

## ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОВНОПРИВІДНИХ АВТОМОБІЛІВ ПРОТИ ЗАНОСУ НА ДОРОЗІ З НИЗЬКИМ КОЕФІЦІЄНТОМ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З ДОРОГОЮ

Кайдалов Р.О., д.т.н., доц., Літвінов О.В., к.т.н., Кудімов С.А., ад'юнкт.  
Національна академія Національної гвардії України

Подригало М.А., д.т.н., проф.

Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка

*В даній статті запропоновано підхід до забезпечення стійкості руху при розгоні повнопривідного автомобіля на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. Описаний підхід базується на перерозподілі величин крутних моментів між осями автомобіля. Наведені аналітичні залежності прискорення автомобіля від швидкості. Запропонована методика вибору коефіцієнта розподілу дотичної реакції дороги між передніми та задніми колесами для руху на дорогах з найменш можливим коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою.*

**Введення.** Повнопривідні автомобілі, як показали раніше проведенні дослідження, володіють високою стійкістю проти бокового заносу. Однак при зменшенні коефіцієнту зчеплення коліс автомобіля з дорогою (мокра або засніжена, обледеніла дорога) показники курсової стійкості в значному ступені зменшуються, що може привести до заносу вказаних автомобілів. Рішення задачі по підвищенню курсової стійкості особливо актуальна для повнопривідних автомобілів, які використовуються в Національній гвардії України та інших силових структурах в різних дорожніх умовах.

В даній статті визначені можливі шляхи підвищення курсової стійкості повнопривідних автомобілів на дорозі з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою та надані конкретні рекомендації по реалізації поставленої задачі.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Для оцінки курсової стійкості автомобіля проти заносу в роботах [1,2] використовується показник – коефіцієнт стійкості, який являє собою відношення моменту опору боковому заносу задньої вісі до моменту, який збуджує вказаний занос

$$K_{cm} = \frac{M_{stab}}{M_{zbyd}} = \frac{b R_{\delta 2max}}{a R_{\delta 1max}}, \quad (1)$$

де:  $M_{stab}; M_{zbyd}$  – стабілізуючий та збуджуючий момент, виникаючий при появі тенденції автомобіля до заносу;

$$M_{\text{стаб}} = R_{\delta 2 \max} \cdot b; \quad (2)$$

$$M_{\text{збюд}} = R_{\delta 1 \max} \cdot a; \quad (3)$$

де:  $a; b$  – відстань від передньої і задньої осей автомобіля до проекції центра мас на горизонтальну площину, що проходить через вказані вісі;

$$a + b = L; \quad (4)$$

де:  $L$  – поздовжня колісна база.

$R_{\delta 2 \max}; R_{\delta 1 \max}$  – максимальні сумарні за умовою зчеплення коліс з дорогою бокові реакції на передній та задній вісі автомобіля.

В роботах [1-3] визначена залежність коефіцієнта стійкості  $K_{cm}$  від геометричних, силових, швидкісних параметрів та швидкості автомобіля яка має наступний вигляд

$$K_{cm} = \sqrt{\frac{\varphi^2 \left[ g \frac{b}{L} + \left( \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 + \dot{V}_a \right) \frac{h - r_d}{L} \right]^2 - (1 - K_R)^2 \frac{b^2}{a^2} \left( \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 + \dot{V}_a \right)^2}{\varphi^2 \left[ g \frac{b}{L} - \left( \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 + \dot{V}_a \right) \frac{h - r_d}{L} \right]^2 - K_R^2 \left( \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 + \dot{V}_a \right)^2}}, \quad (5)$$

де:  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $\dot{V}_a$  – лінійне прискорення автомобіля;  $C_x$  – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;  $\rho$  – щільність повітря;  $F$  – площа лобового перетину (міделю) автомобіля;  $m_a$  – маса автомобіля;  $h$  – висота центра мас автомобіля;  $r_d$  – динамічний радіус коліс автомобіля;  $K_R$  – коефіцієнт розподілу сумарної дотичної реакції на передню вісь

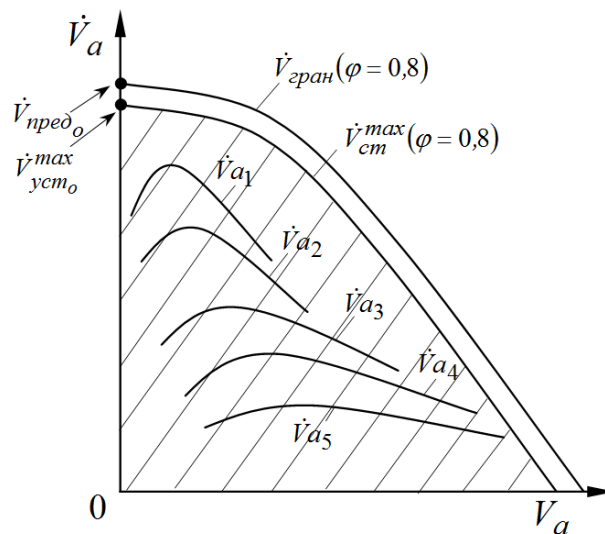
$$K_R = \frac{R_{K_1}}{R_{K_1} + R_{K_2}}; \quad (6)$$

$R_{K_1}; R_{K_2}$  – сумарні дотичні реакції дороги на колеса передньої і задньої осей.

В роботах [1,2,3], з умови забезпечення  $K_{cm} \geq 1$  отримана залежність для визначення максимального за умовою стійкості прискорення автомобіля

$$\dot{V}_{cm}^{\max} = \frac{\varphi^2 g \frac{b}{a} \frac{h-r_d}{L}}{0,5 \left( \frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \left[ K_R^2 - \left( \varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2 \right] - \frac{b^2}{a^2} (K_R - 0,5)} - \frac{C_x}{2m_a} \rho F V_a^2. \quad (7)$$

При  $\dot{V}_a \leq \dot{V}_{cm}^{\max}$  рух автомобіля стійкий [1,2,3] а при  $\dot{V}_a \geq \dot{V}_{cm}^{\max}$  – нестійке [1,2,3]. На рис.1 представлені графіки залежності  $\dot{V}_a(V_a)$  для повнопривідного автомобіля. Заштрихована область нижче кривої  $\dot{V}_{cm}^{\max}(V_a)$  – відповідає зоні стійкого руху, а область вище вказаної кривої – зони нестійкого руху.



$\dot{V}_{a1}; \dot{V}_{a2}; \dot{V}_{a3}; \dot{V}_{a4}; \dot{V}_{a5}$  – прискорення автомобіля на різних передачах;  $\dot{V}_{гран}(V_a)$  – залежність граничного за умовою зчеплення ( $\varphi = 0,8$ ) прискорення від швидкості;  $\dot{V}_{см}^{\max}(V_a)$  – залежність від швидкості максимальної за умови стійкості прискорення автомобіля (при  $\varphi = 0,8$  – сухий асфальт).

Рис. 1. – Залежність  $\dot{V}_a(V_a)$  для повнопривідного автомобіля (зона стійкого руху заштрихована)

На вказаному графіку також приведена залежність граничного за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою прискорення від швидкості автомобіля, отримана в роботах [2-4]

$$\dot{V}_{гран} = \varphi g - \frac{C_x}{2m_a} \rho F V_a^2. \quad (8)$$

В роботі [5] доказано, що для отримання  $K_{cm} = 1$  необхідно здійснювати регулювання перерозподілу сумарної дотичної реакції дороги на передню вісь по закону

$$K_R^{id} = \frac{1 - \sqrt{1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \left(1 - \varphi^2 \frac{h - r_d}{b} \left[ \frac{2g \frac{a}{L}}{\dot{V}_a + \frac{Cx\rho F}{2m_a} V_a^2} - \frac{h - r_d}{L} \left(1 - \frac{a}{b}\right)\right] \right)}}{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \quad (9)$$

З рівнянь (7) та (8) видно, що зі зменшенням коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  відбувається зміщення графіків  $\dot{V}_{cm}^{max}(V_a), \dot{V}_{zpan}(V_a)$  донизу, що при певному значенні  $\varphi = \varphi_2$  призведе до попадання дійсних прискорень  $\dot{V}_a$  автомобіля в нестійку зону. Дані обставини й визначають необхідність проведення дійсного дослідження.

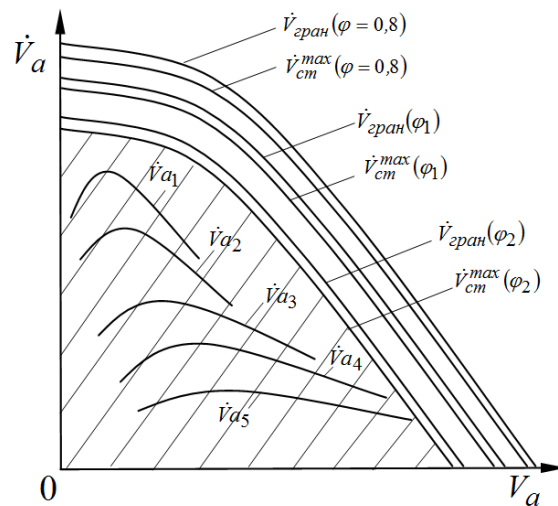


Рис. 2 – Зміна зони стійкого руху повнопривідного автомобіля при зменшенні коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою  $\varphi_2 < \varphi_1 < 0,8$

**Мета та постановка завдання дослідження.** Метою дослідження є забезпечення курсової стійкості повнопривідних автомобілів на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою шляхом раціонального вибору розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- отримати аналітичні залежності лінійного прискорення від швидкості автомобіля на різних передачах;
- визначити раціональний розподіл дотичних реакцій між осями автомобіля за умови забезпечення стійкості автомобіля на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою.

**Визначення аналітичної залежності прискорення автомобіля від швидкості.** Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного двигуна використовується емпірична залежність запропонована С.Р.Лейдерманом [6]

$$Ne = N_{e \max} \left( A_1 \frac{\omega_e}{\omega_N} + A_2 \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} - \frac{\omega_e^3}{\omega_N^3} \right), \quad (10)$$

де:  $N_{e \max}$  – максимальна ефективна потужність двигуна;  $\omega_N$  – кутова швидкість колінчатого вала при  $Ne = N_{e \max}$ ;  $\dot{V}_a$  – лінійне прискорення автомобіля;  $A_1, A_2$  – емпіричні коефіцієнти [6] таблиця 1.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів  $A_1, A_2$

Тип двигуна	Коефіцієнт	
	$A_1$	$A_2$
Карбюраторний	1	1
Дизель з прямоструменевим розпилюванням	0,5	1,5
Дизель з передкамерою	0,6	1,4
Дизель з вихровою камерою	0,7	1,3

Ефективний крутний момент двигуна внутрішнього згорання

$$Me = \frac{Ne}{\omega_e} = \frac{N_{e \max}}{\omega_N} \left( A_1 + A_2 \frac{\omega_e}{\omega_N} - \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} \right). \quad (11)$$

Тягова сила на ведучих колесах автомобіля

$$P_k = Me \cdot \eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_k \frac{u_k}{r_d}, \quad (12)$$

де:  $\eta_{mp}$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії;  $u_k; u_o$  – передаточні числа головної передачі і коробки передач автомобіля.

З рівняння динаміки поступального руху визначимо прискорення автомобіля

$$\dot{V}_a = \frac{P_k - m_a g \psi - 0,5 C_x \rho F V_a^2}{m_a \delta_{ep}}, \quad (13)$$

де:  $\psi$  – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;  $\delta_{ep}$  – коефіцієнт врахування обертових мас трансмісії та двигуна.

Вираз (13) з врахуванням співвідношення (12) прийме вигляд

$$\dot{V}_a = \frac{Me \cdot \eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_\kappa}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d} - \frac{g}{\delta_{ep}} \psi - \frac{Cx\rho F}{2m_a \delta_{ep}} V_a^2. \quad (14)$$

Між кутовою швидкістю  $\omega_e$  та лінійним прискоренням існує взаємозалежність

$$\omega_e = \frac{V_a \cdot u_o \cdot u_\kappa}{r_\kappa}, \quad (15)$$

де:  $r_\kappa$  – кінематичний радіус колеса автомобіля.

Рівняння (14) після підстановки в нього співвідношення (10) з врахуванням (15) прийме вигляд

$$\begin{aligned} \dot{V}_a = & \frac{N_{e \max}}{\omega_N} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_\kappa}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d} A_1 - \frac{g}{\delta_{ep}} \psi + \frac{N_{e \max}}{\omega_N^2} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^2 \cdot u_\kappa^2}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d \cdot r_\kappa} A_2 V_a - \\ & - \left( \frac{N_{e \max}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^3 \cdot u_\kappa^3}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d \cdot r_\kappa} + \frac{Cx\rho F}{2m_a \delta_{ep}} \right) V_a^2. \end{aligned} \quad (16)$$

Рівняння (16) представляє собою квадратну параболу вигляду

$$\dot{V}_a = A + BV_a - CV_a^2, \quad (17)$$

де: А,В,С – коефіцієнти:

$$A = \frac{N_{e \max}}{\omega_N} A_1 \frac{\eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_\kappa}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d} - \frac{g}{\delta_{ep}} \psi; \quad (18)$$

$$B = \frac{N_{e \max}}{\omega_N^2} A_2 \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^2 \cdot u_\kappa^2}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d \cdot r_\kappa}; \quad (19)$$

$$C = \frac{N_{e \max}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^3 \cdot u_\kappa^3}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d \cdot r_\kappa} + \frac{Cx\rho F}{2m_a \delta_{ep}}. \quad (20)$$

Значення коефіцієнтів А,В і С збільшуються зі збільшенням передаточного числа коробки перемикання передач  $u_\kappa$ . При цьому збільшується й лінійне прискорення  $\dot{V}_a$  автомобіля.

**Визначення коефіцієнта розподілу дотичних реакцій між осями, що забезпечує стійкість автомобіля на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення.**

При низьких значеннях коефіцієнта зчеплення ( $\varphi = \varphi_2$  см рис.2) втрата курсової стійкості автомобіля настає при

$$\dot{V}_{a_i}(V_a) > \dot{V}_{cm}^{max}(V_a), \quad (21)$$

де:  $\dot{V}_{a_i}(V_a)$  – функція прискорення автомобіля на  $i$ -передачі.

Границя зберігання курсовою стійкості автомобіля буде визначатися точкою контакту кривих

$$\dot{V}_{a_i}(V_a^*) = \dot{V}_{cm}^{max}(V_a^*). \quad (22)$$

Рівняння (22) виступає умовою визначення координат точки  $N$  дотику кривої зміни  $\dot{V}_{a_i}(V_a)$  та огинаючої кривої  $\dot{V}_{cm}^{max}(V_a)$ .

Дотик вказаних кривих відбувається в точці з координатою  $[\dot{V}_a^*; V_a^*]$  (див рис.3)

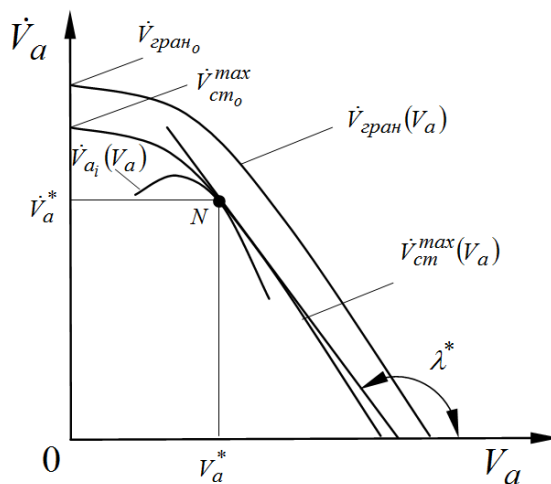


Рис. 3 – Визначення координат точки  $N$

В точці  $N$  справедливо співвідношення (рис.3)

$$\frac{\partial \dot{V}_{cm}^{max}(V_a)}{\partial V_a} = \frac{\partial \dot{V}_{a_i}(V_a)}{\partial V_a} = \operatorname{tg} \alpha^*. \quad (23)$$

З рівняння (7) визначимо

$$\frac{\partial \dot{V}_{cm}^{max}(V_a)}{\partial V_a} = -\frac{C_x \rho F}{m_a} V_a. \quad (24)$$

З рівняння (17)

$$\frac{\partial \dot{V}_{cm}^{max}(V_a)}{\partial V_a} = B - 2CV_a. \quad (25)$$

Після рішення рівняння (23), при підстановки в нього співвідношень (24) та (25), визначимо

$$V_a^* = \frac{B}{2C - \frac{Cx\rho F}{m_a}}. \quad (26)$$

Рівняння (26) з врахуванням виразів (19) та (20) прийме вигляд

$$V_a^* = \frac{0,5A_2 \frac{N_{emax}}{\omega_N^2} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^2 \cdot u_\kappa^2}{r_d \cdot r_\kappa}}{\frac{N_{emax}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^3 \cdot u_\kappa^3}{r_d \cdot r_\kappa^2} - \frac{Cx\rho F}{m_a} (\delta_{ep} - 1)}. \quad (27)$$

Рівняння (17) при  $V_a = V_a^*$  перетворюється до наступного виду

$$\dot{V}_a = \dot{V}_a^* = A + \frac{B^2}{2C - \frac{Cx\rho F}{m_a}} - \frac{CB^2}{\left(2C - \frac{Cx\rho F}{m_a}\right)^2}. \quad (28)$$

Рівняння (7) можливо представити в вигляді (див. мал.1)

$$\dot{V}_{cm}^{max} = \dot{V}_{cm_o}^{max} - \frac{Cx\rho F}{2m_a} V_a^2. \quad (29)$$

Звідки визначимо

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \dot{V}_{cm}^{max} + \frac{Cx\rho F}{2m_a} V_a^2. \quad (30)$$

В точці  $N$  (див мал.3)  $\dot{V}_{cm_o}^{max} = \dot{V}_a^*$  з врахуванням вказаного рівняння та виразу(27) вираз (30)



$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = A + \frac{0,25B^2}{C - \frac{Cx\rho F}{2m_a}} \quad (31)$$

Після підстановки рівнянь (18)-(20) в співвідношення (31) отримаємо

$$\begin{aligned} \dot{V}_{cm_o}^{max} = & A_1 \frac{N_{emax}}{\omega_N} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_\kappa}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d} - \frac{g}{\delta_{ep}} \psi + \\ & + 0,25A_2^2 \frac{\frac{N_{emax}^2}{\omega_N^4} \frac{\eta_{mp}^2 \cdot u_o^4 \cdot u_\kappa^4}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d^2 \cdot r_\kappa^2}}{\frac{N_{emax}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^3 \cdot u_\kappa^3}{r_d \cdot r_\kappa^2} + (\delta_{ep} - 1) \frac{Cx\rho F}{2}}. \end{aligned} \quad (32)$$

З рівняння (7) видно, що

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \varphi^2 g \frac{\frac{b}{a} \frac{h-r_d}{L}}{0,5 \left( \frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \left[ K_R^2 - \left( \varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2 \right] - \frac{b^2}{a^2} (K_R - 0,5)}, \quad (33)$$

або

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \varphi g \frac{\frac{a}{b} \varphi \frac{h-r_d}{L}}{0,5 \left( 1 - \frac{a^2}{b^2} \right) \left[ K_R^2 - \left( \varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2 \right] + 0,5 - K_R}. \quad (33a)$$

З рівняння (33a) визначимо  $K_R$

$$K_R = \frac{1 - \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{a^2}{b^2} \right) \left[ 1 - 2 \frac{\varphi^2 g}{\dot{V}_{cm_o}^{max}} \frac{a}{b} \left( \frac{h-r_d}{L} \right) \right] + \left( \varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2 \left( 1 - \frac{a^2}{b^2} \right)^2}}{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \quad (34)$$

Таким чином визначив  $\dot{V}_{cm_o}^{max}$  з умови (22) й підставивши його значення в формулу (34), отримаємо раціональне значення  $K_R$ .

При виконанні умови

$$\dot{V}_{гран}(V_a) = \dot{V}_{cm_o}^{max}(V_a) \quad (35)$$

зона стійкості автомобіля буде повністю співпадати з зоною можливих прискорень автомобіля (див рис.1), причому це можливо реалізувати при всіх можливих значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою що знаходиться в межах (0,2;0,8).

Прирівнюючи праві частини рівнянь (7) та (8) знаходимо раціональний закон зміни коефіцієнта  $K_R$ , що забезпечує виконання умови (35)

$$K_R^{pac} = \frac{1 - \sqrt{1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \left[1 - 2\varphi \frac{h - r_d}{L} \frac{a}{b}\right] + \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right)^2 \left(\varphi \frac{h - r_d}{L}\right)^2}}{1 - \frac{a^2}{b^2}} \quad (36)$$

Вираз (36) буде отриманий з виразу (34) при підстановці в нього

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \dot{V}_{гран} = \varphi g. \quad (37)$$

Після визначення  $\dot{V}_{cm_o}^{max}$  за виразом (33а) можна визначити значення коефіцієнту зчеплення  $\varphi_2$

$$\varphi_2 = \frac{\dot{V}_{cm_o}^{max}}{g}. \quad (38)$$

Якщо  $\varphi_2 < \varphi'$  ( $\varphi' = 0,2$ ), то підставляючи  $\varphi = 0,2$  в рівняння (36), можемо визначити постійне значення  $K_R$  рекомендоване для розглядаємого автомобіля.

Якщо  $\varphi_2 > \varphi'$ , то необхідно розглядати питання, або обмеження максимальної потужності двигуна, або встановлення пробуксовуючих пристроїв задніх коліс.

Ми розглянули питання визначення  $\dot{V}_{cm_o}^{max}$  та  $K_R$  на прикладі однієї передачі. Очевидно, для різних передач вказані величини будуть різні. Тому розглядати питання забезпеченні стійкості автомобіля. Треба або шляхом створення змінного розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами в залежності від увімкненої передачі (значення  $u_k$ ), або вибору найбільшого значення  $\dot{V}_{cm_o}^{max}$  з ряду чисел відповідаючи цим значенням на усіх передачах.

**Висновки.** Повнопривідні автомобілі володіють більш значним рівнем показників курсової стійкості на дорогах з високим коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. При русі по дорогам з низьким коефіцієнтом зчеплення можливий їх занос, що потребує перегляду науково-методичного підходу до вибору розподілу крутних моментів між передніми та задніми мостами.

Результати проведених теоретичних досліджень дозволяють забезпечити курсову стійкість повнопривідних автомобілів при русі на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. При цьому рішення задачі може бути здійснено наступними способами:

– зміною в процесі руху розподілу крутних моментів між передніми та задніми мостами;

– постійним коректуванням розподілу крутних моментів між мостами при русі на слизькій дорозі з переключенням передач;

– використанням запропонованої методики вибору коефіцієнта розподілу дотичної реакції дороги між передніми та задніми колесами для найгіршого випадку (найменшого можливого коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою).

Якщо для яких-небудь автомобілів вирішити вказану задачу не вдається запропонованим методом, то вирішувати її треба шляхом встановлення пробуксовуючих пристроїв, або обмеженням максимальної потужності двигуна.

## Список використаних джерел

1. Динамика автомобіля. М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко и др. Под ред. М.А. Подригало – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
2. Клец Д.М. Влияние эксплуатационных факторов и технического состояния автомобиля на его устойчивость против заноса: дис.канд.техн.наук: 05.22.20/ Клец Дмитрий Михайлович. –Х., 2009. – 219 с.
3. Назарько О.А. Совершенствование методов оценки устойчивости легковых автомобилей в тяговом режиме движения дис. ...канд.техн.наук: 05.22.20/ Назарько Ольга Николаевна. –Х., 2013. – 123 с.
4. Клец Д.М. Концепция обеспечения стабильности показателей устойчивости и управляемости автомобилей: дис. доктора.техн.наук: 05.22.20/ Клец Дмитрий Михайлович. –Х., 2015. – 528 с.
5. Подригало М.А. Синтез раціональних законів управління розподілом крутних моментів між осями при розгоні автомобіля./М.А.Подригало, О.В.Бажинов, Р.О.Кайдалов, В.В.Глущенко, С.А.Кудімов//Вісник машинобудування та транспорту. Науковий журнал. – Вінниця: ВНТУ, 2018. –№2(8). – с. 85-95.
6. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. – М.: ГНТИМЛ, 1963. – 241 с.

## **Аннотация**

### **ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРОТИВ ЗАНОС НА ДОРОГЕ С НИЗКИМ КОЭФФИЦИЕНТОМ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС С ДОРОГОЙ**

Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Литвинов О.В., Кудимов С.А.

*В данной статье предложен подход к обеспечению устойчивости движения при разгоне полноприводного автомобиля на дорогах с низким коэффициентом сцепления колес с дорогой. Описанный подход базируется на перераспределении величин крутящих моментов между осями автомобиля. Приведенные аналитические зависимости ускорения автомобиля от скорости. Предложена методика выбора коэффициента распределения касательной реакции дороги между передними и задними колесами для движения на дорогах с наименее возможным коэффициентом сцепления колес с дорогой.*

## **Abstract**

### **PROVIDING THE STABILITY OF FULL-DRIVEN VEHICLES AGAINST SATELLITE ON THE GARDEN WITH LOWER COEFFICIENT OF THE COLLISION WITH THE GARDEN**

M. Podrigalo, R. Kaydalov, O. Litvinov, S. Kudimov

*This article proposes an approach to ensuring the stability of the motion when driving a multi-wheel drive vehicle on roads with a low coefficient of engagement of the wheels with the road. The described approach is based on the redistribution of torque values between the axles of the car. The analytical dependencies of acceleration of the car from speed are given. The method of choosing the coefficient of distribution of the tangential reaction of the road between the front and rear wheels for the road traffic with the least possible coefficient of grip of the wheels with the road is proposed.*