



І. Л. Страшний



Г. М. Маренко



І. В. Цебрюк

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ДИНАМІКИ ВІЙСЬКОВОГО ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

*Розроблена математична модель розрахунку гальмівної динаміки військового вантажного автомобіля. Проведено дослідження гальмівної динаміки вантажного автомобіля, визначений вплив основних конструктивних і експлуатаційних факторів на ефективність гальмування та стійкість руху вантажного автомобіля під час гальмування.*

*К л ю ч о в і с л о в а: гальмівна динаміка, математична модель, гальмівні сили, стійкість руху.*

**Постановка проблеми.** Високі швидкості й корисні навантаження сучасного автомобільного транспорту, застосування зчленованих автотранспортних засобів, розмаїтість дорожніх і кліматичних умов експлуатації обумовлюють особливі вимоги до автомобільних гальмівних систем в аспекті безпеки руху. Намагаючись задовольнити ці вимоги, автомобілебудівники всіх країн постійно вдосконалюють гальмівні системи автотранспортних засобів. Для військових автомобілів, які виконують транспортну роботу у складних дорожніх умовах та в умовах вогневої протидії, надійність і ефективність усіх систем автомобіля, у тому числі і гальмівної, має особливе значення.

Розроблюючи обґрунтовані рекомендації з удосконалення гальмівної системи військового вантажного автомобіля, крім даних про конструкцію і параметри його гальмівної системи, її гальмівного приводу та гальмівних механізмів, необхідні також параметри гальмівної динаміки автомобіля, визначені із заданого розподілу мас і його геометричних розмірів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В технічній літературі, у якій розглядаються питання теорії гальмівних властивостей автомобіля, зокрема у працях [2, 4, 6], наводяться різні форми розрахункових співвідношень для визначення показників гальмівних властивостей автомобіля. При цьому основна увага приділяється визначенню часу і шляху гальмування, сповільнення під час гальмування та перерозподілу нормальних реакцій на колесах автомобіля під час гальмування. У навчальних посібниках [3, 5] та у працях [7, 8] наведено дані про конструкцію гальмівних систем і визначений вплив конструкції й параметрів гальмівної системи на ефективність гальмування. У публікаціях [9, 10] розглянуті окремі аспекти гальмівної динаміки та стійкості руху автомобіля під час гальмування. Методика дослідження гальмівної динаміки автомобіля у вказаній літературі окремо не розглядається. У керівництві [11] наведено початкові дані, необхідні для розрахунку гальмівної динаміки автомобіля КрАЗ-6322.

**Метою статті** є розроблення математичної моделі для дослідження гальмівної динаміки військового вантажного автомобіля й визначення впливу основних конструктивних і експлуатаційних факторів на ефективність гальмування та стійкість руху автомобіля під час гальмування.

**Виклад основного матеріалу.** Дослідження виконаємо для повнопривідного військового вантажного автомобіля КрАЗ-6322 з повною масою  $m_a = 25,2$  т.

У ході розрахунку гальмівної динаміки автомобіля складається розрахункова схема транспортного засобу, для коліс кожної з осей автомобіля розраховуються нормальні реакції дороги  $R_{Z_i}$ , ідеальні гальмівні сили  $P\tau_i^n$  і моменти  $M\tau_i^n$ , реалізовані гальмівні сили  $P\tau_i$  і моменти  $M\tau_i$ , а також максимальні гальмівні сили коліс мостів, що обмежуються зчепленням шин з дорожньою поверхнею  $P\varphi_i$ , як функції відносного сповільнення  $Z$ . За результатами розрахунків будуються графіки розподілу гальмівних сил для спорядженого й завантаженого станів автомобіля.

Для подальшого дослідження введемо такі допущення: гальмування здійснюється на прямолінійній, горизонтальній і рівній дорозі; сили опору коченню й опору повітря не враховуються; всі колеса транспортного засобу мають однакові умови зчеплення з опорною поверхнею; коливання підвіски не впливають на нормальні реакції дороги. Зазначені допущення спрощують процес розрахунку, але, на думку авторів, не накладають суттєвих обмежень на достовірність його результатів.

Розрахункова схема автомобіля наведена на рис. 1.

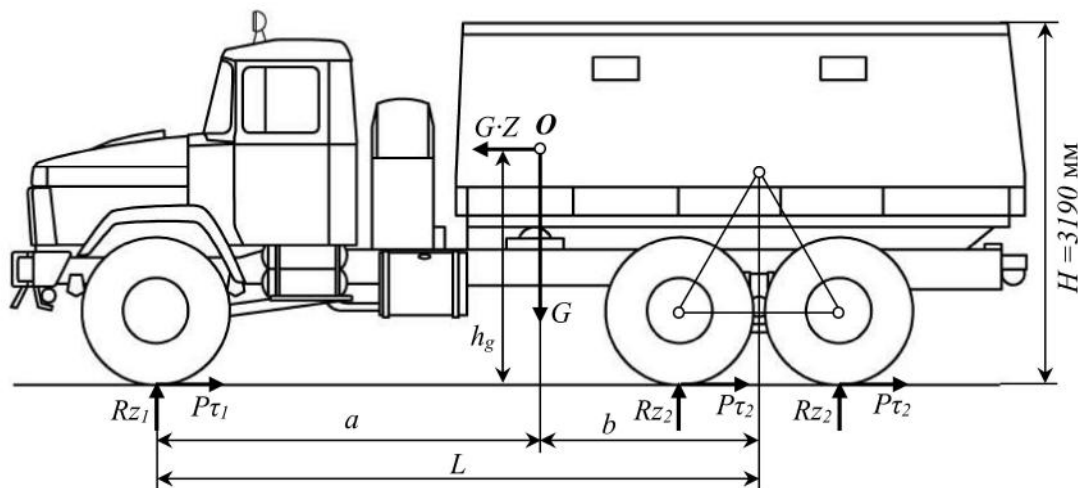


Рис. 1. Розрахункова схема автомобіля КрАЗ-6322

Нормальні реакції на колесах переднього мосту визначаються як [4]

$$R_{Z_1} = G \left( 1 - \frac{a}{L} + \frac{h_g}{L} \cdot Z \right), \quad (1)$$

для заднього колісного візка тривісного автомобіля

$$R_{Z_2} = \frac{G}{2} \left( \frac{a}{L} - \frac{h_g}{L} \cdot Z \right), \quad (2)$$

де  $G$  – вага автомобіля, Н;  $a, b$  – проекція відстані між центром мас  $O$  і переднім мостом та заднім колісним візком відповідно, м;  $h_g$  – висота центра мас автомобіля;  $Z$  – відносне сповільнення (коефіцієнт гальмування) автомобіля,

$$Z = j_c / g, \quad (3)$$

$Z = 0 \dots 1$ ;  $j_c$  – сповільнення (від’ємне прискорення) автомобіля під час гальмування,  $m/c^2$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Якщо у технічній літературі відсутні дані про розміри  $a$  і  $b$  автомобіля, але є дані про розподіл ваги автомобіля по мостах, рівняння (1) і (2) можна перетворити до такого вигляду:

$$R_{Z_1} = G_1 + \frac{h_g}{L} \cdot G \cdot Z; \quad R_{Z_2} = G_2 - \frac{h_g}{L} \cdot G \cdot Z, \quad (4)$$

де  $G_1, G_2$  – частини ваги автомобіля, які припадають на передній міст та мости заднього колісного візка відповідно, Н.

Якщо у технічній літературі відсутні дані про висоту центра мас автомобіля, можна скористатись рекомендаціями, наведеними у таблиці.

Вибір висоти центра мас транспортного засобу

Тип транспортного засобу	Висота центра мас	
	у спорядженому стані	у завантаженому стані
Легковий, автобус	$(0,39 \pm 0,02)H^*$	$(1,03 \pm 0,02)h_g^{c**}$
Вантажний загального призначення, самоскид	$(0,40 \pm 0,03)H$	$(1,23 \pm 0,13)h_g^c$
Причіп	$(0,40 \pm 0,03)H$	$(1,50 \pm 0,10)h_g^c$
Напівпричіп	$(0,62 \pm 0,02)H^{***}$	$(0,96 \pm 0,03)h_g^c$
Тягач	$(0,32 \pm 0,07)H^{****}$	

\*  $H$  – габаритна висота автомобіля без вантажу

\*\*  $h_g^c$  – висота центра мас у спорядженому стані

\*\*\* габаритна висота без тенту або іншої надбудови

\*\*\*\* більші значення для автомобілів з двигуном під кабіною

Для нашого автомобіля [11]

$$\begin{aligned}
 h_g^c &= 0,4H = 0,4 \cdot 3,19 = 1,28 \text{ м}; & h_g &= 1,23h_g^c = 1,23 \cdot 1,28 = 1,57 \text{ м}; \\
 G_1 &= m_1g = 7200 \cdot 9,81 = 70632 \text{ Н}; & G_1^c &= m_1^cg = 6000 \cdot 9,81 = 58860 \text{ Н}; \\
 G_2 &= m_2g = 9000 \cdot 9,81 = 88290 \text{ Н}; & G_2^c &= m_2^cg = 3450 \cdot 9,81 = 33845 \text{ Н},
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

де  $G_1, G_2$  – частини повної ваги автомобіля, що припадають на передній міст і мости заднього візка відповідно;  $G_1^c, G_2^c$  – частини спорядженої ваги автомобіля, що припадає на передній міст і мости заднього візка відповідно;  $m_1, m_2$  – частини повної маси автомобіля, що припадають на передній міст і мости заднього візка відповідно;  $m_1^c, m_2^c$  – частини спорядженої маси автомобіля, що припадають на передній міст і мости заднього візка відповідно.

Нормальні реакції на колесах мостів для завантаженого і спорядженого станів автомобіля розраховуються за формулами (4) з урахуванням значень (5).

Ідеальні гальмівні сили в контактні коліс  $i$ -го мосту з дорогою, за яких колеса усіх мостів одночасно доводяться до блокування, розраховуються за формулою

$$P\tau_i^H = R_{Z_i} \cdot Z. \tag{6}$$

Реалізовані гальмівні сили залежать від зчеплення коліс мостів з дорогою і визначаються за формулою

$$P\tau_i = R_{Z_i} \cdot k_{\varphi_i}, \tag{7}$$

де  $i$  – індекс колеса ( $i = 1$  для передніх коліс,  $i = 2$  для коліс заднього візка);  $k_{\varphi_i}$  – коефіцієнт реалізованого зчеплення коліс з дорогою.

Максимальні гальмівні сили обмежуються зчепленням коліс з дорогою

$$P\varphi_i = R_{Z_i} \cdot \varphi, \tag{8}$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою,  $\varphi = 0,1 \dots 0,8$ .

Гальмівні моменти на колесах  $i$ -го мосту визначаються як

$$M\tau_i = F\tau_i \cdot r_d, \quad (9)$$

де  $r_d$  – динамічний радіус колеса, м.

У гальмівних системах вантажних автомобілів розподіл реалізованих гальмівних сил по мостах лінійний, тобто  $P\tau_2 / P\tau_1 = \text{const}$ . Тому, використовуючи поняття показника співвідношення гальмівних сил  $\beta\tau$  [2], можна записати

$$\beta\tau = \frac{P\tau_2}{P\tau_\Sigma} \text{ або } \frac{P\tau_1}{P\tau_\Sigma} = 1 - \beta\tau, \quad (10)$$

де  $P\tau_\Sigma = G \cdot Z$  – сумарна гальмівна сила на всіх колесах автомобіля.

Для того, щоб гальмування автомобіля у будь-яких дорожніх умовах відбувалось з максимальним сповільненням, необхідно, щоб гальмівні сили на його колесах завжди були прямо пропорційними навантаженням або нормальним реакціям, що діють на колеса, тобто

$$\frac{P\tau_1}{P\tau_2} = \frac{R_{Z1}}{R_{Z2}}. \quad (11)$$

Вирішуючи сумісно вирази (10) та (11), отримаємо

$$\beta\tau = \frac{P\tau_1 \cdot R_{Z2}}{P\tau_\Sigma \cdot R_{Z1}} \text{ або } \beta\tau = 1 - \frac{P\tau_2 \cdot P_{Z1}}{P\tau_\Sigma \cdot R_{Z2}}. \quad (12)$$

Визначити показник співвідношення гальмівних сил  $\beta\tau$  для досліджуваного автомобіля можна використовуючи рівняння (4), (5), (6) та (12) з урахуванням масогабаритних показників [11] автомобіля та того, що максимальне сповільнення для вантажних автомобілів, повна маса яких більше 12 т, повинно бути не менше  $5,5 \text{ м/с}^2$  [1] і відносне сповільнення  $Z = 5,5 / 9,81 = 0,56$ . У результаті отримаємо:

$$\begin{aligned} R_{Z1} &= 70632 + \frac{1,57}{5,3} \cdot 247212 \cdot 0,56 = 111641 \text{ Н;} \\ R_{Z2} &= 2 \cdot 88290 - \frac{1,57}{5,3} \cdot 247212 \cdot 0,56 = 135571 \text{ Н;} \\ P\tau_1 &= 111641 \cdot 0,56 = 62519 \text{ Н;} \quad P\tau_2 = 135571 \cdot 0,56 = 75920 \text{ Н;} \\ \beta\tau &= \frac{62519 \cdot 135571}{247212 \cdot 0,56 \cdot 111641} = 0,548. \end{aligned}$$

Реальні гальмівні сили, реалізовані мостами автомобіля за заданої величини співвідношення гальмівних сил  $\beta\tau$  дорівнюють

$$P\tau_1 = (1 - \beta\tau)G \cdot Z; \quad P\tau_2 = \beta\tau \cdot G \cdot Z. \quad (13)$$

Коефіцієнти реалізованого зчеплення  $k_{\varphi_i}$  за різних значень відносного сповільнення  $Z$  розраховують за виразами

$$k_{\varphi_1} = \frac{(1 - \beta\tau) \cdot Z}{1 - \psi + \chi \cdot Z}; \quad k_{\varphi_2} = \frac{\beta\tau \cdot Z}{\psi - \chi \cdot Z}, \quad (14)$$

де  $\psi = a / L$ ;  $\chi = h_g / L$ .

Вирази (1) – (14) складають формульну схему математичної моделі дослідження гальмівної динаміки вантажного автомобіля з колісною формулою 6×6.

За результатами реалізації формульної схеми моделі у середовищі Mathcad побудовані графіки розподілу гальмівних сил під час гальмування, наведені на рисунках 2 та 3.

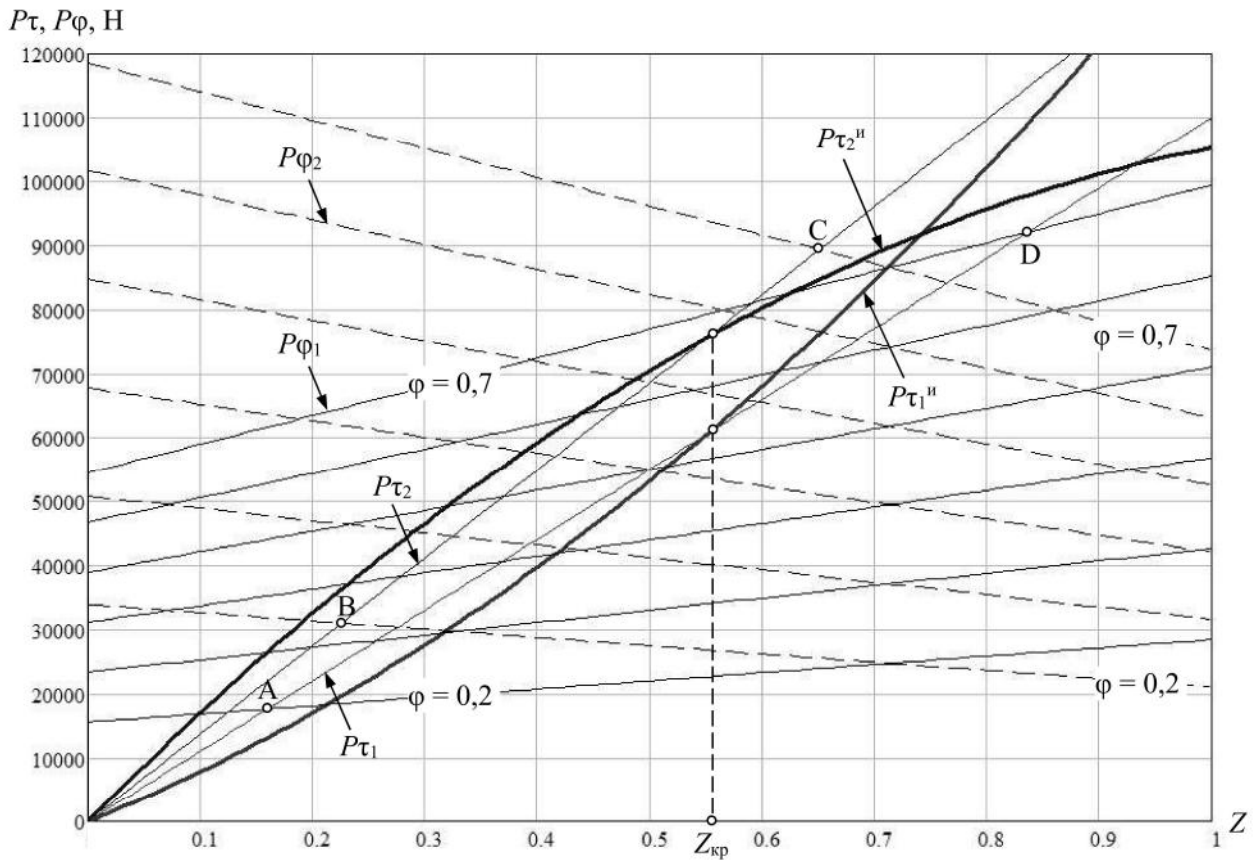


Рис. 2. Розподіл гальмівних сил по мостах завантаженого автомобіля КрАЗ-6322

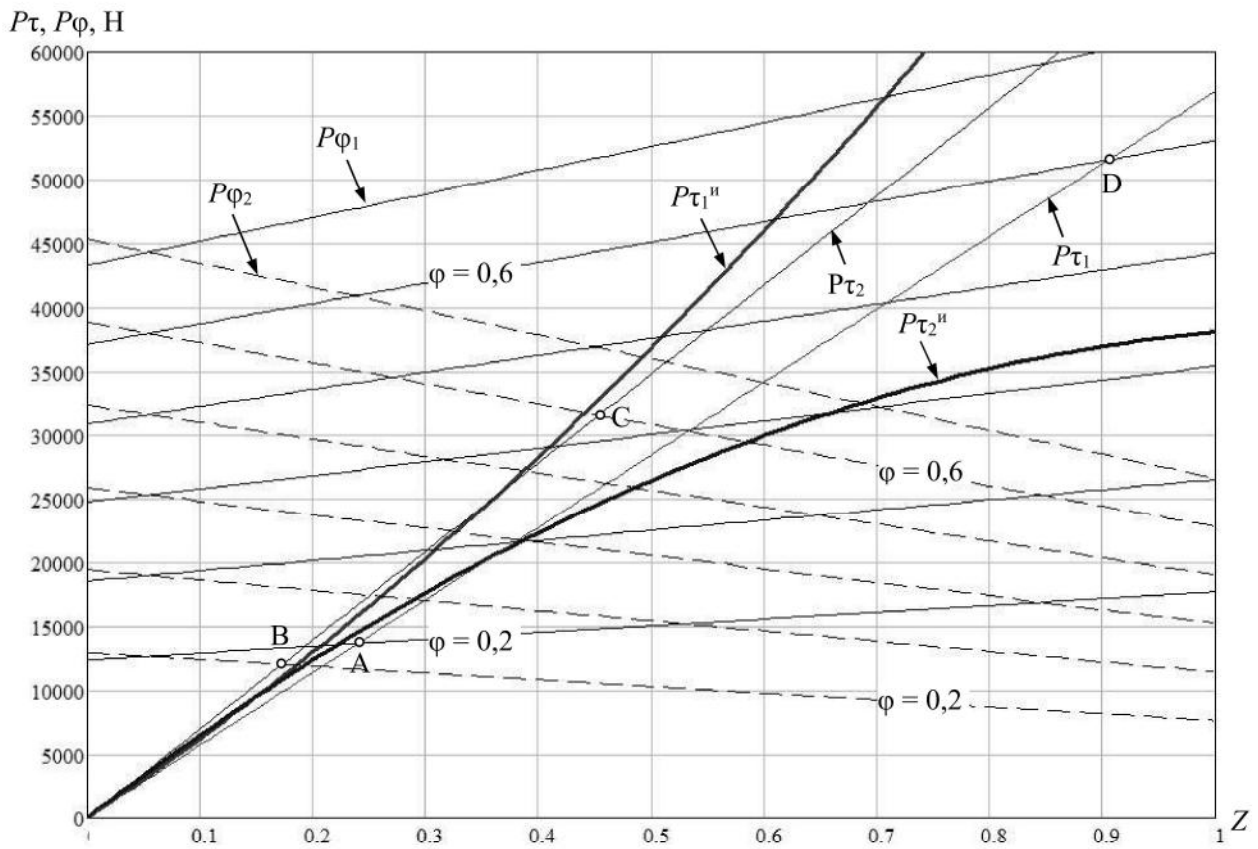


Рис. 3. Розподіл гальмівних сил по мостах спорядженого автомобіля КрАЗ-6322

Порівнюючи характер зміни реалізованих гальмівних сил  $F\tau_i$  з ідеальними  $F\tau_i^H$  для автомобіля КрАЗ-6322 з повним завантаженням (див. рис. 2), можна дійти висновку, що від нуля до значення  $Z = Z_{кр} = 0,56$  передній міст “перегальмований” (пряма  $P\tau_1$  проходить вище кривої  $P\tau_1^H$ ), а мости заднього візка “недогальмовані” (пряма  $P\tau_2$  проходить нижче кривої  $P\tau_2^H$ ). Таке співвідношення гальмівних сил буде призводити до того, що у разі гальмування першими будуть блокуватись (переходити на юз) передні колеса, що є менш небезпечним, ніж ситуація, коли першими блокуються задні колеса. Рух автомобіля під час гальмування буде стійким.

У критичній точці  $Z_{кр} = 0,56$  ідеальні гальмівні сили дорівнюють реалізованим, й усіма мостами реалізується максимальний коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою  $\varphi = 0,56$ . За більшої величини відносного сповільнення передній міст “недогальмований”, у той час як мости заднього візка “перегальмовані”, що може призвести до заносу автомобіля, отже, рух автомобіля буде нестійким. Однак, враховуючи значення  $Z_{кр} = 0,55$ , порушення стійкості можливе лише у разі екстреного (аварійного) гальмування.

Сповільнення, за якого на дорозі з певним коефіцієнтом зчеплення  $\varphi$  настає блокування коліс одного з мостів автомобіля, визначається порівнянням максимальних гальмівних сил  $P\varphi_i$  з реалізованими гальмівними силами  $P\tau_i$ . Наприклад, якщо  $\varphi = 0,7$  (дорога з асфальтовим покриттям у задовільному стані), першими будуть блокуватись колеса середнього і заднього мостів, забезпечуючи при цьому сповільнення  $Z = 0,65$  (точка С, отримана перетинанням лінії  $P\varphi_2$  за  $\varphi = 0,7$  з лінією  $P\tau_2$ ). Колеса переднього мосту за тих самих умов не блокуються й забезпечують сповільнення  $Z = 0,83$  (точка D). На вологій ґрунтовій дорозі, що має коефіцієнт зчеплення  $\varphi = 0,2$ , першими блокуються колеса переднього мосту (точка А). Таким чином, завантажений автомобіль у разі екстреного гальмування за певних умов більш стійкий на вологій дорозі, але вже для випадку сповільнення  $Z = 0,23$  будуть заблокованими й колеса заднього візка (точка В), і рух автомобіля стане некеруваним.

Для автомобіля без вантажу (див. рис. 3) практично для всіх умов руху передній міст “недогальмований” (лінія реалізованих гальмівних сил  $P\tau_1$  проходить нижче кривої ідеальних гальмівних сил  $P\tau_1^H$ ), а задній міст “перегальмований” (лінія реалізованих гальмівних сил  $P\tau_2$  проходить вище кривої ідеальних гальмівних сил  $P\tau_2^H$ ). Тому рух автомобіля без вантажу у разі екстреного гальмування буде нестійким на будь-якій дорозі через можливий занос задніх коліс. Враховуючи, що вантажний автомобіль військового призначення більшу частину транспортної роботи виконує з неповним завантаженням (перевезення особового складу, перевезення військового майна, буксирування озброєння та ін.), доцільним є оснащення автомобіля військового призначення КрАЗ-6322 антиблокувальною системою гальм. Слід зазначити, що на комерційні автомобілі КрАЗ-6322 така система виробником встановлюється.

## **Висновки**

1. Розроблена математична модель, враховуючи її реалізацію у програмному середовищі, може бути використана для оперативного теоретичного дослідження гальмівної динаміки вантажного автомобіля з колісною формулою 6×6 як на етапі проектування, так і у разі перевірконого розрахунку.

2. Стійкість руху вантажного автомобіля під час гальмування, крім умов руху, масогабаритних показників автомобіля і технічних характеристик гальмівної системи, визначається і рівнем його завантаженості. Зі збільшенням завантаження стійкість руху під час гальмування зростає.

3. Враховуючи особливості експлуатації військового вантажного автомобіля КрАЗ-6322, зокрема значний час руху з неповним завантаженням, він, як і відповідні комерційні автомобілі, повинен бути обладнаний антиблокувальною системою гальм.

**Перелік джерел посилання**

1. ДСТУ UN/ECE R 13-07.08-2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N, і О стосовно гальмування (Правила ЄЕК ООН N 13-07.08:1996 IDT). [Чинний від 2003.01.01]. Вид.офіц. Київ, 2003. 24 с.
2. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория : учебник. Минск : Вышэйш. шк., 1986. 208 с.
3. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть : учеб. пособие / А. И. Гришкевич и др.; под ред. А. И. Гришкевича. Минск : Вышэйш. шк., 1987. 200 с.
4. Армейские автомобили : в 3 кн. / А. С. Антонов и др. Москва : Воениздат, 1970. Кн. 1. 526 с. Кн. 3, ч. 2. 480 с.
5. Страшний І. Л., Шабалін О. Ю. Основи конструкції автомобілів. Шасі : навч. посіб. Харків : НАНГУ, 2019. 205 с.
6. Страшний І. Л., Горбунов А. П. Експлуатаційні властивості автомобілів : навч. посіб. Харків : Акад. ВВ МВС України, 2014. 94 с.
7. Гуревич Л. В., Меламуд Р. А. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: Устройство и эксплуатация. Москва : Транспорт, 1988. 224 с.
8. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом / А. Н. Туренко и др. Харьков : ХГАДТУ, 2000. 471 с.
9. Вплив способу гальмування на гальмівну динаміку автомобіля / В. І. Князь та ін. *Молодий вчений*. Херсон : Гельветика, 2019. № 6(1). С. 9–13.
10. Сафибеков С. Д., Свиридов Е. В. Особенности оценки устойчивости движения полноприводных автомобилей при торможении. *Международный студенческий научный вестник* : электрон. науч. журн. 2016. № 3. URL: <http://www.eduherald.ru/ru/article/view?id=14866> (дата обращения: 07.02.2020).
11. Автомобілі КрАЗ-6322-02, КрАЗ-63221-02, КрАЗ-5446-02: Керівництво з експлуатації 6322-016-02-3902010 У РЕ. Кременчук : АвтоКрАЗ, 2008. 263 с.

*Стаття надійшла до редакції 25.04.2020 р.*

**УДК 629.3.017**

**И. Л. Страшний, Г. Н. Маренко, И. В. Цебрюк**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ ДИНАМИКИ ВОЕННОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ**

*Разработана математическая модель расчета тормозной динамики военного грузового автомобиля. Проведено исследование тормозной динамики грузового автомобиля, определено влияние основных конструктивных и эксплуатационных факторов на эффективность торможения и устойчивость движения грузового автомобиля при торможении.*

*К л ю ч е в ы е с л о в а:* тормозная динамика, математическая модель, тормозные силы, устойчивость движения.

**UDC 629.3.017**

**I. Strashnyi, G. Marenko, I. Tsebruk**

**RESEARCH OF THE BRAKE DYNAMICS OF A MILITARY TRUCK**

*To develop sound recommendations for improving the military truck brake system, we need data on the design and parameters of the vehicle's brake system, the design of the brake actuator and the brake mechanisms, as well as the parameters of the brake dynamics of a vehicle, which are defined basing on the given mass distribution and geometric dimensions of the truck.*

*The purpose of the article is to develop a mathematical model for the study of the braking dynamics of a military truck and determine the influence of the basic design and operational factors on the braking*

*performance and the stability of the car during braking.*

*The article presents the design scheme of a three-axle military truck. For the wheels of each axle of the car, normal reactions from the side of the road, perfect braking forces, realized braking forces, as well as maximum braking forces of the wheels of the bridges, limited by the tire grip with the road are calculated.*

*According to the results of the calculations, a formula scheme of a mathematical model for calculating the brake dynamics of a truck with a wheel formula of 6×6 is drawn up. Mathematical model formulas are implemented in Mathcad software environment.*

*Graphs of the distribution of brake forces as a function of relative deceleration for the empty and loaded states of the car are constructed. The analysis of the ratio of braking forces for different braking intensity was performed.*

*It is established that the stability of the truck during braking, in addition to the conditions of movement, the mass distribution and geometric dimensions of the truck and the technical characteristics of the braking system, is determined by the level of loading. With increasing load, the stability of motion increases.*

*The mathematical model developed, taking into account its implementation in the software environment, can be used for rapid theoretical study of the braking dynamics of a truck with a 6×6 wheel formula, both at the design stage and in the case of verification.*

*K e y w o r d s: braking dynamics, mathematical model, braking forces, stability of motion.*

**Страшний Ігор Леонідович** – кандидат військових наук, доцент, доцент кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України.  
<https://orcid.org/0000-0002-7517-3032>

**Маренко Геннадій Миколайович** – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України.  
<https://orcid.org/0000-0002-7461-9186>

**Цебрюк Іван Вікторович** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України.  
<https://orcid.org/0000-0002-4246-8854>