

ДО ПИТАННЯ ЩОДО СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ-ЦИСТЕРНИ
TO THE QUESTION REGARDING THE STABILITY OF THE TANK CAR

Сахно Володимир Прохорович, Заслужений працівник освіти України, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів. e-mail: syp_40@ukr.net, тел. +38 0676655344,

<https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>



Попелиш Денис Михайлович, магістр, Національний транспортний університет, аспірант кафедри автомобілів. e-mail: popelish@ukr.net, тел. +380677921408

<https://orcid.org/0000-0001-9506-6421>

Анотація. Вільне перетікання рідини в частково заповненій рухомій автоцистерні діє значними величинами сил і моментів на оболонку ємності, що, в свою чергу, негативно впливає на стабільність руху транспортного засобу. Більшість існуючих теорій руху рідини засновані на припущеннях щодо нев'язкої та нестисливої рідини, яка має потенціал швидкісного поля, коливається в межах малих амплітуд, сумірних з розмірами резервуару та глибиною потоку. Динамічний аналіз транспортних засобів з частково заповненими цистернами розглядався у відносно небагатьох дослідженнях через складності, що пов'язані з моделюванням динамічної поведінки рідини всередині резервуарів, що рухаються, та взаємодій з транспортними засобами. Спрощені підходи для оцінки значень порогу перекидання частково заповнених автотранспортних засобів також досліджувалися за допомогою рівноваги моментів у поперечній площині. Ці дослідження показали, що геометрія резервуарів є важливим фактором, що впливає на поперечне переміщення вантажу, а отже, і на керованість і стійкість частково заповнених цистерн. У роботі запропоновано підхід для визначення стійкості руху частково заповнених цистерн, що базується на використанні зміщення центру мас рідкого вантажу як основного збурюючого фактору. При цьому показано, що застосування переднього і заднього колісного керуючого модуля призводить до поліпшення показників маневреності і стійкості руху автомобіля-цистерни, а ефективність такого застосування у значній мірі залежить від закону управління колесами заднього керуючого модуля, для якого визначений закон управління. Встановлено, що при зміні кута повороту переднього і заднього керуючого колісного модуля за визначеним законом управління за швидкості, що перевищує 15,2 м/с, приріст радіусу повороту лежить в межах 20...30%%, що призводить до збільшення критичної швидкості руху і стійкості руху автомобіля-цистерни. При цьому найбільш небезпечним за критичною швидкістю руху є заповнення цистерни на 50%., що необхідно враховувати при експлуатації автомобілів-цистерн.

Ключові слова: автомобіль-цистерна, заповнення, рідкий вантаж, керуючий колісний модуль, ексцентриситет, швидкість, стійкість.

Вступ. Для перевезення наливних вантажів автомобільним транспортом здебільшого застосовуються автопоїзди і автомобілі з цистернами. При транспортуванні частково заповненої

цистерни через порівнянності маси порожньої цистерни з масою рідини, що перевозиться, змінюються динамічні якості колісних транспортних засобів (КТЗ) так, що вони суттєво відрізняються від динамічних характеристик інших КТЗ. Внаслідок великих переміщень центру мас вантажу в резервуарі з'являються додаткові навантаження, що діють на конструкцію цистерни, а також істотно знижують стійкість і керованість КТЗ.

Вільне перетікання рідини в частково заповненій рухомій автоцистерні діє значними величинами сил і моментів на оболонку ємності, що, в свою чергу, негативно впливає на стабільність руху транспортного засобу. Сумарні величини гідродинамічних сил і моментів разом з істотними динамічними навантаженнями автоцистерни під час гальмування, прискорення та зміни напрямку руху призводять до зниження гальмівних властивостей та погіршенню стійкості автомобіля. Причини часткового наповнення автоцистерн загального призначення часто пов'язані з тим, що їх використовують для перевезення вантажів з різною щільністю, а обмеження повної маси та навантажень на осі транспортного засобу можуть не дозволяти використовувати весь об'єм резервуара. Таким чином аналіз динамічного впливу рідкого вантажу на рух транспортного засобу залишається нагальною потребою, в тому числі задля розробки спеціальних алгоритмів для систем стабілізації автоцистерн

Динамічний аналіз транспортних засобів з частково заповненими цистернами розглядався у відносно небагатьох дослідженнях через складності, що пов'язані з моделюванням динамічної поведінки рідини всередині резервуарів, що рухаються, та взаємодій з транспортними засобами [1-6].

Спрощені підходи для оцінки значень порогу перекидання частково заповнених автотранспортних засобів також досліджувалися за допомогою рівноваги моментів у поперечній площині [7-8]. Ці дослідження показали, що геометрія резервуарів є важливим фактором, що впливає на поперечне переміщення вантажу, а отже, і на керованість і стійкість частково заповнених цистерн. Дослідження, однак, проводилися тільки для традиційних форм цистерн, які мають певні обмеження, пов'язані з їх геометрією з точки зору стійкості транспортного засобу. Крім того, в цих дослідженнях розглядалося переміщення навантаження, що було спричинене перетіканням рідини лише в поперечній площині, а рух транспортного засобу обмежувався маневрами з постійною швидкістю керування.

У роботі [9] було зроблено висновок, що не зважаючи на ряд досліджень з питань, пов'язаних із стійкістю до перекидання важких транспортних засобів, поки що не існує моделі, яка б могла прогнозувати перекидання частково заповненої автоцистерни в зв'язку з її конфігурацією (наприклад, кількість складових, форма резервуара і т. інше). Більше того, стійкість автоцистерни із зміною напрямку руху потребує подальшого дослідження, оскільки єдина модель [5] вирішення такого роду задачі не виявила послідовності експериментальних і аналітичних результатів, особливо для резервуарів еліптичного перерізу.

Огляд літератури проведених робіт показує, що досліді стосовно динамічного впливу перетікання рідини на рухомі резервуари, зокрема автоцистерни, проведені у великій кількості і мають широке розмаїття щодо напрямлень, складності розрахунків, а також використання методів і теорій. При цьому можна зробити висновок, що поки не існує моделі, за допомогою якої можна прогнозувати стійкість автомобіля-цистерни у різних режимах руху.

Мета публікації полягає у визначенні показників стійкості автомобіля з частково заповненою цистерною у прямолінійному русі.

Об'єктом дослідження є показники стійкості частково заповненої цистерни у різних режимах руху. В роботі використано наступні **методи**: аналізу та узагальнення літературних джерел, математичне моделювання режимів руху частково заповненої цистерни, порівняльний аналіз показників стійкості автомобілів з жорстким та рідким вантажем.

Результати і пояснення. У процесі експлуатації автомобілів-цистерн за рахунок руху рідкого вантажу в цистерні досить важко забезпечити симетричність навантажень для правого й лівого бортів, що приводить до зміни положення центру мас (ексцентриситету центру мас) й істотній зміні параметрів його руху. Історично склалося так, що питання стійкості, як правило, вивчалися стосовно

автомобілів, що рухаються криволінійними траєкторіями. До розробки теорії повороту автомобіля з урахуванням відведення його коліс практично використовувалися лише оціночні параметри стійкості автомобіля при його круговому русі (критичні швидкості перекидання і занесення при круговому русі) і русі на дорогах з поперечним ухилом (критичні кути по перекиданню і бічному ковзанню на косогорі). Ці параметри оцінки застосовуються і зараз. І значно меншою мірою досліджено питання стійкості та керованості прямолінійного руху автомобіля. Вивчати власний рух найбільш зручно, коли основний рух у поперечному напрямку відсутній (тобто при прямолінійному русі), оскільки він визначається внутрішніми властивостями системи, а не видом траєкторії, близької до прямолінійної, причому швидкості руху за цих умов найбільші. Таким чином, найбільш важливим і одночасно більш доступним для дослідження є рух автомобіля на прямолінійних ділянках шляху. При прямолінійному або близькому до нього криволінійному русі поліпшення стійкості можна досягти шляхом повороту не тільки передніх, але і задніх коліс, які повертаються у ту ж сторону, що і передні керовані колеса. При цьому зменшується кривизна траєкторії автомобіля і відповідно зменшуються бічні сили, що діють на колеса усіх осей автомобіля.

Для математичного опису плоскопаралельного руху автомобіля-цистерни введемо наступні спрощення та припущення [10]:

- гіроскопічні моменти та неурівноважені моменти частин, які обертаються, не враховуються;
- в шарнірах рульового приводу відсутні люфти;
 - автомобіль рухається по рівній горизонтальній поверхні;
- розглядається плоска «велосипедна» схема автомобіля;
- кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс рівні між собою, тобто

$$\theta_3 = \theta_B = \theta \quad \text{і} \quad \varphi_3 = \varphi_2 = \varphi;$$

- основною траєкторією є траєкторія центра мас;
- взаємодія коліс з опорною поверхнею в бічному напрямку описується через реакцію полотна дороги як функція кута відведення нелінійною гіпотезою [10]:

$$Y = k_1 \delta^1 - k_2 \delta^3 + k_3 \delta^5 - \dots ;$$

- стабілізуючі моменти шин також описуються як нелінійна залежність від кута відведення

$$M_{ct} = \sigma_1 \delta^1 - \sigma_2 \delta^3 + \sigma_3 \delta^5 - \dots ,$$

де $k_1, k_2, k_3, \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – приведені характеристики шин коліс осі ККМ;

- моменти в'язкого тертя в рульовому керуванні пропорційні кутам повороту приведених коліс [6]:

$$M_1 = h_1 \times \dot{\theta} , \quad M_2 = h_2 \times \dot{\theta}$$

де h_1 і h_2 - коефіцієнти в'язкого тертя в деталях рульового керування;

- моменти пружності в рульовому керуванні передньої і задньої осі пропорційні кутам повороту приведених коліс:

$$M_{p1} = \chi_1 \times \dot{\theta} , \quad M_{p2} = \chi_2 \times \dot{\theta} ,$$

де χ_1 і χ_2 – коефіцієнти жорсткості рульового приводу.

З урахуванням вищенаведених припущень автомобіль-цистерну можна представити у вигляді, умовно розділеному на три модулі (ланки):

- передній керуючий колісний модуль (ККМ);
- остова автомобіля-цистерни з ведучою віссю;
- задній керуючий колісний модуль (ККМ).

Обидва ККМ мають по одному ступеню волі відносно остова автомобіля – поворот навколо приведених нахилених шворнів. Кути повороту обмежені відносно остова автомобіля зв'язками, що накладені рульовим керуванням, зокрема моментами пружності M_{p1} і M_{p2} та моментами в'язкого тертя M_{h1} і M_{h2} .

З метою спрощення наступних висновків не будемо враховувати масові і інерційні параметри переднього і заднього керованого модуля.

Для знаходження проєкцій швидкостей центрів мас переднього та заднього ККМ – V_0, U_0, V_1, U_1 , абсолютних кутових швидкостей ω_1, ω_2 , а також кутів бокового відведення приведених коліс δ_1 і δ_2 скористаємося схемами, приведеними на рис. 2.

$$\begin{aligned}
 & (m_1 + m + m_2)\dot{V} + (m_1c \sin \theta - m_2d \sin \varphi)\dot{\omega} + m_1c \sin \theta \cdot \ddot{\theta} + m_2d \sin \varphi \ddot{\varphi} - \omega u(m_1 + m + m_2) + \\
 & + m_1c(\omega + \dot{\omega})^2 \cos \theta + m_2(\omega - \dot{\varphi})^2 d \cos \varphi + \omega^2(m_2d - m_1a) = \\
 & = X_1 \cos \theta - Y_1 \sin \theta + X_2 + X_3 \cos \varphi + Y_3 \sin \varphi; \\
 & (m_1 + m + m_2)\dot{u} + [m_1(a - c \cos \theta) - m_2(b + d \cos \varphi)]\dot{\omega} - m_1c \cos \theta \ddot{\theta} + m_2d \cos \varphi \ddot{\varphi} + \omega V(m_1 + m + m_2) \\
 & + m_1c(\omega + \dot{\theta})^2 \sin \theta - m_2(\omega - \dot{\varphi})^2 d \sin \varphi = X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta + Y_2 + X_3 \sin \varphi + Y_3 \cos \varphi; \\
 & [I + m_1a(a - c \cos \theta) + m_2b(b + d \cos \theta)]\dot{\omega} - m_1ac \cos \theta \ddot{\theta} + (m_1a - m_2b)\dot{u} - m_2cd \cos \varphi \ddot{\varphi} + (m_1a - m_2b)\omega V \\
 & + m_1ac(\omega + \dot{\theta})^2 \sin \theta + m_2d(\omega - \dot{\varphi})^2 c \sin \varphi = a(X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta) + bY_2 + M_{p1} + M_{p2} + M_{h1} + M_{h2}; \\
 & (I_1 + m_1c^2)\ddot{\theta} - [I_1 + m_1c(c - a \cos \theta)]\dot{\omega} + m_1c \sin \theta \dot{V} - m_1c \cos \theta \cdot \dot{u} - m_1c\omega(u + \omega a) \sin \theta - m_1c\omega V \cos \theta = \\
 & = -cY_1 - M_{cT1} - M_{p1} - M_{h1}; \\
 & [I_2 + m_2d^2]\ddot{\varphi} - [I_2 + m_2d(d + v \cos \varphi)]\dot{\omega} + m_2d\dot{V} \sin \varphi + m_2d\dot{u} \cos \varphi + m_2d\omega V \cos \varphi - \\
 & - m_2d(u - \omega v)\omega \sin \varphi = L_1Y_3 - M_{cT2} - M_{p2} - M_{h2}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

m, m_1, m_2 ; I, I_1, I_2 – маса і момент інерції автомобіля-цистерни, переднього і заднього керованого колісного модуля;

a, b – відстань від центру мас автомобіля до передньої і задньої осі;

c, d – винос переднього і заднього керованих коліс;

l – відстань від ведучої до задньої осі автомобіля;

L_1 – відстань від центру мас до задньої осі автомобіля;

v, u, ω – поздовжня, поперечна і кутова швидкості автомобіля;

θ і φ – кути повороту переднього і заднього ККМ;

$X_1, X_2, X_3; Y_1, Y_2, Y_3$ – поздовжні і бічні сили на колесах осей автомобіля

Дослідимо плоскопаралельний рух одноколісної (велосипедної) моделі тривісного автомобіля, вид якого в плані показаний на рис. 1.

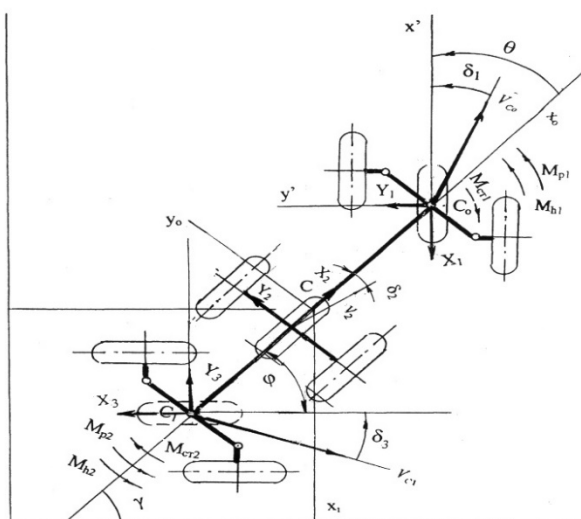


Рисунок 1 – Розрахункова схема тривісного автомобіля-цистерни на повороті [11]

Figure 1 – Calculation diagram of a three-axle tank truck on a turn [11]

Диференціальні рівняння (1) з урахуванням ексцентриситету центру мас для визначення невідомих функцій v, u, ω, φ записані у вигляді [11]:

- для змінної v

$$(m + m_1)\dot{v} - m_1(d_1 \sin \varphi + \varepsilon)\dot{\omega} + m_1 d \sin \varphi \ddot{\varphi} = (m_1 + m)\omega u - m_1 c \omega^2 - m_1 d_1 \cos \varphi \times (\omega - \varphi)^2 + X_1 \cos \theta - Y_1 \sin \theta + X_2 + X_3 \cos \varphi + Y_3 \sin \varphi; \quad (2)$$

- для змінної u

$$(m + m_1)\dot{u} - m_1(c_1 + d_1 \cos \varphi + \varepsilon_1 \sin \varphi)\dot{\omega} + m_1 d_1 \cos \varphi \ddot{\varphi} = -(m_1 + m)\omega v + m_1 \varepsilon \omega^2 + m_1(d_1 \sin \varphi - \varepsilon \cos \varphi) \times (\omega - \varphi)^2 + X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta + Y_2 - X_3 \sin \varphi + Y_3 \cos \varphi; \quad (3)$$

- для змінної ω

$$\{I + m_1[c^2 + \varepsilon^2 + c d_1 \cos \varphi]\dot{\omega} - m_1 \varepsilon \dot{v} - m_1 c \dot{u} - m_1 c d_1 \cos \varphi \ddot{\varphi} = m_1 c v \omega - m_1 \varepsilon u \omega - m_1 c d_1 \times \sin \varphi \times (\omega - \varphi)^2 + X_1(a \sin \theta - \varepsilon \cos \theta) + Y_1(a \cos \theta + \varepsilon \sin \theta) - X_2 \varepsilon - Y_2 b + X_3(c \sin \varphi - \varepsilon \cos \varphi) - Y_3(c \cos \varphi + \varepsilon \sin \varphi); \quad (4)$$

- для змінної φ

$$m_1 d_1^2 \ddot{\varphi} - (I_1 + m_1 d_1^2 + \varepsilon d_1 \sin \varphi)\dot{\omega} + m_1 d_1 \sin \varphi \dot{v} + m_1 d_1 \cos \varphi \dot{u} = m_1(d_1 \sin \varphi - \varepsilon \cos \varphi)\omega u - m_1(d \cos \varphi + \sin \varphi)v \omega - m_1[c d_1 \sin \varphi - \varepsilon d_1 \cos \varphi]\omega^2 - L_1(X_3 \sin \varphi - Y_3 \cos \varphi) \quad (5)$$

Щоб оцінити вплив ексцентриситету центру мас автомобіля-цистерни ε , розглянемо рівняння, яке можна отримати при $c \neq 0$ з (2) і (3), помноживши (2) на c і склавши з (3):

$$\{I + m_1 \varepsilon d_1 \sin \varphi\}\dot{\omega} + m_1 c \dot{u} - m_1 \varepsilon \dot{v} - m_1 \varepsilon d_1 \sin \varphi \ddot{\varphi} = -m_1 c v \omega + m_1 c \varepsilon \omega^2 - m_1 \varepsilon u \omega + m_1 \varepsilon d_1 \cos \varphi (\omega - \varphi)^2 + X_1[(a + c) \sin \theta - \varepsilon \cos \theta] + Y_1[(a + c) \cos \theta + \varepsilon \sin \theta] - Y_2(b - c) - \varepsilon X_3. \quad (6)$$

При $\varepsilon=0$ рівняння (6) істотно спрощується:

$$I \dot{\omega} + m c (\dot{u} + v \omega) = (a + c)(X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta) - (b - c) Y_2 \quad (7)$$

Якщо $c=0$, то зв'язки між змінними v, u, ω, φ системи (2) – (5) значно слабшають, хоча й не губляться. Найбільш істотні зміни перетерплює рівняння (4), що у цьому випадку приймає вигляд

$$(I + m_1 \varepsilon^2)\dot{\omega} = m_1 \varepsilon \dot{v} - m_1 \varepsilon u \omega + m_1 \varepsilon d_1 \omega^2 + X_1(a \sin \theta - \varepsilon \cos \theta) + Y_1(a \cos \theta + \sin \theta) - X_2 \varepsilon - Y_2 b - \varepsilon X_3. \quad (8)$$

Якщо до того ж й $\varepsilon = 0$, з (7) маємо

$$I \dot{\omega} = a(X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta) - Y_2 b \quad (9)$$

Наявність ексцентриситету ε порушує непарність функцій $\delta_i = \delta_i(\theta, u, \omega, \varphi)$. Але й при $\varepsilon = 0$ система диференціальних рівнянь (2-5) для знаходження значень $v(t), u(t), \omega(t)$ перестає бути симетричною через змінну v , тому що $v \in R^+$, а інші величини u, ω є знакозмінними. Якщо в диференціальних рівняннях для знаходження величин u, ω покласти $X_1 = X_2 = X_3 = 0$, то навіть при $\varepsilon = 0$ система втрачає симетричність, тому що тільки X_2 парним чином залежить від u, ω .

При зсуві центра мас автомобіля-цистерни в зовнішню щодо миттєвого центра його повороту (вправо при повороті автомобіля вліво й уліво при правобічному повороті автомобіля) область припустимих значень кута θ за одних і тих же значень кутової чи бічної швидкості центра мас різко звужується. При цьому при $\varepsilon = 0,2$ значення швидкості v_{**} руху, за якої криві $\omega(\theta)$ повертають в другу сторону при $\varepsilon = 0$ лежать в інтервалі (8,5 м/с; 10,3 м/с), рис.2, тоді як для $\varepsilon = 0$ вони лежать в інтервалі 15,3 м/с; 17,4 м/с.

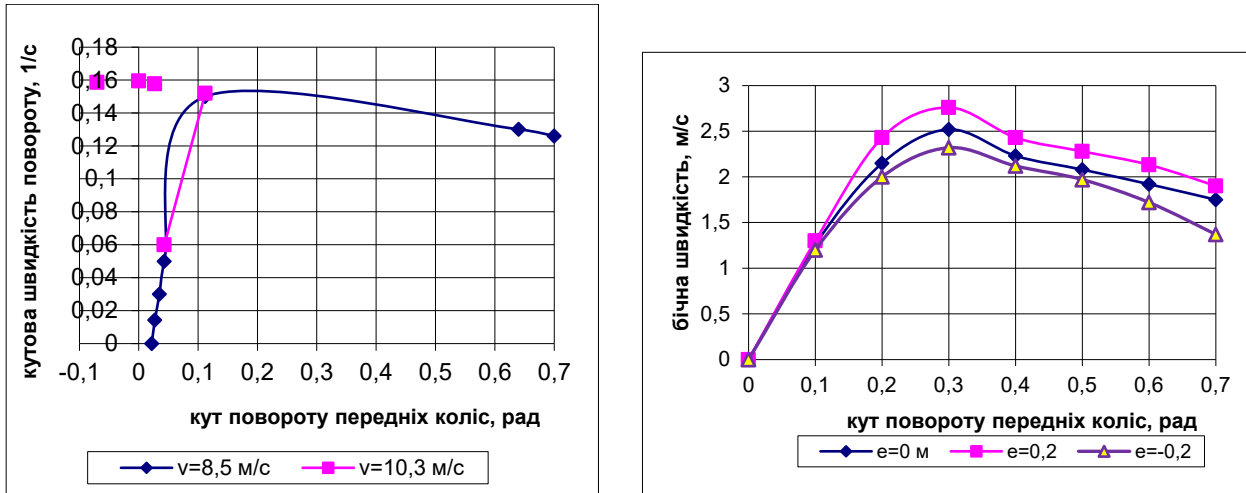


Рисунок 2 - Залежність кутової (а) і бічної (б) швидкості повороту автомобіля від кута повороту передніх керованих коліс і ексцентриситету його центра мас

Figure 2 - Dependence of the angular (a) and lateral (b) turning speed of the car from the angle of rotation of the front steered wheels and the eccentricity of its center of mass

Пояснюється це характером зміни кутів відведення на колесах осей автобуса, рис. 3.

Зважаючи на те, що кути відведення визначають собою величину бічної сили, що діє на окремі осі автомобіля, то застосування керованих коліс задньої осі і в цьому випадку призведе до поліпшення стійкості автомобіля-цистерни за рахунок зменшення як кутової, так і бічної швидкості центра мас автомобіля, а відповідно і бічних прискорень.

Застосування переднього і заднього колісного керуючого модуля призводить до поліпшення показників маневреності і стійкості руху автомобіля-цистерни. У роботі [11] показано, що ефективність застосування переднього і заднього керуючого модуля у значній мірі залежить від закону управління колесами заднього керуючого модуля, який би не тільки поліпшував показники маневреності автобуса, а й забезпечував би і стійкість його руху. Визначений у цій роботі закон управління заднього керуючого колісного модуля записано у вигляді

$$h = -\frac{k_1}{k_2} - \frac{k_2 L_1 l (c - b) + [m a L_1 + m_1 b_1 (a + c)] v^2}{k_1 L_1 l (a + c) + [m b L_1 - m_1 b_1 (c - b)] v^2}, \quad (10)$$

де k_1, k_2 – кути відведення коліс передньої і ведучої осі автомобіля-цистерни;
 L_1, l – відстань від центра мас до задньої осі автомобіля.

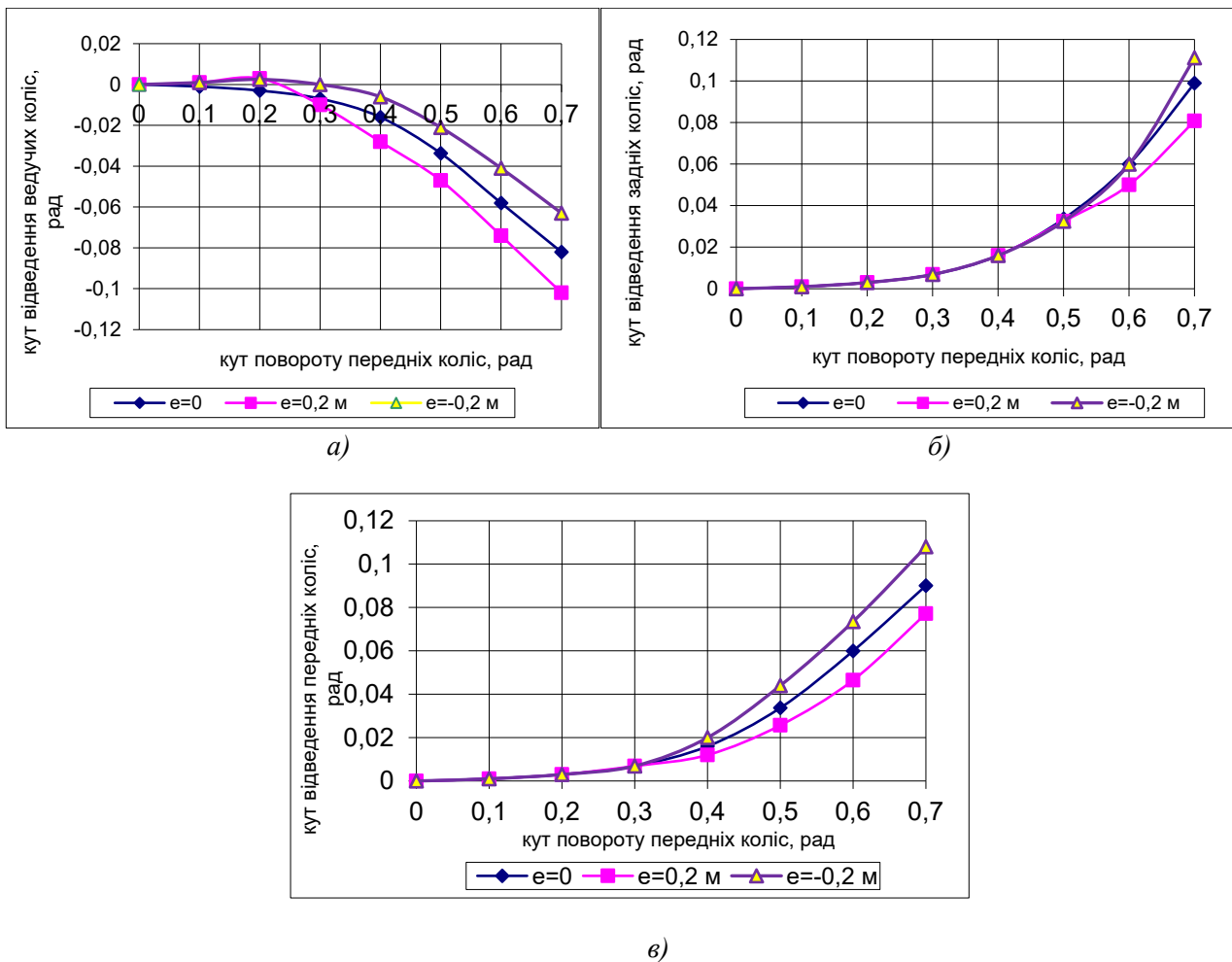


Рисунок 3 - Залежність кутів відведення коліс осей автомобіля від кута повороту керованих коліс передньої осі

Figure 3 - Dependence of the angle of departure of the wheels of the car axles from the angle rotation of the steered wheels of the front axle

Ефективність запропонованого закону управління визначається тим, що вписуваність у поворот автомобіля-цистерни з передньою та задньою керованими осями краще, ніж тільки з передньою керованою віссю, рис. 4. Цю ефективність можна оцінити відносно різницею у відсотках значень радіусу повороту при тільки передній керованій осі та керованій передній і задній осях автобуса:

$$\delta R = \frac{\left. R \right|_{h=0} - \left. R \right|_{h \neq 0}}{\left. R \right|_{h=0}} 100 \%$$

де $\left. R \right|_{h=0; h \neq 0}$ - радіус повороту автомобіля-цистерни тільки з переднім ККМ ($h=0$) і переднім і заднім ККМ ($h \neq 0$)

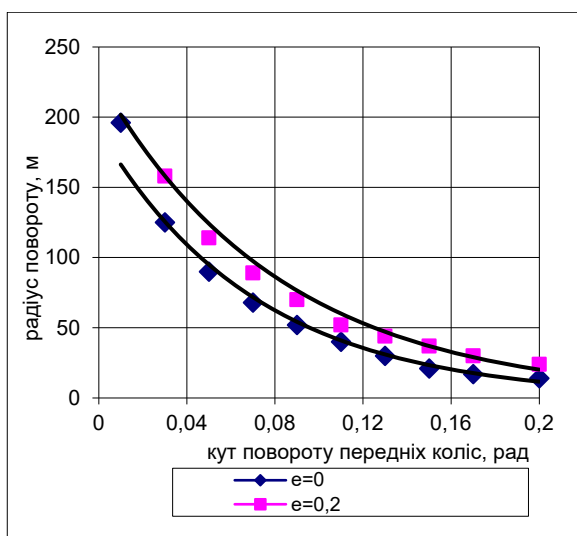


Рисунок 4 – Залежність радіусу повороту автомобіля з переднім і заднім ККМ за відсутності і наявності зміщення центру мас за швидкості 20 м/с

Figure 4 – Dependence of the turning radius of a car with front and rear KKM in the absence and presence of a displacement of the center of mass at a speed of 20 m/s

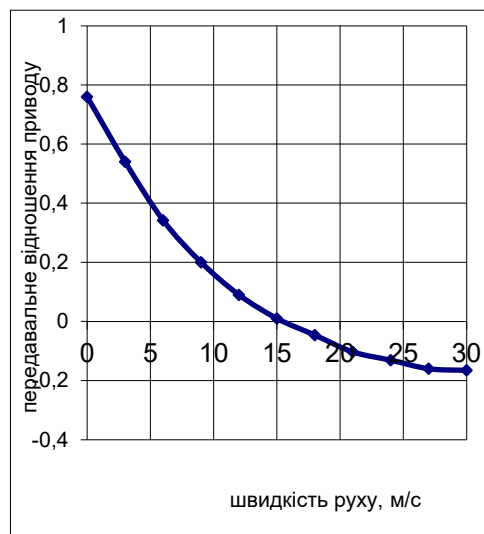


Рисунок 5 - Залежність передавального відношення приводу управління заднім ККМ автомобіля-цистерни від швидкості його руху

Figur5 – Dependence of the transmission ratio of the control drive the rear KKM of the tank car on its speed of movement

При зміні θ величина δR змінюється в межах від 20% до 30%, збільшуючи в середньому радіус повороту автомобіля-цистерни на 25%, що призводить до збільшення його критичної швидкості руху, рис. 6. Збільшення радіусу повороту автомобіля з урахуванням зміщення центру мас пояснюється характером зміни передавального відношення приводу управління заднім ККМ, рис. 5. У результаті збільшення радіусу повороту збільшується і критична швидкість руху автомобіля-цистерни, при цьому важливим є також форма поперечного перерізу цистерни. На рис. 6 наведена критична швидкість руху автомобіля за різної форми поперечного перерізу цистерни за умови роботи переднього і заднього ККМ.

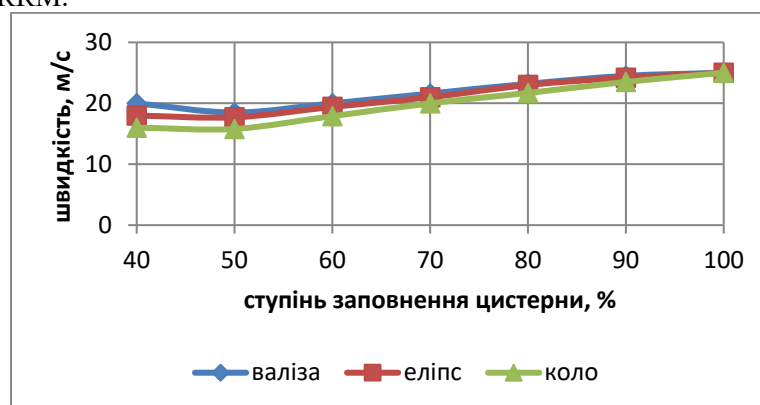


Рисунок 6 – Залежність критичної швидкості руху автомобіля за різної форми поперечного перерізу цистерни за умови роботи переднього і заднього ККМ

Figure 6 – Dependence of the critical speed of the car with different shapes of the cross-section of the tank under the condition of operation of the front and rear KKM

Аналіз рис. 6 показує, що найбільш небезпечним за критичною швидкістю руху є заповнення цистерни на 50%. При цьому кращим із поперечних перерізів цистерни є її форма у вигляді валізи. Отримані значення добре узгоджуються з результатами робіт [1] і пояснюються характером розбризкування рідини в середині цистерни при різному її заповненні. Заповнення цистерни на 50% слід уникати при експлуатації автомобілів-цистерн.

Висновки та рекомендації

1. Для визначення стійкості руху автомобіля з частково заповненою цистерною запропоновано у рівняння плоскопаралельного руху вводити зміщення центру мас (ексцентриситет) обумовлене рухом рідкого вантажу всередині цистерни.

2. Показано, що при зсуві центра мас автомобіля-цистерни в зовнішню щодо миттєвого центра його повороту (вправо при повороті автомобіля вліво й уліво при правобічному повороті автомобіля) область припустимих значень кута повороту передніх коліс θ за одних і тих же значень кутової чи бічної швидкості центра мас різко звужується. При цьому при $\varepsilon = 0, 2$ значення швидкості v_{**} руху, за якої криві $\omega(\theta)$ повертають в другу сторону при $\varepsilon = 0, 2$ лежать в інтервалі (8,5 м/с; 10,3 м/с), тоді як для $\varepsilon = 0$ вони лежать в інтервалі 15,3 м/с; 17,4 м/с.

3. Показано, що застосування переднього і заднього колісного керуючого модуля призводить до поліпшення показників маневреності і стійкості руху автомобіля-цистерни. При цьому ефективність такого застосування у значній мірі залежить від закону управління колесами заднього керуючого модуля, для якого визначений закон управління.

4. Встановлено, що при зміні кута повороту переднього і заднього ККМ за визначеним законом управління за швидкості, що перевищує 15,2 м/с, приріст радіусу повороту лежить в межах 20...30%, що призводить до збільшення критичної швидкості руху і стійкості руху автомобіля-цистерни.

5. Встановлено, що найбільш небезпечним за критичною швидкістю руху є заповнення цистерни на 50%. При цьому кращим із поперечних перерізів цистерни є її форма у вигляді валізи.

Перелік посилань

1. Xue-lian Zheng, Hao Zhang, Yuan-yuan Ren, Ze-hong Wei and Xi-gang Song. Rollover stability analysis of tankvehicles based on the solution of liquidsloshing in partially filled tanks//Advances in Mechanical Engineering2017, Vol. 9(6) 1–26

DOI: 10.1177/1687814017703894

2. Wuhong W, Wei Z, Hongwei G, et al. A safety-basedbehavioural approaching model with various drivingcharacteristics. Transport Res C: Emer 2011; 19:1202–1214.

<https://doi.org/10.1177/1687814017703894>

3. [Tran Van Nhu](#), [Nguyen Xuan Ngoc](#), [Vu Van Tan](#), [Dang Tien Phuc](#) Rollover stability analysis of liquid tank truck taking into account the road profiles//[Journal of Applied Engineering Science](#) 2022, vol. 20, br. 4, str. 1133-1142. DOI: [10.5937/jaes0-36578](#)

4. M.F. Younes, Y.K. Younes, M. El-Madah, I.M. Ibrahim, E.H. El-Dannanh An experimental investigation of hydrodynamic damping due to vertical baffle arrangements in a rectangular tank//Proc. IMechE. Part M: J. Eng. Maritime Environ., 221 (2007), pp. 115-123.

DOI:[10.1243/14750902JEMES9](#)

5. Yukun Chen, Zehong Deng, Yueshe Wang FREE LIQUID SURFACE SLOSHING IN A TANK OF A MOVING VEHICLE AND ITS SUPPRESSION//InterfacPhenomHeatTransfer. Volume 8, Issue 2, 2020, pp. 147-163

DOI: 10.1615/InterfacPhenomHeatTransfer.2020034199

6. Theory and experiments on driving stability of tank trucks under dangerous working conditions/

- Di Yu , Xiansheng Li , Hongfei Liu , Yuanyuan Ren , Jianghui Dong , Liping Wang//Journal of Vibroengineering, Vol. 17, Issue 5, 2015, p. 2521-2534.
<https://www.google.com/search?client=firefox-b-d&q=the+stability+of+tank+vehicles>
7. Rakheja, S. and Ranganathan, R., Estimation of the Rollover Threshold of Heavy Vehicles Carrying Liquid Cargo: a Simplified Approach, Heavy Vehicle Systems, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 1, No. 1 pp. 79-98, 1993
https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1993_207_185_02
8. Rakheja, S., Estimation of Rollover Threshold of Partially Filled Tank Trucks. Pro. Inst. Mech. Engrs, Vol. 205, Part D: Journal of Automobile Engineering, pp. 69-71, 1991
https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1993_207_185_02
9. Bohn, P. F., Butler, M. C. and Dunkle, H. D. et al., Computer Simulation of the Effect of Cargo Shifting on Articulated Vehicles Performing Braking and Cornering Maneuvers, Vol. 1, Executive Summary, The John Hopkins University, May 1981
<https://trid.trb.org/view/172290>.
10. Шарнірно-зчленовані автобуси. Маневреність та стійкість: монографія//В.П. Сахно, В.М. Поляков, С.М. Шарай, І.С. Мурований, О.Є. Омельницькій. –Луцьк :ІВВ Луцького НТУ, 2021. - 288 с. ISBN 978-617-672-243-4.
11. Сахно В.П. До визначення параметрів закону управління причіпною ланкою шарнірно-зчленованого автобуса особливо великої місткості/ В.П.Сахно, О.А. Веремчук, М.І. Загороднов, В.М. Сондак В.М. // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2003. Окремий випуск №6. С.145-150.

ON THE QUESTION OF CREATING A TRAILER BUS TRAIN

Sakhno Volodymyr P., Honored Worker of Education of Ukraine, Doctor of Engineering Sciences, Professor, National Transport University, Head of Automobiles Department, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, +38 0676655344, <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>,
<https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=7003877014>
<https://www.webofscience.com/wos/author/record/25153362>

Popelych Denis M., magistr of transport, National Transport University, postgraduate student of Automobiles Department, e-mail: popelish@ukr.net, тел. +380677921408
<https://orcid.org/0000-0001-9506-6421>

Summary. The free flow of liquid in a partially filled mobile tank truck exerts significant forces and moments on the container shell, which, in turn, negatively affects the stability of the vehicle's movement. Most of the existing theories of fluid motion are based on assumptions about an inviscid and incompressible fluid, which has a velocity field potential that oscillates within small amplitudes commensurate with the size of the reservoir and the depth of the flow. The dynamic analysis of vehicles with partially filled tanks has been considered in relatively few studies due to the complexities involved in modeling the dynamic behavior of the fluid inside the moving tanks and the interactions with the vehicles. Simplified approaches for estimating rollover threshold values for partially loaded motor vehicles were also investigated using transverse plane moment equilibrium. These studies have shown that tank geometry is an important factor affecting the lateral movement of cargo and therefore the controllability and stability of partially filled tanks. The paper proposes an approach for determining the stability of the movement of partially filled tanks, which is based on the use of the displacement of the center of mass of the liquid cargo as the main disturbing factor. At the same time, it is shown that the use of the front and rear wheel control module leads to an improvement in the maneuverability and stability of the tank car, and the effectiveness of such application largely depends on the wheel control law of the rear control module, for which the control law is defined. It was established that when changing the angle of rotation of the front and rear steering wheel modules according to the specified control law at speeds exceeding 15.2 m/s, the increase in the turning radius is within 20...30%.

which leads to an increase in the critical speed of movement and stability movement of a tank car. At the same time, the most dangerous in terms of the critical speed of movement is filling the tank by 50%, which must be taken into account when operating tank cars.

Key words: tank car, filling, liquid cargo, steering wheel module, eccentricity, speed, stability.

References

1. Xue-lian Zheng, Hao Zhang, Yuan-yuan Ren, Ze-hong Wei and Xi-gang Song. Rollover stability analysis of tank vehicles based on the solution of liquid sloshing in partially filled tanks//Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(6) 1–26
DOI: 10.1177/1687814017703894
2. Wuhong W, Wei Z, Hongwei G, et al. A safety-based behavioural approaching model with various driving characteristics. Transport Res C: Emer 2011; 19:1202–1214.
<https://doi.org/10.1177/1687814017703894>
3. [Tran Van Nhu](#), [Nguyen Xuan Ngoc](#), [Vu Van Tan](#), [Dang Tien Phuc](#) Rollover stability analysis of liquid tank truck taking into account the road profiles//[Journal of Applied Engineering Science](#) 2022, vol. 20, br. 4, str. 1133-1142. DOI: [10.5937/jaes0-36578](#)
4. M.F. Younes, Y.K. Younes, M. El-Madah, I.M. Ibrahim, E.H. El-Dannan
An experimental investigation of hydrodynamic damping due to vertical baffle arrangements in a rectangular tank//Proc. IMechE. Part M: J. Eng. Maritime Environ., 221 (2007), pp. 115-123
DOI: [10.1243/14750902JEME59](#)
5. Yukun Chen, Zehong Deng, Yueshe Wang FREE LIQUID SURFACE SLOSHING IN A TANK OF A MOVING VEHICLE AND ITS SUPPRESSION//InterfacPhenomHeatTransfer. Volume 8, Issue 2, 2020, pp. 147-163. DOI: 10.1615/InterfacPhenomHeatTransfer.2020034199
6. Theory and experiments on driving stability of tank trucks under dangerous working conditions/
Di Yu , Xiansheng Li , Hongfei Liu , Yuanyuan Ren , Jianghui Dong , Liping Wang//Journal of Vibroengineering, Vol. 17, Issue 5, 2015, p. 2521-2534.
<https://www.google.com/search?client=firefox-b-d&q=the+stability+of+tank+vehicles>
7. Rakheja, S. and Ranganathan, R., Estimation of the Rollover Threshold of Heavy Vehicles Carrying Liquid Cargo: a Simplified Approach, Heavy Vehicle Systems, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 1, No. 1 pp. 79-98, 1993. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1993_207_185_02
8. Rakheja, S., Estimation of Rollover Threshold of Partially Filled Tank Trucks. Pro. Inst. Mech. Engrs, Vol. 205, Part D: Journal of Automobile Engineering, pp. 69-71, 1991
https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1993_207_185_02
9. Bohn, P. F., Butler, M. C. and Dunkle, H. D. et al., Computer Simulation of the Effect of Cargo Shifting on Articulated Vehicles Performing Braking and Cornering Maneuvers, Vol. 1, Executive Summary, The John Hopkins University, May 1981. <https://trid.trb.org/view/172290>.
10. Articulated buses. Maneuverability and stability: a monograph//V.P. Sakhno, V.M. Polyakov, S.M. Sharay, I.S. Murovany, O.E. Omelnytskyi. – Lutsk: Lutsk National Technical University, 2021. - 288 p. ISBN 978-617-672-243-4.
11. Sakhno V.P. To determine the parameters of the control law of the trailing link of an articulated bus of particularly large capacity/ V.P. Sakhno, O.A. Veremchuk, M.I. Zagorodnov, V.M. Sondak V.M. // Highway of Ukraine. Installment. Herald of the Central TAU TAU. -2003. Separate issue №6. P.145-150.