

В. П. Сахно¹
С. В. Цимбал²
Д. М. Попелиш¹

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА З ЧАСТКОВО ЗАПОВНЕНОЮ ЦИСТЕРНОЮ

¹Національний транспортний університет

²Вінницький національний технічний університет

При проектуванні та виготовленні цистерн для перевезень рідких вантажів необхідно враховувати форму цистерни, рівень заповнення рідиною та природну частоту розбризкування рідини в цистерні, оскільки ці фактори є важливими та впливають на стійкість руху. За невизначеності бічних сил, що діють у частково заповненій цистерні, за основний показник поперечної стійкості автопоїзда-цистерни можна брати максимальну швидкість початку гальмування, за якої ще забезпечується стійкість руху. При дослідженні стійкості руху автопоїзда розглядається зазвичай плоскопаралельний рух його ланок. Приймають, що нормальні реакції опорної поверхні на колеса лівого і правого бортів однакові. За таких умов стійкість руху розглядається для плоскої моделі автопоїзда. Проте при русі автопоїзда з частково заповненою цистерною можуть суттєво змінитися реакції опорної поверхні на колеса ланок автопоїзда. Для визначення цього явища були складені рівняння автопоїзда як у плоскопаралельному русі, так і в поздовжній вертикальній і поперечній площинах.

Інтегрування рівнянь руху виконано для автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF95 і напівпричепа-цистерни, заповненої на 50 % (8000 л) і цього ж автопоїзда з таким же жорстким вантажем. У результаті інтегрування отриманої системи рівнянь було встановлено, що при гальмуванні автопоїзда з частково заповненою цистерною внаслідок руху рідини в самій цистерні виникає бічна сила, що залежить від великої кількості факторів, які аналітично визначити не можливо. Ця сила призводить до зміни нормальних реакцій опорної поверхні на колеса осей і бортів автопоїзда. Водночас реакція на колесах обох бортів автомобіля-тягача збільшується, а на колесах возика напівпричепа – зменшується. Пояснюється це дією рідкого вантажу на стінки цистерни. При цьому показано, що узагальнюючим параметром, який характеризує стійкість прямолінійного руху автопоїзда з частково заповненою цистерною (50 % від повного об'єму) в режимі гальмування, слід приймати початкову швидкість руху, за якої автомобіль-тягач і напівпричіп не виходять за межі ширини смуги руху. За обраного критерію отримані початкові швидкості гальмування, за яких забезпечується стійкість автопоїзда. Ці швидкості при коефіцієнті зчеплення коліс з опорною поверхнею у межах $\varphi = 0,6$ становили для автопоїзда з жорстким і рідким вантажем відповідно 16,1 і 26,9 м/с. Тому в конструкціях цистерн необхідно передбачити спеціальні пристрої, зокрема внутрішні перегородки, що підвищували б стійкість автопоїзда в процесі гальмування.

Ключові слова: автопоїзд, жорсткий вантаж, рідкий вантаж, рівняння руху, реакція опорної поверхні, швидкість, гальмування, стійкість.

Вступ

Автомобільні цистерни зазвичай використовуються для перевезення широкого спектру рідких вантажів, переважно небезпечних, як-от хімічні та нафтопродукти. Статистичний аналіз показав, що майже 80 % світових хімічних продуктів доставлялися автоцистернами, вантажність яких вже досягла 4 млрд тонн на рік. Одночасно з цим автомобільні цистерни створюють серйозні проблеми з безпекою руху, що призводить до травм людей і величезних матеріальних збитків. Статистичні дані, зібрані Statistique Canada, показали, що 83 % аварій із перекиданням вантажівок на автомагістралях спричинені автоцистернами [1]. Дослідженнями, проведеними у США, показано, що середньорічна кількість перекидань цистерн досягла майже 1 265, що становить 36,2 % від загальної кількості аварій на дорогах з важкими транспортними засобами. У Китаї протягом 2011 р. сталося 416 аварій автоцистерн, унаслідок яких постраждали або загинули понад 400 людей, а також завдано величезних економічних збитків [1]. Крім того, під час аварій цистерн часто відбувається викид текучого вантажу, що може спричинити забруднення навколишнього середовища. Тому безпечність руху автомобільних цистерн є актуальним на сьогодні. Стійкості автоцистерни при перекиданні присвячена велика кількість робіт. Наприклад, у роботі [2] показано, що перекидання є основним типом аварій автомобільних цистерн, і на нього припадає 45 % від загальної кількості аварій. Водночас на перекидання звичайних вантажівок припадає лише 4 % від загальної кількості аварій. Було зроблено багато дослідницьких зусиль, щоб дослідити фактори, що стоять за цим явищем. Загально визнано, що найпоширенішим є розливання рідини в частково заповнених резервуарах [3, 4]. Через обмеження на відсоток наповнення резервуарів цистерни

більшу частину часу частково заповнені рідиною. Це призводить до того, що зміна стану руху транспортного засобу призводить до розбризкування рідини. Як наслідок, бічна сила від розбризкування, що діє на стінку цистерни, збільшує крутний момент та погіршує стійкість автомобільної цистерни. Тому дослідження динаміки розбризкування рідини має велике значення. У роботі [5] проаналізовано вплив профілю дороги на поворотах та маневрів щодо зміни смуги руху на характеристики стійкості при перекиданні автоцистерни. Результати моделювання показали, що автоцистерна схильна до перекидання при рівні рідини в круглій цистерні 50 % і 75 % (0,8 м і 1,2 м) під час повороту та зміни смуги руху. У результаті досліджень надані рекомендації щодо експлуатації частково заповнених автоцистерн для перевезення рідин.

Для подолання небажаних ефектів від розбризкування рідини на практиці використовуються кілька пасивних засобів. Загальною технікою є розміщення додаткових підконструкцій, які називаються перегородками або сепараторами, у резервуарі, щоб стримувати розбризкування рідини [2]. У цій же роботі наведені результати експериментальних досліджень динамічних характеристик і стабільності горизонтальних круглих, еліптичних і супереліптичних резервуарів однакової місткості. Було встановлено, що для цих резервуарів перевагу слід віддати вертикальній перегородці. Халіфа та інші [6] представили численні (FEM) та експериментальні дослідження розбризкування рідини в частково заповненому жорсткому прямокутному резервуарі, обладнаному вертикальною перегородкою, встановленою на його дні, під дією горизонтального базового збудження. Юнес та інші [7] представили експериментальне дослідження гідродинамічного демпфування, яке забезпечується використанням нижніх і верхніх встановлених вертикальних перегородок у частково заповнених прямокутних резервуарах, і оцінили вплив розмірів, форми, кількості та розташування перегородок на демпфування.

Розбризкування рідини в резервуарі – це явище аномальних коливань вільних поверхонь рідини. У роботі [8] для гасіння розбризкування рідини великої амплітуди в резервуар встановлювали бічні перегородки з різними масивами. Показано, що встановлені перегородки можуть ефективно пригнічувати розбризкування. Згодом було оптимізовано конструктивну довжину та місце установки бічної перегородки, а також довжину вертикальної перегородки. Показано, що довжина бічної перегородки повинна бути на рівні 0,15 м і має встановлюватися на тій самій висоті, що й вільна поверхня, що призведе до хорошого ефекту придушення. Значно кращий ефект при установці посередині нижньої стінки для гасіння розбризкування має вертикальна перегородка довжиною від 0,14 до 0,15 м. У роботі [9] для вивчення факторів, що впливають на стійкість руху цистерн у небезпечних умовах роботи, були розроблені повна модель динаміки транспортного засобу та еквівалентний стенд для випробування розбризкування рідини. На випробувальному стенді було змодельовано дві небезпечні робочі умови для вивчення розбризкування рідини, тобто гальмування та поворот. Результати показують, що сила розбризкування рідини має значний вплив на стабільність водіння, а сили залежать від геометрії бака, рівня заповнення та природної частоти розбризкування рідини. Сили розбризкування потенційно динамічно пов'язані з коченням транспортних засобів [3]. Дослідження стійкості при русі цистерн просунулося разом із вивченням динамічної ударної поведінки рідин. Дослідження довели, що за тих самих умов стійкість вантажівки покращується, якщо вибрати відповідні параметри форми для цистерни, враховуючи вантаж і ступінь заповнення цистерни. На сьогодні існує небагато робіт, присвячених проблемі стійкості руху автомобільних цистерн, що виникає внаслідок сили розбризкування рідини. Тому при проектуванні та виготовленні цистерн для рідин необхідно враховувати форму цистерни, рівень заповнення рідиною та природну частоту розбризкування в цистерні, оскільки вони є важливими факторами та впливають на стійкість цистерн. Водночас удосконалені прямокутні цистерни мають кращу їздову стійкість ніж інші цистерни поперечного перерізу. Саме для цих цистерн без внутрішніх перегородок розглянемо стійкість автопоїзда в режимі гальмування. *Метою роботи* є поліпшення стійкості руху автопоїзда з частково заповненою цистерною у гальмівному режимі. Для досягнення мети дослідження вирішуються такі задачі:

- доопрацювання математичної моделі автопоїзда у гальмівному режимі;
- порівняльний аналіз показників стійкості руху автопоїзда з частково заповненою цистерною у вигляді кола, еліпса, валізи;
- вибір оптимального перерізу цистерни.

Результати дослідження

При проектуванні та виготовленні цистерн для перевезень рідких вантажів необхідно враховувати форму цистерни, рівень заповнення рідиною та природну частоту розбризкування рідини в цистерні, оскільки вони є важливими факторами та впливають на стійкість руху. За невизначеності бічних сил,

що діють у частково заповненій цистерні, за основний показник поперечної стійкості автопоїзда-цистерни можна брати максимальну швидкість початку гальмування, за якої ще забезпечується стійкість руху.

Під час дослідження стійкості руху автопоїзда зазвичай розглядають плоскопаралельний рух його ланок. Вважається, що нормальні реакції опорної поверхні на колеса лівого і правого бортів однакові. За таких умов стійкість руху розглядають для плоскої моделі автопоїзда [10]. Проте під час руху автопоїзда з частково заповненою цистерною можуть суттєво змінитися реакції опорної поверхні на колеса ланок автопоїзда. Отже, потрібно розглянути як плоскопаралельний рух автопоїзда, так і його рух у поперечній та поздовжній вертикальній площинах.

Для опису стійкості автопоїзда у плоскопаралельному русі використовують такі спрощення та припущення [10]:

- гіроскопічні моменти та неврівноважені моменти оберткових частин невраховані;
- автомобіль рухається по рівній горизонтальній поверхні;
- у шарнірах рульового приводу відсутні люфти;
- розглядається плоска «велосипедна» схема автомобільного поїзда;
- основною траєкторією є траєкторія центра маси автомобіля-тягача;
- кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс автомобіля-тягача рівні між собою, тобто

$$\theta_s = \theta_g = \theta,$$

- взаємодія коліс з опорною поверхнею в бічному напрямку описана через реакцію полотна дороги як функція кута відведення (залежністю Д. А. Антонова) [10].

З урахуванням наведених спрощень і припущень система рівнянь автопоїзда у плоскопаралельному русі записана у вигляді:

$$\begin{aligned} & (m + m_1)\dot{V} - m_1 d_1 \sin \varphi_1 \ddot{\varphi}_1 + m \omega U + m_1 (U + \omega c) + m_1 d_1 \cdot \omega_1^2 \cos \phi_1 = \\ & = Y_1 \sin \theta_1 - X_1 \cos \theta_1 + Y_1' \sin \theta_1' - X_1' \cos \theta_1' - \sum (X_{1i} + X_{1i}') - \sum (X_{2j} + X_{2j}'); \\ & (m + m_1)\dot{U} - [(cm_1 + m_1 d_1 \cos \varphi_1) \cdot \ddot{\varphi}_1 + (m + m_1)\omega V - m_1 d_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1 = \\ & = Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1 + Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1' + \sum (Y_{1i} + Y_{1i}') + \sum (Y_{2j} + Y_{2j}') + P_j; \\ & - cm_1 \dot{U} + [I + c^2 m_1 + cm_1 d_1 \cos \varphi_1] \ddot{\varphi}_1 - cm_1 \omega V + cm_1 d_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1 = (X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1) a + \\ & + (Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1') a + (Y_1 \sin \theta_1 + X_1 \cos \theta_1) \cdot H - (Y_1' \sin \theta_1' + X_1' \cos \theta_1') H - (Y_{2j} + Y_{2j}') b_{2j}; \\ & m_1 d_1 \sin \varphi_1 \dot{V} + m_1 d_1 \cos \varphi_1 \dot{U} - [I_1 + m_1 d_1 (c \cos \phi_1 + d_1)] \dot{\omega} + (I_1 + m_1 d_1^2) \ddot{\varphi}_1 + \\ & + [V \cos \phi_1 - (U - \omega c) \sin \varphi_1] m_1 d_1 = (Y_{2j} + Y_{2j}') + M_1, \end{aligned} \quad (1)$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення: a ; b – відстані від центра мас тягача до точок кріплення до передньої і задньої його осей відповідно; c – відстань від центра мас тягача до точки зчипки з напівпричепом; d_1 – відстань від центра мас напівпричепа до його передньої осі; θ_1 – кут повороту керованих коліс тягача; φ_1 – кут складання ланок автопоїзда; v , u – поздовжня та поперечна проєкції вектора швидкості центра мас на осі, пов'язані з тягачем; ω – кутова швидкість тягача щодо вертикальної осі; m , J – маса та центральний момент інерції автомобіля-тягача; v_1 , u_1 – поздовжня й поперечна проєкції вектора швидкості центра мас напівпричепа; ω_1 – кутова швидкість напівпричепа; m_1 , J_1 – маса та центральний момент інерції кістяка напівпричепа; v_1 , u_1 – поздовжня й поперечна проєкції вектора швидкості центра мас напівпричепа; ω_1 – кутова швидкість напівпричепа; X_1, X_1' – поздовжні реакції на колесах передньої осі автомобіля-тягача; X_{1i}, X_{1i}' – поздовжні реакції на колесах задньої осі автомобіля-тягача; Y_1, Y_1' – бокові реакції на колесах передньої осі автомобіля-тягача; Y_{1i}, Y_{1i}' – бокові реакції на колесах задньої осі автомобіля-тягача; X_{2j}, X_{2j}' – поздовжні реакції на колесах напівпричепа; Y_{2j}, Y_{2j}' – бокові реакції на колесах напівпричепа; P_j – бічна сила, що діє у центрі мас цистерни; M_1 – момент опору повороту цистерни щодо автомобіля-тягача; $I = 1, 2$ – для автомобіля-тягача; $j = 1, 2, 3$ – для напівпричепа.

Система диференціальних рівнянь, яку ми отримали, описує модель руху дволанкового автопоїзда в загальному випадку (двовісний автомобіль-тягач та тривісний напівпричіп) як чотирьохмасової системи, що дає змогу дослідити вплив конструктивних параметрів автомобіля-тягача та напівпричепа на показники стійкості руху автопоїзда з частково заповненою цистерною у плоскопаралельному русі.

Під час розгляду руху в повздовжній вертикальній та поперечній площинах зв'язок між невіднесореними та віднесореними масами реальної конструкції автопоїзда здійснюється за допомогою пружних та демпферних пристроїв, а між невіднесореними масами і дорогою – через шини, які характеризуються одночасно як пружними, так і демпферними властивостями. При відносно невеликих швидкостях руху автопоїзда за умов маневрування можемо вважати, що переміщення віднесорених та невіднесорених мас відбуваються синхронно, при цьому наявне ніби статичне стискання елементів підвіски та шин при незначному опорі амортизаторів [10]. Водночас можна припустити, що віднесені маси здійснюють коливання на пружних елементах із приведеною жорсткістю.

При розгляді цього випадку зрозуміло, що сили взаємодії в опорно-зчіпному та тягово-зчіпному пристроях не мають впливу на перерозподіл навантажень по бортам ланок автопоїзда. Тому таку доволі складну систему, як автопоїзд, можна розглядати як дві системи – тягач та напівпричіп, які мають незалежний один від одного крен. Також вважається, що вісь крену кожної ланки паралельна до опорної поверхні, а рух ланок автопоїзда у вертикальній площині по кутам галопування (диференту, тангажу) і крену впливають насамперед на боковий рух, і переважно шляхом зміни вертикальних навантажень на колеса, саме так змінюючи вертикальні реакції опорної поверхні. Відповідно до цієї концепції і було проведено розмежування руху на боковий та повздовжньо-поперечний [10], розгляду яких передують плоскопаралельний рух у горизонтальній площині кожної ланки автопоїзда.

У роботі [10] наведена система рівнянь, що описує рух автопоїзда у горизонтальній та поперечній площинах, що записана у вигляді:

– по змінній z

$$(m + m_1)\ddot{z} + m_1\ddot{\psi}(c \cdot \cos \psi + h \sin \psi) + [m_1(d_1 \cos \psi_1 + h_1 \sin \psi_1)]\ddot{\psi}_1 = m_1\dot{\psi}_1^2(h \cos \psi - c \sin \psi) + \\ + [m_1(h_1 \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1)]\dot{\psi}_1^2 + 2 \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} [z_{ai}^o - z - a_i \operatorname{tg} \psi - \frac{\varepsilon}{2}(\cos \theta - \cos \theta') \cos \psi \operatorname{tg} \gamma] + \\ + 2 \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (z_b^o - z - b_j \operatorname{tg} \psi) + 2 \sum_{\rho=1}^{n3} c_{b1\rho} [h_{c1} - z_{c1} - b_{1\rho}(\operatorname{tg} \psi - \operatorname{tg} \psi_1)],$$

– по змінній ψ

$$-m_1 c \ddot{z} + [I + m_1 c(c \times \cos \psi + h \sin \psi)]\ddot{\psi} + c[(m_1(d_1 \cos \psi_1 + h_1 \sin \psi_1)]\ddot{\psi}_1 = -c\{[m_1(h_1 \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1)]\dot{\psi}_1^2 + \\ + 2 \sum_{i=1}^{n1} a_i q_{1i} [z_{ai}^o - z - a_i \operatorname{tg} \psi - \frac{\varepsilon}{2}(\cos \theta - \cos \theta') \cos \psi \operatorname{tg} \gamma] - \frac{\varepsilon}{2}(\cos \theta - \cos \theta') \cos \psi \operatorname{tg} \gamma\} - 2 \sum_{j=1}^{n2} b_j q_{2j} (z_b^o - z - b_j \operatorname{tg} \psi) - \\ - 2c \sum_{\rho=1}^{n3} c_{b1\rho} [h_{c1} - z_{c1} - b_{1\rho}(\operatorname{tg} \psi - \operatorname{tg} \psi_1)] - z[\sum_{i=1}^{n1} (X_{li} \cos \theta + X'_{li} \cos \theta' + Y_{li} \sin \theta + Y'_{li} \sin \theta') - \\ - \varepsilon \sum_{j=1}^{n2} F_{ai}^o (\sin \theta - \sin \theta') + q_{1i} [z_{ai}^o (\sin \theta - \sin \theta') + z'_{ai} \sin \theta' - z_{ai} \sin \theta],$$

– по змінній γ :

$$I_{xo} \ddot{\gamma} = -Y^{(1)}(h \cos \psi - c \sin \psi) - 2H \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} [H + \frac{\varepsilon}{2}(\cos \theta + \cos \theta') \cos \psi \operatorname{tg} \gamma - 2 \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (H + \varepsilon)^2 \cos \psi \operatorname{tg} \gamma + \\ + z[\sum_{i=1}^{n1} (Y_{li} \cos \theta + Y'_{li} \cos \theta' - X_{li} \sin \theta - X'_{li} \sin \theta') + \sum_{j=1}^{n2} (Y_{2j} + Y'_{2j})] + \varepsilon \sum_{i=1}^{n1} \{F_{ai}^o (\cos \theta - \cos \theta') + \\ + q_{1i} [z_{ai}^o (\cos \theta - \cos \theta') + z'_{ai} \cos \theta' - z_{ai} \cos \theta]\},$$

– по змінній ψ_1

$$-m_1 d_1 \ddot{z} + [(m_1 d_1 (c \times \cos \psi + h \sin \psi)]\ddot{\psi} + [I_1 + (m_1 (d_1^2 \cos \psi_1 + d_1 h_1 \sin \psi_1)]\ddot{\psi}_1 = \\ = -[m_1 (d_1 h_1 \cos \psi_1 - d_1^2 \sin \psi_1)]\dot{\psi}_1^2 + (h_1 \cos \psi_1 + c_1 \sin \psi_1) X^{(2)} - z_c (h_1 \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1) + \\ + (X^{(1)} \cos \phi + Y^{(1)} \sin \phi) - (h_1 \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1) \cdot (X^{(1)} \cos \psi + Y^{(1)} \sin \psi) - \\ - \sum_{i=1}^{n1} (b_{1i} + d_1) c_{b1j} \cdot [h_{c1} - z_{c1} - b_{1i}(\operatorname{tg} \psi - \operatorname{tg} \psi_1) - H_1 \cos \psi_1 \operatorname{tg} \gamma_1 \sin 2\theta_4] \cdot \sum_{j=1}^{n3} c_{b1j},$$

– по змінній γ_j :

$$I_{x_1} \ddot{\gamma}_1 = -Y^{(1)}(h_1 \cos \psi_1 + c_1 \sin \psi_1) + (h_1 \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1)(Y^{(1)} \cos \phi - X^{(1)} \sin \phi) - \sum_{\rho=1}^{n_3} c_{b_{1j}} \times (H_1 + \varepsilon_1)^2 \cos \psi_1 t g \gamma_1. \quad (2)$$

У системі рівнянь (2) додатково прийняті такі позначення: I_x, I_{1x} – момент інерції автомобіля-тягача і напівпричепа щодо поздовжньої осі, що проходить відповідно через центр мас автомобіля-тягача і напівпричепа; K_γ, K_{γ_1} – відповідно коефіцієнти жорсткості підвіски автомобіля-тягача і напівпричепа у поперечній площині; N_γ, N_{γ_1} – відповідно коефіцієнти демпфування у підвісках автомобіля-тягача і напівпричепа; γ, γ_1 – відповідно кути крену автомобіля-тягача і напівпричепа; H, H_1 – відповідно висота центру крену автомобіля-тягача і напівпричепа; h, h_1 – висота центра крену підресорених мас тягача і напівпричепа; ψ, ψ_1 – кут диференту (тангажу) підресореної маси автомобіля-тягача і напівпричепа; $q_{i,j}$ – жорсткість шин автомобіля-тягача і напівпричепа; $c_{(a,b)ij}$ – жорсткість підвіски осей автомобіля-тягача і напівпричепа; $\varepsilon, \varepsilon_1$ – зміщення центру мас автомобіля-тягача і напівпричепа у поперечній площині; $X^{(1)}, Y^{(1)}$ – реакції в опорно-зчипному пристрої автомобіля-тягача.

Системи рівнянь (1) і (2) суттєво нелінійні та їхнє інтегрування викликає певні труднощі навіть із залученням сучасної обчислювальної техніки. Тому на першому етапі при визначенні показників стійкості руху в процесі гальмування вважатимемо, що кути повороту зовнішнього та внутрішнього коліс автомобіля-тягача однакові ($\theta_j = \theta'_j$), возик напівпричепа жорстко з'єднаний з кістяком. Таку схему автопоїзда визначимо як базову, для якої рівняння руху записуються у вигляді [10]:

$$\begin{aligned} m(\dot{v} + uv) &= Y \sin \theta - X \cos \theta + X_{11} - YB \sin \phi - XB \cos \phi; \\ m(\dot{u} + \omega v) &= Y \cos \theta - X \sin \theta + Y_{11} - YB \cos \phi - XB \sin \phi + P_j; \\ I \dot{\omega} &= a(Y \cos \theta - X \sin \theta) - bY_{11} + c(YB \cos \phi - XB \sin \phi); \\ I_1 \dot{\omega}_1 &= d_1 YB - b_1 Y_2 - b_{11} Y_{21} - b_{12} Y_{22}; \\ I_x \ddot{\gamma} &= m(\dot{u} + \omega v) + m \cdot g \cdot H \cdot \gamma - K_\gamma H^2 \cdot \gamma / 2 - N_\gamma H^2 \dot{\gamma} / 2; \\ I_{1x} \ddot{\gamma}_1 &= m_1(\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) + m_1 \cdot g \cdot H_1 \cdot \gamma_1 - K_{\gamma_1} H_1^2 \cdot \gamma_1 / 2 - N_{\gamma_1} H_1^2 \cdot \dot{\gamma}_1 / 2, \end{aligned} \quad (3)$$

де XB, YB – поздовжня і бічна реакція в опорно-зчипному пристрої автомобіля-тягача; P_j – бічна сила в центрі мас цистерни.

Рівняння (3) покладені в основу розрахунку нормальних реакцій опорної поверхні на колеса автопоїзда з частково заповненою цистерною у формі кола, еліпса, валізи.

Вихідними даними для розрахунку стійкості автопоїзда прийняті ті ж, що і в роботі [11], і доповнені: загальна маса автопоїзда – 29000 кг (цистерна заповнена на 50 %), сумарна жорсткість підвіски передніх коліс тягача – 640 кН/м, задніх коліс – 950 кН/м, коліс напівпричепів – 840 кН/м, жорсткість шини тягача і напівпричепа – 1250 кН/м; геометричні параметри автопоїзда: довжина – 16 500 мм, ширина – 2460 мм, висота – 3585 мм; висота центра мас тягача $h_1 = 1350$ мм, напівпричепа $h_2 = 1580$ мм; висота розташування точок зчипки ланок автопоїзда $h_{c1} = 1100$ мм; ресорна колія тягача: передніх коліс – 750 мм, задніх коліс – 1250 мм; напівпричепа – 1200 мм; тип та розмір шин автомобіля-тягача і напівпричепа: 245/75R17,5, статичний радіус колеса – 0,525 м.

При гальмуванні автопоїзда з частково заповненою цистерною внаслідок руху рідини в самій цистерні виникає бічна сила, що залежить від великої кількості факторів, які аналітично визначити нможливо. Зміна реакцій опорної поверхні на колеса автопоїзда відбувається не тільки внаслідок дії бічної сили (рис. 1), а і від дії гальмівних сил на його колесах. При цьому гальмівна сила визначалася як

$$P_{\tau i} = Z_i \cdot \varphi, \quad (4)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс автопоїзда з опорною поверхнею; Z_i – нормальна реакція опорної поверхні на колеса передньої, задньої осі автомобіля-тягача і возик напівпричепа.

Тому при інтегруванні системи рівнянь (3) спочатку були визначені кути тангажу та крену підресореної маси автомобіля-тягача і напівпричепа (рис. 1), за якими згодом визначені нормальні реакції опорної поверхні при гальмуванні автопоїзда із сповільненням у межах від 0 до 5 м/с² і бічним прискоренням у цих же межах (рис. 2).

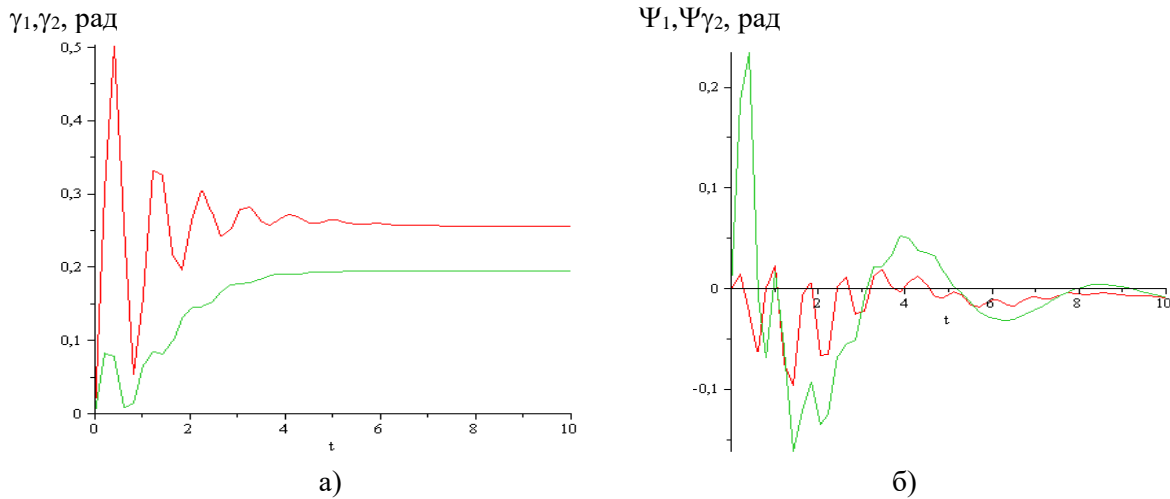
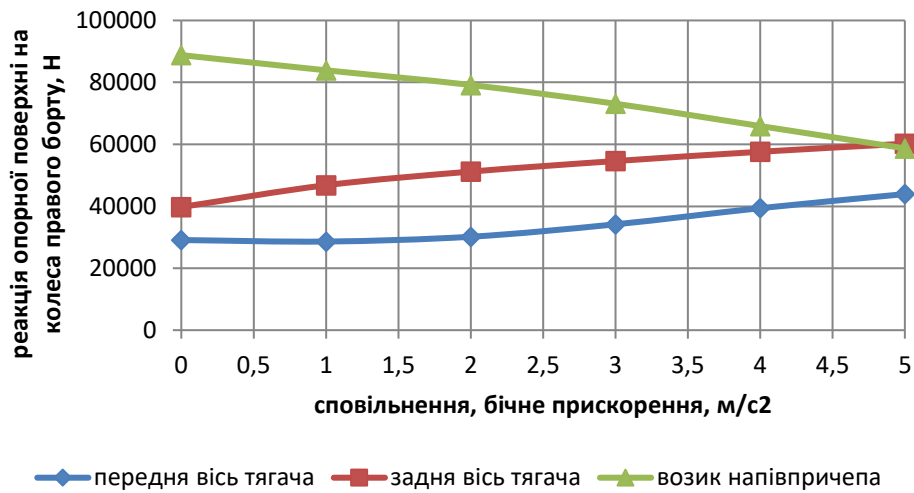
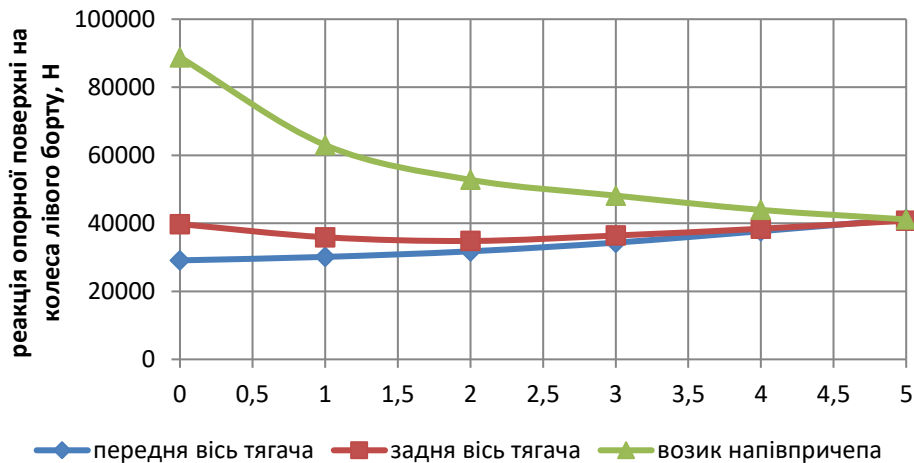


Рис. 1. Кути крену тягача і напівпричепа (а) і тангажу (б) при дії збурення



а)



б)

Рис. 2. Зміна нормальних реакцій опорної поверхні на колеса правого (а) і лівого борту (б)

Як бачимо з наведених залежностей, нормальні реакції опорної поверхні на колеса бортів автопоїзда значно відрізняються між собою, проте реакція на колесах обох бортів автомобіля-тягача збільшується, а на колесах возика напівпричепа – зменшується. Пояснюється це дією рідкого вантажу на стінки цистерни.

За отриманими значеннями нормальних реакцій опорної поверхні на колеса осей автопоїзда визначалися бічні сили на його осях [10]

$$Y = q_N q_T k_{y_{\text{оз}}} \delta, \quad (5)$$

де $k_{y_{\text{оз}}}$ – екстремальне значення коефіцієнта k_{y_0} залежно від нормальної реакції в контактi колеса з опорною поверхнею; q_T – коефіцієнт впливу тягових і гальмівних сил; q_N – коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій; q_T – коефіцієнт впливу тягових і гальмівних сил.

На рис. 3 наведені значення корегуючих коефіцієнтів для визначення бічних реакцій на колесах автопоїзда.

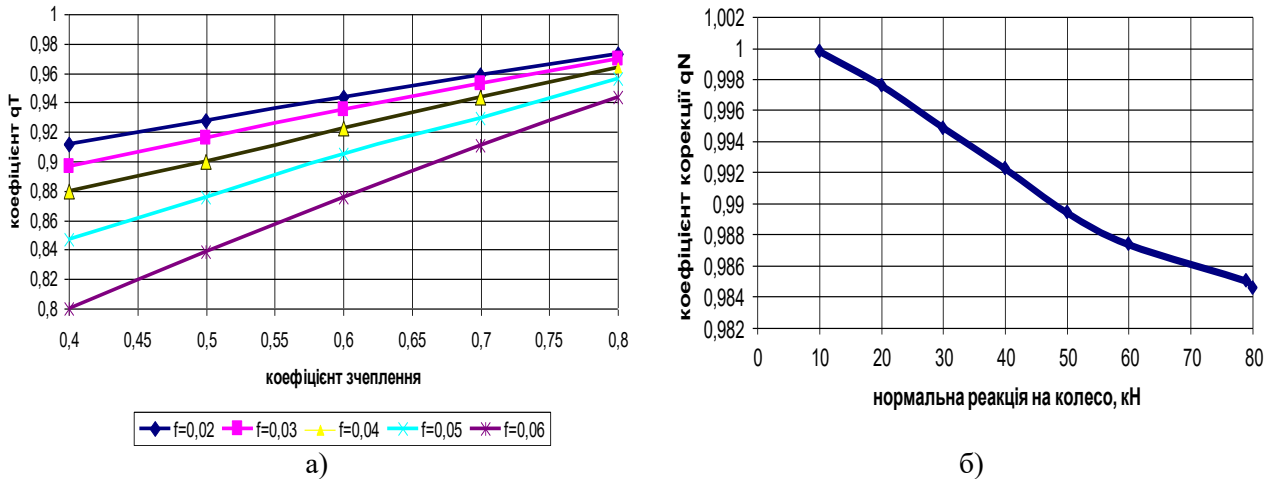


Рис. 3. Залежність коефіцієнта впливу тягових і гальмівних сил від коефіцієнта зчеплення (а) і коефіцієнта впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій (б) [10]

Після визначення бічних сил, що діють на колеса осей автопоїзда, було проведено інтегрування системи рівнянь (1). При цьому було враховано і зміну гальмівних сил на колесах осей автопоїзда (див. (4)). Нерівномірність нормальних реакцій опорної поверхні на колеса автопоїзда може призвести до блокування загальмованих коліс одного борту. При цьому поздовжню X і бічну Y силу прийемо рівними [12]

$$\begin{aligned} X_i &= 0,7 P_\tau = 0,7 Z_i \cdot \varphi; \\ Y_i &= 0,3 Z_i \cdot \varphi. \end{aligned} \quad (6)$$

З метою вивчення найбільш несприятливих наслідків процесу гальмування автопоїзда, будемо вважати, що бортова нерівномірність гальмівних сил має односторонній характер. Для визначеності прийемо, що якщо до колеса правого борту ланок автопоїзда прикладено момент M , то на колесах лівого борту цей момент буде дорівнювати $0,7M$.

Будемо вважати прямолінійний рух автопоїзда в режимі гальмування практично стійким, якщо ширина коридору не буде перевищувати смугу руху.

У роботі [13] показано, що динамічне поведіння ланок автопоїзда в режимі гальмування залежно від коефіцієнта зчеплення їх коліс з опорною поверхнею можна умовно розділити на дві групи.

До першої групи віднесено умову $0,2 \leq \varphi \leq 0,4$. Більш детально розглянемо значення коефіцієнта зчеплення $\varphi = 0,4$.

Інтегрування рівнянь руху автопоїзда (1) за гальмівних і бічних сил, що визначені за цього коефіцієнта зчеплення, показало, що після закінчення часу гальмування бічне зміщення ланок автопоїзда практично відсутнє й асиметрія ланок автопоїзда також практично відсутня. Динамічне поведіння ланок автопоїзда повністю визначається початковими збуреннями, зокрема і початковою швидкістю гальмування [13], яку приймаємо як параметр.

До другої групи відносять умову $0,5 \leq \varphi \leq 0,8$. Розрахунки показують, що за коефіцієнта зчеплення $\varphi = 0,6$ збільшується відхилення траєкторії напівпричепи щодо траєкторії автомобіля-тягача, причому найбільш несприятливим є збіг напрямку початкової кутової швидкості напівпричепи з напрямком кута складання, тобто $\dot{\varphi}_1 > 0$. Кутова швидкість напівпричепи визначає собою прикінцеві бічні відхилення ланок автопоїзда і, на відміну від першої групи зміни коефіцієнта зчеплення, порушує симетричність ланок автопоїзда.

За узагальнюючий параметр, який характеризує стійкість автопоїзда в режимі гальмування, прийємо початкову швидкість руху, за якої тягач та причіпні ланки не виходять за межі ширини смуги руху.

На рис. 4 подані результати розрахунків початкової швидкості гальмування для автопоїзда із жорстким вантажем і рідким вантажем за 50 % заповнення цистерни залежно від коефіцієнта зчеплення.

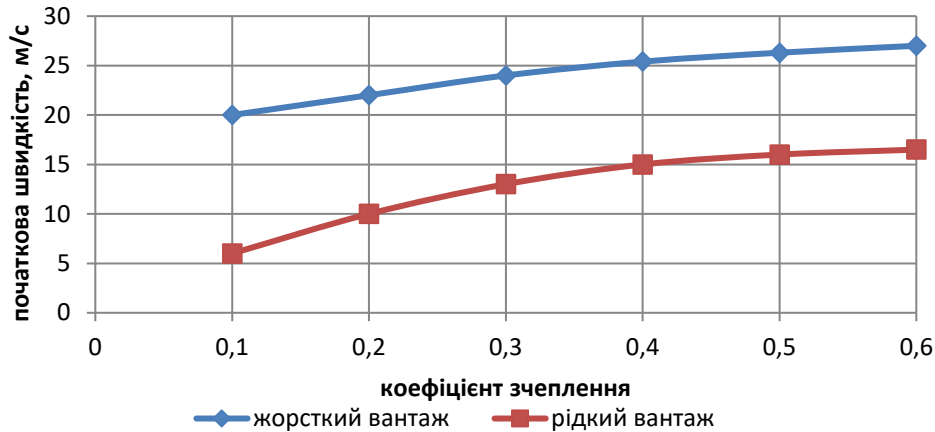


Рис. 4. До визначення початкової швидкості гальмування автопоїздів різних компоновальних схем

Аналіз наведених залежностей показує, що кращі показники стійкості під час гальмування притаманні автопоїзду з жорстким вантажем. За обраного критерію, коли автомобіль-тягач і напівпричіп не виходять за межі ширини смуги руху, отримані початкові швидкості гальмування, за яких забезпечується стійкість автопоїзда. Ці швидкості при коефіцієнті зчеплення коліс з опорною поверхнею в межах $\varphi = 0,6$ становили для автопоїзда з жорстким і рідким вантажем відповідно 16,1 і 26,9 м/с. Пояснюється це тим, що бічні сили, які діють на автопоїзд із частково заповненою цистерною, значно перевищують бічні сили для автопоїзда з жорстким вантажем через рух рідини в цистерні. Тому в конструкціях цистерн необхідно передбачити спеціальні пристрої, зокрема внутрішні перегородки, які б підвищували стійкість автопоїзда в процесі гальмування.

Висновки

1. Встановлено, що при гальмуванні автопоїзда з частково заповненою цистерною внаслідок руху рідини в самій цистерні виникає бічна сила, що залежить від великої кількості факторів, які аналітично визначити не можливо. Ця сила призводить до зміни нормальних реакцій опорної поверхні на колеса осей і бортів автопоїзда. Водночас реакція на колесах обох бортів автомобіля-тягача збільшується, а на колесах возика напівпричепа – зменшується. Пояснюється це дією рідкого вантажу на стінки цистерни.

2. Показано, що узагальнюючим параметром, який характеризує стійкість прямолінійного руху автопоїзда з частково заповненою цистерною (50 % від повного об'єму) в режимі гальмування, слід приймати початкову швидкість руху, за якої автомобіль-тягач та напівпричіп не виходять за межі ширини смуги руху. За обраного критерію отримані початкові швидкості гальмування, за яких забезпечується стійкість автопоїзда. Ці швидкості при коефіцієнті зчеплення коліс з опорною поверхнею у межах $\varphi = 0,6$ становили для автопоїзда з жорстким і рідким вантажем відповідно 16,1 і 26,9 м/с. Тому в конструкціях цистерн необхідно передбачити спеціальні пристрої, зокрема внутрішні перегородки, які б підвищували стійкість автопоїзда в процесі гальмування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Rollover stability analysis of tankvehicles based on the solution of liquidsloshing in partially filled tanks / Xue-lian Zheng at al. *Advances in Mechanical Engineering*. 2017, Vol. 9(6). P. 1–26. DOI: 10.1177/1687814017703894
- [2] Safety performance of tank cars in accidents: probabilities of ladingloss / T. T. Treichel et al. *Report RA-05e02*. 2006. Washington, DC: RSI-AAR Railroad Tank Car Safety Research and Test Project, Association of American Railroads. URL: <https://railtec.illinois.edu/report/safety-performance-of-tank-cars-in-accidents-probabilities-of-lading-loss-ra-05-02/>
- [3] Reliability and safetyanalysis methodology for identification of drivers' erroneous actions / W. Wuhong et al. *Int J Automot Techn*. 2010. No 11. P. 873–881. DOI: 10.1007/s12239-010-0104-3
- [4] A safety-basedbehavioural approaching model with various drivingcharacteristics / W. Wuhong et al. *Transport Res C: Emer*. 2011. No 19. P. 1202–1214. URL: <https://doi.org/10.1177/16878140117703894>
- [5] Rollover stability analysis of liquid tank truck taking into account the road profiles / Tran Van Nhu et al. *Journal of Applied Engineering Science*. 2022. Vol. 20. Br. 4. Str. 1133–1142. DOI: 10.5937/jaes0-36578.

[5] Khalifa A. F., Arafa M. H., El-Sherbini M. G. Numerical and experimental analysis of sloshing in rectangular tanks. *J.Eng. Appl. Sci.* 2007. No 54. P. 501–516. URL: <https://www.google.com/search?client=firefox-b-d&sxsrf=AJOqlzXqjTqoJXKiKNmiaPiUx7.El-Dannanh> An experimental investigation of hydrodynamic damping due to vertical baffle arrangements in a rectangular tank / M. F Younes at al. *Proc. IMechE. Part M: J. Eng. Maritime Environ.* 2007. No 221. P. 115–123. DOI:10.1243/14750902JEME59

[8] Yukun Chen, Zehong Deng, Yueshe Wang. Free liquid surface sloshing in a tank of a moving vehicle and its suppression. *Interfac Phenom Heat Transfer.* 2020. Vol. 8. Issue 2. P. 147–163. DOI: 10.1615/InterfacPhenomHeatTransfer.2020034199.

[9] Theory and experiments on driving stability of tank trucks under dangerous working conditions / Di Yu at al. *Journal of Vibroengineering.* 2015, Vol. 17. Issue 5. P. 2521–2534. URL: <https://www.google.com/search?client=firefox-b-d&q=the+stability+of+tank+vehicles>

[10] Шарнірно-зчленовані автобуси. Маневреність та стійкість: монографія / В. П. Сахно та ін. Луцьк: ІВВ Луцького НТУ, 2021. 288 с.

[11] Попелиш Д. М. До визначення поперечної стійкості автомобіля-цистерни. *Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки»: науковий журнал.* 2022. Вип. 3(53). С. 291–300. DOI: 10.33744/2308-6645-2022-3-53-291-300.

[12] До стійкості автоцистерни в гальмівному режимі / Д. М. Попелиш та ін. *Автошляховик України.* 2019. № 1(257). С. 27–32. DOI:10.33868/0365-8392-2019-1-257-27-32.

[13] Сахно В. П., Поляков В.М., Стельмащук В.В., Попелиш Д.М. До визначення стійкості руху триланкового причіпного автопоїзда у гальмівному режимі. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: науковий журнал.* Луцьк: ЛНТУ, 2022. № 1(18). С. 143–154. ISSN 2313-5425.

Сахно Володимир Прохорович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, e-mail: svp_40@ukr.net

Попелиш Денис Михайлович – аспірант кафедри автомобілів, e-mail: popelish@ukr.net

Національний транспортний університет, м. Київ

Цимбал Сергій Володимирович – канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: tsymbal_s_v@ukr.net

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

V. Sakhno¹
S. Tsymbal²
D. Popelych¹

To determine the stability of the road train with a partially filled tanker

¹National Transport University

²Vinnitsia National Technical University

When designing and manufacturing tanks for the transportation of liquid cargo, it is necessary to take into account the shape of the tank, the level of liquid filling and the natural frequency of splashing of the liquid in the tank, as they are important factors and affect the stability of the movement. Due to the uncertainty of the lateral forces acting in a partially filled tank, the maximum speed of the start of braking, at which the stability of the movement is still ensured, can be taken as the main indicator of the lateral stability of the tank train. When studying the stability of a road train, as a rule, plane-parallel movement of its links is considered. At the same time, it is considered that the normal reactions of the support surface on the starboard and port wheels are the same. Under this condition, stability of movement is considered for a flat model of a road train. However, when the road train is moving with a partially filled tank, the reactions of the support surface on the wheels of the road train links may change significantly. To determine this phenomenon, the equations of the road train were compiled both in plane-parallel motion and in the longitudinal vertical and transverse planes.

The integration of the equations of motion is performed for a road train consisting of a DAF XF95 tractor and a tank semi-trailer filled to 50 % (8000 L) and the same road train with the same rigid load. As a result of the integration of the obtained system of equations, it was established that during braking of a road train with a partially filled tank, due to the movement of liquid in the tank itself, a lateral force arises, which depends on a large number of factors that cannot be determined analytically. This force leads to a change in the normal reactions of the support surface on the wheels of the axles and sides of the road train. At the same time, the reaction on the wheels of both sides of the tractor vehicle increases, and on the wheels of the semi-trailer - decreases. This is explained by the effect of liquid cargo on the walls of the tank. At the same time, it is shown that the generalizing parameter that characterizes the stability of the straight-line movement of a road train with a partially filled tank (50 % of the full volume) in the braking mode should be taken as the initial speed at which the tractor and semi-trailer do not exceed the width of the traffic lane. Based on the selected criterion, the initial braking speeds are obtained, at which the stability of the road train is ensured. These velocities, with a coefficient of adhesion of the wheels to the supporting surface in the range of $\varphi = 0.6$, were 16.1 and 26.9 m/s for the road train with hard and liquid cargo, respectively. Therefore, it is necessary to provide special devices in the tank structures, in particular internal partitions, which would increase the stability of the road train during the braking process.

Key words: road train, rigid cargo, liquid cargo, equations of motion, reaction of the supporting surface, speed, braking, stability.

Sakhno Volodymyr – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Chair of automobile, e-mail: svp_40@ukr.net

Tsymbal Serhii – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: tsymbal_s_v@ukr.net

Popelych Denis – Post-Graduate Student the Chair of automobile, e-mail: popelish@ukr.net