПЗ при дообладнанні цистерни АПЦ-20 однією та двома поперечними перегородками

Аналіз цих результатів показує, що поперечні перегородки в цистерні не впливають на стійкість руху АПЗ (проте, як показано вище, вони покращують плавність руху при гальмуванні). На рис. 11 приведено перехідні процеси при наявності однієї поперечної та однієї або двох поздовжніх перегородок.

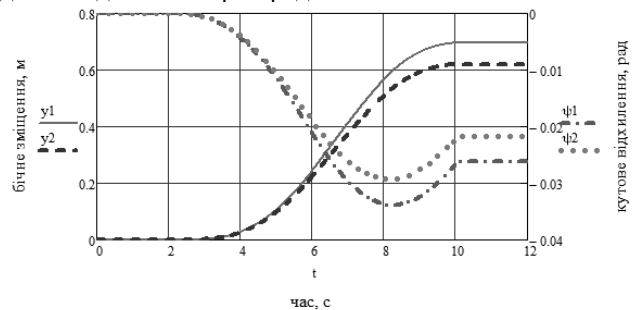


Рис. 11. Характеристики курсової стійкості АПЗ при дообладнанні цистерни АПЦ-20 однією поперечною та однією (y_1 , ψ_1) або двома (y_2 , ψ_2) поздовжніми перегородками

Порівняльний аналіз процесів, що показано на рис. 11 та 9, приводить до висновку, що застосування поздовжніх перегородок в зазначеній кількості у 1.5 – 2 рази зменшує інтенсивність впливу коливань вільної поверхні на курсову стійкість автомобіля.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Коливання вільної поверхні палива мають суттєвий вплив на курсову стійкість АПЗ.

Поперечні перегородки цистерни значно зменшують поздовжні коливання курсової швидкості автомобіля, але майже не впливають на характеристики його курсової стійкості.

Поздовжні перегородки цистерни є ефективним засобом підвищення курсової стійкості АПЗ.

Для паливозаправників військового призначення з односекційною цистерною АПЦ-20 рекомендується дообладнати цистерни однією поперечною та однією чи двома поздовжніми негерметичними перегородками.

Надалі на великих АПЗ слід розглянути можливість застосування систем VSC і, зокрема, системи EBD.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Александров С.Е., Александрова Т.Е., Овчаренко Ю.Е. Підвищення технічних та ергономічних характеристик рухомих об'єктів військового призначення: монографія. Харків: ХНАДУ. 2019. 176 с.
2. Alexandrov, Ye., Alexandrova, T. & Morgun, Y. (2019). Parametric Synthesis of the Electronic Control Unit of the Course Stability System of the Car. Eastern-European J. of Enterprise Technologies. No 6/9(102). Pp. 39—45.
3. Alexandrov, Ye., Alexandrova, T., Kostianyk, J. & Morgun, Y. Parametric Synthesis a Non-Stationary Automatic Control System of the Course Stability of the Car. Advanced Information Systems. 2020. Vol. 4. No 2. Pp. 51—59.
4. Tavernini, D., Velenis, E. & Longo, S. (2017). Feedback brake distribution control for minimum pitch Vehicle System Dynamics. Vol. 55. No 6. Pp. 902—923.
5. Fujimoto, H. & Narada, S. (2015). Model-Based Range Extension Control System for Electric Vehicles With Front and Rear Driving-Braking Force Distribution. IEEE Transactions on Industrial Electronics. Vol. 62. No 5. Pp. 3245—3254.
6. Gong, X., Qian, L., Ge, W. & Yan, J. (2020). Research on Electronic Brake Force Distribution and Anti-Lock Brake of Vehicle Based on Direct Drive Electro Hydraulic Actuator. Intern. J. of automotive Engineering. Vol. 11. No 2. Pp. 22—29.
7. Tavernini, D., Velenis, E., & Longo, S. Model-Based Active Brake Force Distribution for Pitch Angle Minimization IEEE 54th Conf. on Decision and Control. December 15-18, 2015. Osaka, Japan. Pp. 197—202.
8. Nakamura, E., Soga, M., Sacai, A., Otomo, A. & Kobayashi, T. Development of Electronically Controlled Brake System for Hybrid Vehicle. SAE 2002 World Congress. Detroit, Michigan. March 4 – 7, 2002. Printed in USA. 6 p.
9. Park, G. & Coi, S.B. Optimal Brake Distribution for Electronic Stability Control Using Weighted Least Square Allocation Method. 16th Intern. Conf. on Control “Automation and Systems” (ICCAS 2016). October 16-19, 2016 in HICO, Gyeongju, Korea. Pp. 1420—1425.
10. Xinyu, Wu. Control Strategy and Algorithm Study on Light Vehicle Electronic Mechanical Braking System. 5th Intern. Conf. on Education, Management, Information and Medicine (EMJM 2015). Pp. 1453—1458.
11. Her, H., Cho, W. & Yi, K. (2011). Vehicle Stability Control Using Individual Break Force Based on Tire Force Information. 14th Intern. IEEE Conf. on Intelligent Transportation Systems. Washington. USA. October 5 – 7. Pp. 22—29.
12. Микишев Г.Н., Рабинович Б.И. Динамика твердого тела с полостями, частично заполненными жидкостью. М.: Машиностроение. 1968. 276 с.
13. Микишев Г.Н., Рабинович Б.И. Динамика тонкостенных конструкций с отсеками, содержащими жидкость. М.: Машиностроение. 1971. 563 с.
14. Рабинович Б.И. Введение в динамику ракет-носителей космических аппаратов. М.: Машиностроение. 1975. 416 с.
15. Айзенберг Я.Е., Сухоребрий В.Г. Проектирование систем стабилизации носителей космических аппаратов. М.: Машиностроение. 1986. 224 с.
16. Игдалов И.М., Кучма Л.Д., Поляков Н.В., Шептун Ю.Д. Ракета как объект управления. Днепропетровск: АРТ-ПРЕСС. 2004. 542 с.
17. Моисеев Н.Н., Петров А.А. Численные методы расчета собственных частот колебаний ограниченного объема жидкости. Математические методы динамики космических аппаратов. Вып. 3. М.: ВЦ АН СССР. 1966. 267 с.
18. Кожушко А.П., Григор'єв О.Л. Математичне моделювання низькочастотних коливань в'язкої рідини в горизонтальній ємності з вільною поверхнею. Вісн. НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. 2018. № 3(1271). С. 41—51.

REFERENCES

1. Aleksandrov, Ye.Ye., Aleksandrova, T.Ye. & Ovcharenko, Yu.Ye. (2019). “*Pidvyshhennia tekhnichnykh kharakterystyk ta ergonomichnykh kharakterystyk rukhomykh obektiv viiskovogo pryznachennia*” [Adjustment of technical and ergonomic characteristics of the moving objects of the military designation]: monograph, KhNADU, Kharkiv. 176 p.
2. Alexandrov, Ye., Alexandrova, T. & Morgun, Y. (2019). Parametric Synthesis of the Electronic Control Unit of the Course Stability System of the Car. Eastern-European J. of Enterprise Technologies. No 6/9(102). Pp. 39—45.
3. Alexandrov, Ye., Alexandrova, T., Kostianyk, J. & Morgun, Y. Parametric Synthesis a Non-Stationary Automatic Control System of the Course Stability of the Car. Advanced Information Systems. 2020. Vol. 4. No 2. Pp. 51—59.
4. Tavernini, D., Velenis, E. & Longo, S. (2017). Feedback brake distribution control for minimum pitch Vehicle System Dynamics. Vol. 55. No 6. Pp. 902—923.
5. Fujimoto, H. & Narada, S. (2015). Model-Based Range Extension Control System for Electric Vehicles With Front and Rear Driving-Braking Force Distribution. IEEE Transactions on Industrial Electronics. Vol. 62. No 5. Pp. 3245—3254.
6. Gong, X., Qian, L., Ge, W. & Yan, J. (2020). Research on Electronic Brake Force Distribution and Anti-Lock Brake of Vehicle Based on Direct Drive Electro Hydraulic Actuator. Intern. J. of automotive Engineering. Vol. 11. No 2. Pp. 22—29.
7. Tavernini, D., Velenis, E., & Longo, S. Model-Based Active Brake Force Distribution for Pitch Angle Minimization IEEE 54th Conf. on Decision and Control. December 15-18, 2015. Osaka, Japan. Pp. 197—202.
8. Nakamura, E., Soga, M., Sacai, A., Otomo, A. & Kobayashi, T. Development of Electronically Controlled Brake System for Hybrid Vehicle. SAE 2002 World Congress. Detroit, Michigan. March 4 – 7, 2002. Printed in USA. 6 p.
9. Park, G. & Coi, S.B. Optimal Brake Distribution for Electronic Stability Control Using Weighted Least Square Allocation Method. 16th Intern. Conf. on Control “Automation and Systems” (ICCAS 2016). October 16-19, 2016 in HICO, Gyeongju, Korea. Pp. 1420—1425.
10. Xinyu, Wu. Control Strategy and Algorithm Study on Light Vehicle Electronic Mechanical Braking System. 5th Intern. Conf. on Education, Management, Information and Medicine (EMJM 2015). Pp. 1453—1458.
11. Her, H., Cho, W. & Yi, K. (2011). Vehicle Stability Control Using Individual Break Force Based on Tire Force Information. 14th Intern. IEEE Conf. on Intelligent Transportation Systems. Washington. USA. October 5 – 7. Pp. 22—29.
12. Mykyshev, G.N. & Rabinovich, B.I. (1968). “*Dinamika tverdogo tela s polostyami, chastichno zapolnennymi zhidkostyu*” [Dynamics of a rigid body with cavities partially filled with liquid], Mashinostroenie. M. 276 p.
13. Mykyshev, G.N. & Rabinovich, B.I. (1971). “*Dinamika tonkostennykh konstruktii s otsekami, soderzhashchimi zhidkost*” [Dynamics of thin-walled structures with compartments containing fluid], Mashinostroenie, M. 563 p.
14. Rabinovich, B.I. (1975). “*Vvedenie v dinamiku raket-nositelei kosmicheskikh apparatov*” [Introduction to the dynamics of spacecraft launch vehicles], Mashinostroenie, M. 416 p.

15. Ayzenberg, Ya.Te. & Sukhorebryi, V.G. (1986). "Proektirovaniye system stabilizatsii nositelei kosmicheskikh apparatov" [Design of systems for stabilization of spacecraft carriers], Mashinostroenie, M. 224 p.
16. Igdalov, I.M., Kuchma, L.D., Polyakov, N.V. & Sheptun, Yu.D. (2004). "Raketa kak obekt upravleniia" [Rocket as a control object], ART-PRESS, Dnepropetrovsk. 542 p.
17. Moiseev, N.N. & Petrov, A.A. (1966). "Chislennye metody rascheta sobstvennykh chastot kolebaniy ogranichenno obema zhidkosti" [Numerical methods for calculating the natural frequencies of oscillations of a limited volume of liquid]. *Matematicheskie metody dinamiki kosmicheskikh apparatov*. Vol. 3. M. VTs AN SSSR. 267 p.
18. Kozhushko, A.P. & Grygorev, O.L. (2018). "Matematychne modeliuвання nyzkochastotnykh kolyvan vyazkoi ridyny v goryzontalnii yemnosti z vilnoi poverkhnei" [Mathematical modeling of low-frequency oscillations in a viscous fluid in a horizontal container with a free surface]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Matematychne modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnologiyakh*. No. 3(1271). Pp. 41—51.

Alexandrov Ye., Alexandrova T., Grigoriev A., Morgun Ya.

THE INFORMATION ABOUT THE INFLUENCE OF VIBRATIONS OF THE LIQUID FREE SURFACE IN A TANK ON THE DIRECTIONAL STABILITY OF A VEHICLE-FUEL FILLER

Difficult road conditions and non-identical operation of the brakes on the left and right side leads to violations of directional stability and skidding of the car during emergency braking, which creates an emergency situation on the road. The loss of directional stability is a particular danger for army fuel tankers vehicles, which move at high speeds and have on board the tanks partially filled with liquid and during acceleration of the vehicle the load is redistributed along the free surface of the liquid and its center of mass shifts. The influence of longitudinal, transverse and torsional vibrations of the free surface of the transported fuel on the directional stability of a vehicle equipped with a single-section suitcase tank for liquid fuel is considered.

Using the method of partial oscillators a mathematical model has been developed taking into account the fuel fluctuations of the disturbed movement of a fuel tanker vehicle. The use of this model leads to the conclusion that it is necessary to use special measures to damp the oscillations of the free surface of the fuel in order to increase the directional stability of the vehicle in the emergency braking mode.

In particular, it is proposed to equip single-section tanks with transverse and longitudinal non-hermetic partitions. Such a measure will reduce the volume of fluid involved in the vibrations and the amplitude of the vibrations and this will also increase the smoothness of the vehicle as well.

In the future, the possibility of using the VSC vehicle stability systems and in particular the electronic brake force distribution EBD should be considered on highly loaded fuel tanker vehicles.

Keywords: fuel tanker vehicle, vehicle directional stability under braking conditions, mathematical model of the disturbed movement of a fuel tanker vehicle, method of partial oscillators.

Відомості про авторів:

Александров Євген Євгенович

доктор технічних наук
професор
лауреат Державної премії України,
заслужений діяч науки і техніки України
професор кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна
orsid.org/0000-0001-7525-6383,
e-mail: alexandrov.ye.ye@gmail.com

Information about the authors:

Alexandrov Yevgen Yevgenovich

Doctor of Technical Sciences
Professor
Laureate of the State Prize of Ukraine,
Honored Worker of Science and Technology of Ukraine
Professor of the Department of Automobiles, Kharkiv National Automobile and Road University, Kharkiv, Ukraine
orsid.org/0000-0001-7525-6383,
e-mail: alexandrov.ye.ye@gmail.com

Александрова Тетяна Євгенівна

доктор технічних наук
професор
професор кафедри системного аналізу та інформаційних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна
orsid.org/0000-0001-9596-0669,
e-mail: alexandrova.t.ye@gmail.com

Alexandrova Tetyana Yevhenivna

Doctor of Technical Sciences
Professor
Professor of the Department of Systems Analysis and Information Technologies, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, Ukraine
orsid.org/0000-0001-9596-0669,
e-mail: alexandrova.t.ye@gmail.com

Григор'єв Олександр Львович

доктор технічних наук
професор
професор кафедри вищої математики Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна
orsid.org/0000-0002-0155-1694,
e-mail: kpi.mmtt@gmail.com

Grigoriev Alexander Lvovich

Doctor of Technical Sciences
Professor
Professor of the Department of Higher Mathematics of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, Ukraine
orsid.org/0000-0002-0155-1694,
e-mail: kpi.mmtt@gmail.com

Моргун Ярослав Юрійович

аспірант кафедри системного аналізу та інформаційних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна
orsid.org/0000-0002-7399-4937,
e-mail: yarki95@gmail.com

Morgun Yaroslav Yurievich

Postgraduate of the Department of Systems Analysis and Information Technologies of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, Ukraine
orsid.org/0000-0002-7399-4937,
e-mail: yarki95@gmail.com

Стаття надійшла до редколегії 02.12.2020 р.