

ВИЗНАЧЕННЯ ТАНГЕНЦІАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ОДИНАРНОЇ ПНЕВМАТИЧНОЇ ШИНИ У РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Клименко В. І.¹, Капский Д. В.², Леонтъев Д. М.¹,
Курипка О. В.¹, Фролов А. А.¹

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Білоруський національний технічний університет

***Анотація.** В даній науковій роботі розглянуті особливості закручування пневматичної шини автомобільного колеса з одинарним ошиновуванням в режимі гальмування транспортного засобу на дорогах з низьким та високим коефіцієнтом тертя – ковзання. Виконаний аналіз моделі динамічної зміни кута закручування пневматичної шини в залежності від ковзання елементів протектора шини в плямі контакту з поверхнею дорожнього покриття, а також отримані результати імітаційного моделювання, які підтверджуються експериментальними дослідженнями. Запропонована емпірична залежність, яка враховує характер зниження величини кута закручування пневматичної шини на дорогах з високими зчіпними властивостями.*

***Ключові слова:** гальмове керування, гальмова система, кут закручування, активна безпека, ковзання транспортного засобу.*

Вступ

У разі виникнення обставин, які можуть спричинити дорожньо-транспортну подію (ДТП) водії транспортних засобів застосовують екстрене гальмування, що призводить, як правило до блокування автомобільних коліс та формування на поверхні дорожнього покриття слідової інформації від пневматичних шин. У разі встановлення в гальмовому приводі робочої гальмової системи автомобіля автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля слідова інформація від пневматичних шин може бути відсутня або слабо виражена, при цьому ефективність гальмування колісного транспортного засобу буде залежати від кутової деформації шини відносно поверхні дорожнього покриття, яке в свою чергу обмежується зчіпними властивостями в плямі контакту «шина-дорожнє покриття».

Аналіз публікацій

З науково технічної літератури [1-5] відомо, що на ефективність гальмування транспортного засобу впливають такі зовнішні чинники як сила супротиву повітря, загальна гальмова сила, сила інерції транспортного засобу які збільшують пройдений гальмовий шлях транспортного засобу. Під час гальмування автомобільного колеса з одинарною ошиновкою в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття, виникає так зване реалізоване зчеплення f_x (питома гальмова

сила), яке можна визначити з рівняння (1).

Як показав аналіз наукової літератури [6-10], на розрахунок величини реалізованого зчеплення впливає багато чинників, які неоднозначно змінюють його [10-13] та ускладнюють імітаційні моделі, що описують характер зміни реалізованого зчеплення від проковзування пневматичної шини відносно поверхні дорожнього покриття.

$$f_x = \frac{R_x}{R_z}, \quad (1)$$

де R_x – гальмова сила, Н;

R_z – нормальна (вертикальна) реакція поверхні дорожнього покриття, Н.

Аналіз робіт [7-8] показав, що уникнути проблем з впливом різних чинників на реалізоване зчеплення можна, якщо при моделюванні використати так звану «теорію кріпа», яка трансформує рівняння (1) в рівняння (2) шляхом заміни гальмової сили пружними характеристиками пневматичної шини.

$$f_x = \frac{C_x \cdot \xi_x}{R_z \cdot r_d}, \quad (2)$$

де ξ_x – кут закручування шини, рад;

C_x – Крутильна жорсткість пневматичної шини, Н·м/рад;

r_d – динамічний радіус колеса, м;

Мета та постановка задачі

Метою роботи є удосконалення методу визначення кута закручування пневматичної шини одинарного автомобільного колеса в режимі його гальмування шляхом урахування особливостей впливу коефіцієнту тертя-ковзання на дорогах з високими зчіпними властивостями.

Для досягнення поставленої мети необхідно здійснити:

– аналіз існуючих математичних залежностей, які моделюють кут закручування пневматичної шини;

– підвищити точність розрахунку кута закручування пневматичної шини шляхом модифікації існуючих залежностей;

– провести аналіз результатів за допомогою імітаційного моделювання у програмному комплексі *MatLAB*.

Визначення розрахунку пружних характеристик пневматичної шини

При навантаженні на автомобільне колесо, яке належить діапазону $R_z \in [500, 27000]$, як показав аналіз науково технічної літератури [1], можна використати модифіковану залежність C_x у вигляді:

$$C_x = \left(0,1 - \frac{B_0}{g \cdot C_x^{P_{\max}}} \cdot e^{-10 \cdot B_1 \cdot p^2} \right) \times (1,5 \cdot R_z - 1,8 \cdot 10^{-5} \cdot R_z^2), \quad (3)$$

де p – тиск у шині, МПа;

$C_x^{P_{\max}}$ – експериментальне значення крутильної жорсткості шини при максимально допустимому тиску повітря в шині, Н·м/рад.

Коефіцієнти B_0 та B_1 в рівнянні (3) можна визначити з залежностей:

$$B_0 = \frac{C_x^{P_{\min}}}{e^{B_1 \cdot P_{\min}}}; \quad (4)$$

$$B_1 = \frac{\ln\left(\frac{C_x^{P_{\max}}}{C_x^{P_{\min}}}\right)}{P_{\max} - P_{\min}}, \quad (5)$$

де $C_x^{P_{\min}}$ – експериментальне значення крутильної жорсткості шини при мінімально допустимому тиску повітря в шині, Н·м/рад;

P_{\max} – максимально допустимий тиск повітря в шині, МПа;

P_{\min} – мінімально допустимий тиск повітря в шині, МПа.

Модифікована залежність (3) дозволяє врахувати характер зміни крутильної жорсткості пневматичної шини від тиску в ній та вертикальне навантаження на неї.

Аналіз результатів моделювання за залежністю (3) показав (рис. 3 та 4), що запропонована залежність не суперечить експериментальним дослідженням, які отримано в роботі [3] (рис 5).

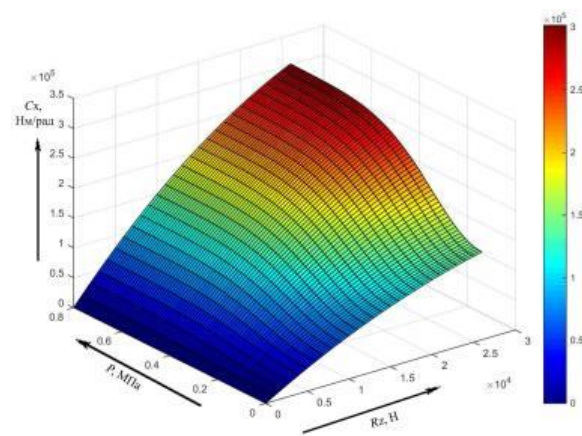


Рис. 3. Результат імітаційного моделювання зміни крутильної жорсткості пневматичної шини від вертикального навантаження на шину та тиску в шині

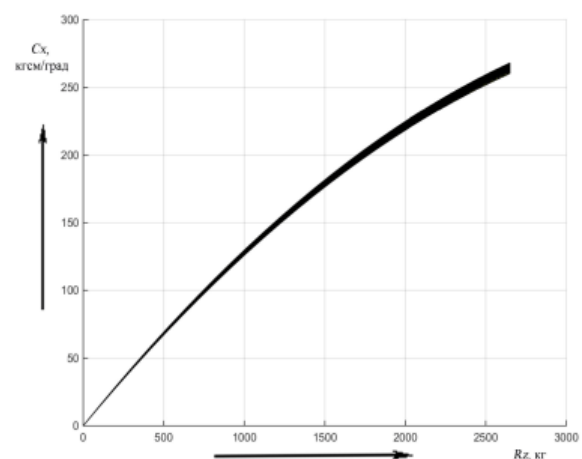


Рис. 4. Результат моделювання зміни крутильної жорсткості пневматичної шини 10.00R20 від вертикального навантаження при тиску в шині 0,5-0,8 МПа

Що стосується величини кута закручування шини в залежності (2), то аналіз науково технічної літератури [1, 4] показав, що

цей кут (ξ_x) відносно різних поверхонь дорожнього покриття може бути описаний залежностями (8) та (9), якщо прийняти лінійну модель (рис 6) деформаційних характеристик пневматичної шини в плямі її контакту з поверхнею дорожнього покриття.

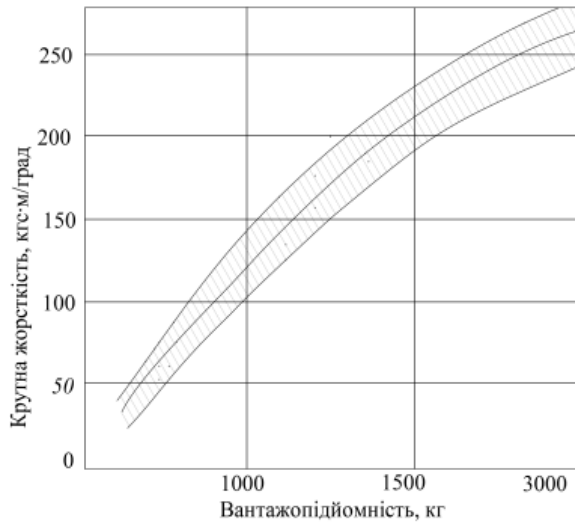


Рис. 5. Результат експериментальних досліджень зміни крутильної жорсткості шин різної вантажопідйомності [3]

$$\xi_x^{\max} = f_{\text{БЛ}} \cdot r_d \cdot (4,625 - 4,29 \cdot e^{0,0018 \cdot V_k}); \quad (8)$$

$$\xi_x^{\text{БЛ}} = 0,219 \cdot r_d \cdot f_{\text{БЛ}} \cdot e^{-0,01861 \cdot V_x}, \quad (9)$$

де V_k – швидкість автомобільного колеса, м/с;

V_x – швидкість автомобіля, м/с;

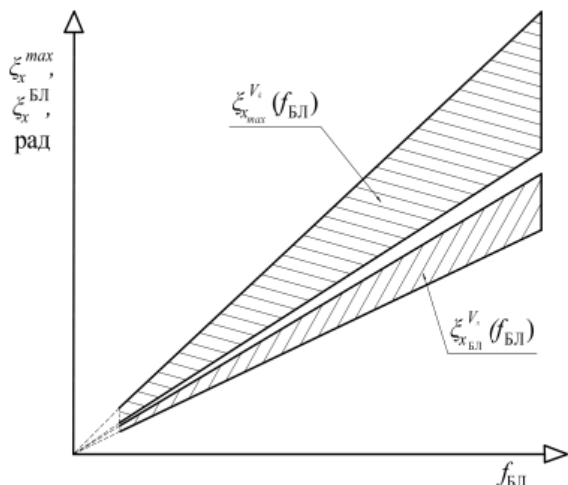


Рис. 6. Модель лінійної зміни кута закручування пневматичної шини в залежності від коефіцієнта тертя-ковзання шини відносно поверхні дорожнього покриття [2]

У загальному вигляді для опису характеру зміни реалізованого зчеплення в залежності від проковзування шини, в роботі [2] використовується залежність (10), яка з достатньою точністю [8, 9] описує фізичний характер зміни реалізованого зчеплення

$$\xi_x = \frac{a_0^\xi \cdot S}{b_0^\xi + c_0^\xi \cdot S + S^2}, \quad (10)$$

Коефіцієнти a_0^ξ , b_0^ξ , c_0^ξ , можна визначити з залежностей (11), (12), (13)

$$b_0^\xi = S_{\text{КР}}^2; \quad (12)$$

$$a_0^\xi = \frac{(\xi_x^{\max} - \xi_0) \cdot (\xi_x^{\text{БЛ}} - \xi_0) \cdot (1 - S_{\text{КР}})^2}{\xi_x^{\max} - \xi_x^{\text{БЛ}}}; \quad (11)$$

$$c_0^\xi = \frac{(\xi_x^{\max} - \xi_0) \cdot (1 + S_{\text{КР}}^2) -}{\xi_x^{\max} - \xi_x^{\text{БЛ}}} \rightarrow \frac{-2 \cdot S_{\text{КР}} \cdot (\xi_x^{\text{БЛ}} - \xi_0)}{\xi_x^{\max} - \xi_x^{\text{БЛ}}}. \quad (13)$$

Аналізуючи науково-технічну літературу[] відомо, що кут закручування пневматичної шини ξ_0 при вільному коченні колеса можна визначити з залежності (14) використовуючи положення «теорії кріпа» визначення якої прямопропорційно залежить від сили опору кочення автомобільного колеса у плямі контакту з поверхнею дорожнього покриття.

$$\xi_0 = \frac{R_{f_r} \cdot r_d}{C_x}, \quad (14)$$

де $R_{f_r} = R_z \cdot f_0$ – сила опору кочення автомобільного колеса, Н.

З аналізу проведених експериментальних досліджень з робіт [3, 14] відомо, що коефіцієнт сили опору кочення автомобільного колеса у плямі контакту з дорожнім покриттям залежить від режиму у якому знаходиться транспортний засіб (режим вільного кочення або режим гальмування) максимальний коефіцієнт якого (рис. 7) може досягати $f_0 = 0,02$.

Для визначення коефіцієнту сили опору кочення автомобільного колеса у плямі з до-

рожнім покриттям автори робіт [15] зазначають що залежність (15), найбільш оптимальна для автомобільних коліс з діагональною та радіальною конструкцією:

$$f_0 = \frac{K}{10^3} \left(\frac{5,1 + \frac{5,5 \cdot 10^5 + 90 \cdot R_z}{10^6 \cdot p}}{+ \frac{1,1 \cdot 10^3 + 0,0388 \cdot R_z \cdot V^2}{10^6 \cdot p}} \right), \quad (15)$$

де K – коефіцієнт, який приймається для радіальних пневматичних шин 0,8, а для інших дорівнює 1,0 [15]

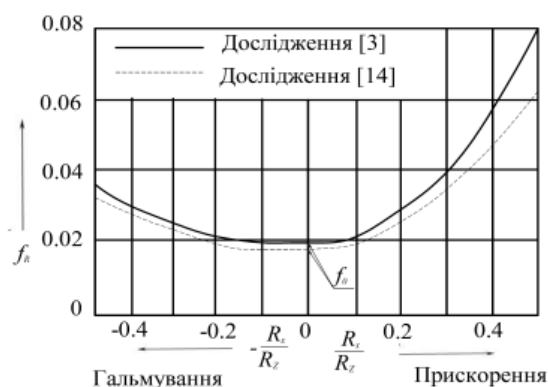


Рис. 7. Зміна коефіцієнту опору кочення колеса від реалізованого зчеплення під час дії гальмової або тягової сили

На основі аналізу експериментальних даних наведених в роботах [4, 5] щодо впливу вертикального навантаження на характеристику пневматичної шини, за допомогою залежності (14), визначимо кут закручування пневматичної шини ξ_0 , при вільному коченні автомобільного колеса [7] за умови різного вертикального навантаження на шину. Результати розрахунків, для зручності аналізу, зведемо до таблиці 1. Аналізуючи структуру залежності (14) видно, що кут закручування пневматичної шини при вільному коченні автомобільного колеса прямо пропорційний силі опору коченню R_{fR} . Аналогічним чином враховуючи гальмову силу, яку можна отримати з експериментальних даних (рис. 8) наведених у роботі [5] можна визначити максимальний кут закручування пневматичної шини та кут закручування шини заблокованого колеса з відповідного рівняння (16) та (17).

$$\xi^{\max} = \frac{R_x^{\max} \cdot r_d}{C_x}; \quad (16)$$

$$\xi^{\text{БЛ}} = \frac{R_x^{\text{БЛ}} \cdot r_d}{C_x}. \quad (17)$$

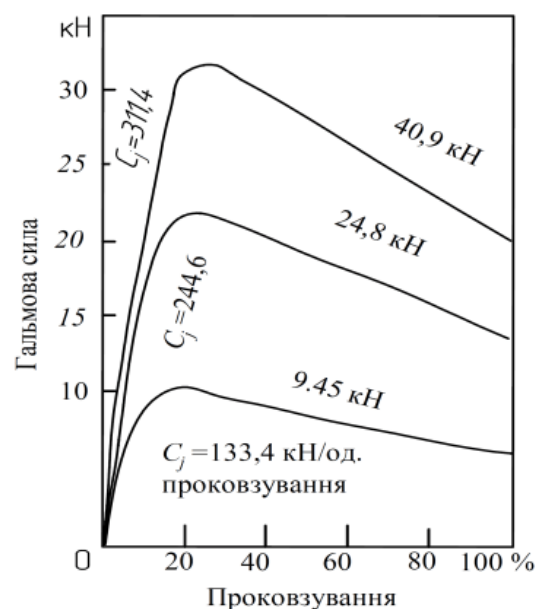


Рис. 8. Вплив вертикального навантаження на характеристику гальмування пневматичної шини 10-20 F на сухому асфальтовому покритті [5]

Таблиця 1 – Аналіз експериментальних досліджень [1, 4, 5] пневматичної шини вантажного автомобіля

| 10-R20 F | | | | | |
|----------|--------|-------|---------|---------------------|----------------|
| R_z | C_x | r_d | ξ_0 | $\xi_x^{\text{БЛ}}$ | ξ_x^{\max} |
| 40900 | 297080 | 0,49 | 0,0012 | 0,035 | 0,053 |
| 24800 | 248490 | | 0,0008 | 0,029 | 0,042 |
| 9450 | 119520 | | 0,0006 | 0,025 | 0,04 |

Враховуючи міркування авторів роботи [1], щодо нелінійного закручування пневматичної шини (рис 9) модифікуємо залежності (8) та (9) шляхом введення додаткових

коефіцієнтів, що відповідають результатам експериментальних досліджень зображених на рисунку 8. Модифіковані залежності (18) та (19) враховують більш інтенсивнішу зміну

кута закручування шини відносно поверхні дорожнього покриття при високих коефіцієнтах тертя – ковзання:

$$\xi_x^{\text{БЛ}} = (0,116 \cdot r_d \cdot f_{\text{БЛ}} \cdot e^{(-0,05233 \cdot V_k \cdot f_{\text{БЛ}})}); \quad (18)$$

$$\xi_x^{\text{max}} = f_{\text{БЛ}} \cdot r_d \cdot (2,312 - 2,14e^{(0,00216 \cdot V_a \cdot f_{\text{БЛ}})}). \quad (19)$$

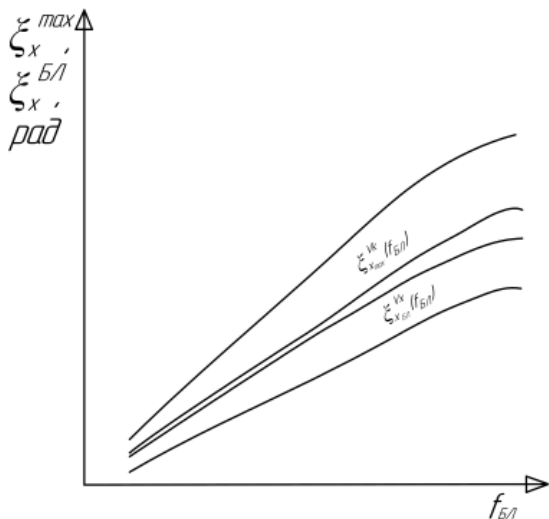


Рис. 9. Характеристика нелінійного закручування пневматичної шини у режимі гальмування КТЗ [1]

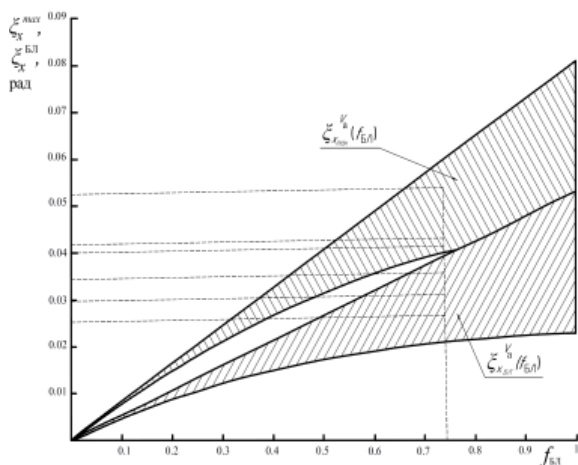


Рис. 10. Характеристика нелінійного закручування одинарної пневматичної шини (у режимі гальмування) в залежності від коефіцієнту тертя

Аналіз отриманих результатів моделювання характеру зміни кута закручування пневматичної шини колісного транспортного засобу відносно поверхні дорожнього покриття (рис 10) показав, що запропоновані залежності уточнюють положення теорії кріпа при розрахунку та імітаційному моделюванні та підтверджують нелінійний зв'язок між кутом закручування шини та поверхнею дорожнього

покриття [1, 4].

Висновки

В роботі представлені залежності, які визначають пружні характеристики одинарної пневматичної шини під час різних режимів кочення автомобільного колеса з урахуванням тертя-ковзання на дорогах з високими зчірними властивостями.

На основі проведеного аналізу були запропоновані модифіковані залежності (18), (19), які уточнюють характер зміни кута закручування шини відносно поверхні дорожнього покриття при високих коефіцієнтах тертя-ковзання на 20 %.

Отримані результати імітаційного моделювання за запропонованою залежністю (3) визначають, що найвищих показників крутильної жорсткості пневматична шина досягає при тиску в шині 0,8 МПа та при вертикальному навантаженні на неї близько $2,6 \cdot 10^4$ Н.

Література

1. Богомолов В. А., Леонтьев Д. Н., Крижик Л. А., Михалевич Н. Г. Реализация интеллектуальных функций в электронно – пневматическом тормозном управлении транспортных средств. Харьков, 2015. 450 с
2. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. Москва, 1989. 272 с.
3. Кнороз В. И., Кленников Е. В., Петров И. П., Шелухин А. С., Юрьев Ю. М. Работа автомобильной шины. Москва, 1976. 238 с.
4. Рыжих Л. А., Леонтьев Д. Н., Быкадоров А. В. Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации и ее жесткости. *Автомобильная промышленность*. Москва, 2014, Вып. 10. С. 20–24.
5. Вонг. Дж. Теория наземных транспортных средств. Москва, 1982. 284 с.
6. Фоминых А. Б., Жеглов Л. Ф. Характеристики широкопрофильной автомобильной шины на крупных неровностях. *Наука и образование МГТУ им Н.Э. Баумана*. Москва, 2015. Вып 11. С. 1–11.
7. Клименко В. И., Шуклинов С. Н., Леонтьев Д. Н. Анализ методов определения коэффициента сопротивления качению колес автомобиля. *Автомобильный транспорт*. Харьков, 2020, Вып 46. С. 33–39.
8. Leontiev D.N., Nikitchenko I.N., Ryzhyh L.A., Kuripka O.V. (2019) About Application the Tyre – Adhesion Determination of a Vehicle Equipped with an Automated System of Brake Proportioning. *Science and Technique*, Minsk, 5, 401-408.
9. Леонтьев Д. М., Михалевич М. Г., Фролов А. А. Вплив вертикального навантаження на

- гальмівну силу та коефіцієнт зчеплення шини автомобільного колеса. *Теорія та практика судової експертизи і криміналістики*. Харків, 2018, Вип. 18. С. 383 – 392.
10. Pacejka H.B., Besselink J.M. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. Lisse: Swets & Zeitlinger B.V., 1997. P. 234 – 249.
 11. Burckhardt M. Erfahrungen bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes-Benz, Bosch Anti-Blockier-Systems *Automobiltechnische Zeitschrift*. 1979. 5. P. 201–208.
 12. Mark Denny The dynamics of antilock brake systems. *European Journal of Physics*. 2005. № 6. P. 1007–1016.
 13. Леонтьев Д.М., Рижих Л.О., Бикадоров О.В. Методи розрахунку коефіцієнту зчеплення, що реалізується при коченні колеса в гальмівному режимі. *Автомобільний транспорт*. Харків, 2010. – Вип. 27. С.7–12.
 14. Samuel K.C. Mechanics of Pneumatic Tires. Washington, 1981. 942 p.
 15. Pauwels J., Dalhuijsen W., Merts M., Tyre dynamics, tyre as a vehicle component Part. Arnhem, 2007, 50 p.
- ### References
1. Turenko A. N., Mikhalyevych N. G., Leontiev D. N. (2015) Realizatsiya intellektualnykh funktsiy v elektronno – pnevmatichnom tormoznom upravlenii transportnykh sredstv. [Implementation of Intelligence Functions in Electronic-pneumatic Brake Control of Vehicles]. Monografiya [in Russian].
 2. Levin, M.A., Fufayev, N.A. (1989) Teoriya kacheniya deformirovannogo kolesa. [The theory of rolling deformed wheels]. Uchebnoe posobie. [in Russian]
 3. Knoroz V.I. Klennikov E.V., Petrov I.P., Sheluhin A.S., Yrev U.M. (1976) Rabota avtomobilnoy shinu [Car tire operation] Uchebnoe posobie. [in Russian].
 4. Ryzhykh L.A., Leontiev D.N., Bykadorov A.V. (2014) Opredelenie prodolnoy realizuemy silyi stsepleniya avtomobilnogo kolesa s opornoй poverhnostyu po krutilnoy deformatsii i ee zhestkosti [Determination Longitudinal Tire using twist angle and stiffness properties of the tire]. *Avtomobil'naya Promyshlennost'*. Moscow, 10, 20-24 [In Russian].
 5. Wong J.Y. (1982) Teoriya nazemnykh transportnykh sredstv [Theory of ground vehicles] Uchebnoe posobie [In Russian].
 6. Fominykh A.B., Jeglov L.F., (2015) Harakteristiki shirokoprofilnoy avtomobilnoy shiny na krupnykh nerovnostyakh. [Wide – section Tire Features on Large Bumps] *Science and Education of the Bauman*. Moscow, 11, 1-11 [In Russian].
 7. Klimenko V.I., Shuklinov S.N., Leontiev D.N., (2020) Analiz metodov opredeleniya roeficienta soprotivleniya kacheniu koles avtomobila [Analysis of methods for determining the coefficient of rolling resistance of car wheels] *Avtomobilniy transport, Harkov*. 33 – 39 [In Russian].
 8. Leontiev D.N., Nikitchenko I.N., Ryzhyh L.A., Kuripka O.V. (2019) About Applicdction the Tyre – Adhesion Determination of a Vehicle Equipped withan Automated System of Brake Proportioning. *Science and Technique, Minsk*, 5, 401-408
 9. Leontiev D.N., Michalevich N.G., Frolov A.A., (2018) Vpliv vertikalnogo navantazhennya na galmivnu silu ta koefitsient zcheplennya shini avtomobilnogo kolesa. [Influence of Vertical load on Braking force tire adhesion coefficient of vehicle wheel]. *Theory and Practice of Forensic Science and Criminalistics. Harkov*, 18, 383-392.
 10. Pacejka, H.B., Besselink, I.J.M. (1997) Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. Lisse: Swets & Zeitlinger B.V. 234 – 249.
 11. Burckhardt M. (1979) Erfahrungen bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes-Benz, Bosch Anti-Blockier-Systems *Automobiltechnische Zeitschrift*. 5. 201–208.
 12. Mark Denny (2005) The dynamics of antilock brake systems. *European Journal of Physics*. 6. 1007–1016.
 13. Ryzhykh L.A., Leontiev D.N., Bykadorov A.V (2010) Metodi rozrahunku koefitsiEntu zcheplennya, scho realizuetsya pri kochenni kolesa v galmivnomu rezhimi.[Methods for calculating the coefficient of adhesion, which is realized when rolling the wheel in the brake mode] *Avtomobilniy transport, Harkiv*, 27, 7 – 12 [In Russian].
 14. Samuel K.C. (1981) Mechanics of Pneumatic Tires. Washington.
 15. Pauwels J., Dalhuijsen W., Merts M. (2007) Tyre dynamics, tyre as a vehicle component Part. Arnhem.
- Клименко Валерій Іванович**¹, д.т.н., проф., каф. Автомобілів ім. А.Б. Гредескула, valeriy.klimenko@gmail.com, тел. +38050-845-65-29, orcid: 0000-0002-7399-0397
- Капский Денис Васильевич**², д.т.н., доц., каф. Автотракторного факультету, d.kapsky@gmail.com, тел. +375296865323, orcid: 0000-0001-9300-3857
- Леонтьев Дмитро Миколайович**¹, к.т.н., доц. каф. Автомобілів ім. А.Б. Гредескула, dima.a3alij@gmail.com, тел. +38 095-903-68-88, orcid: 0000-0003-4255-6317
- Куріпка Олександр Володимирович**¹, аспірант каф. Автомобілів ім. А.Б. Гредескула, kuripkas199721@gmail.com, тел. +38 050-845-65-29, , orcid: 0000-0002-0550-7201
- Фролов Андрій Анатолійович**¹, аспірант каф. Автомобілів ім. А.Б. Гредескула, andrey5120@mail.ru, тел. +380988262198, orcid: 0000-0002-3868-4511
- ¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна,

м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

²Білоруський національний технічний університет, 220013, Республіка Білорусь, м. Мінськ, пр-т Незалежності, 65.

Determination of Tangential Properties of a Single Pneumatic Tire in the Vehicle Braking Mode of a Vehicle

Abstract. Problem. In the event of circumstances that may cause a traffic accident (accident), drivers apply emergency braking, which usually leads to the blocking of car wheels and the formation on the road surface of track information from pneumatic tires. If automated brake force control systems are installed in the brake actuator of the vehicle, the tracking information from the pneumatic tires may be absent or weak, and the braking efficiency of the wheeled vehicle will depend on the angular deformation of the tire relative to the road surface, which in turn is limited. coupling properties in the contact spot "tire-road surface". **Goal.** The aim of the work is to improve the method of determining the angle of twist of the pneumatic tire of a single car wheel in the mode of its braking by taking into account the effects of the coefficient of friction-sliding on roads with high traction. **Methodology** the peculiarities of twisting the pneumatic tire of a car wheel with a single busbar in the mode of vehicle braking on roads with low and high coefficient of friction - sliding are considered. The analysis of the model of dynamic change of the tire twist angle depending on the sliding of the tire tread elements in the spot of contact with the road surface is performed, and the results of simulation modeling are obtained, which are confirmed by experimental experiments. **Originality.** An empirical dependence is proposed, which takes into account the

nature of the decrease in the value of the angle of twist of the tire on roads with high traction properties.

Practical value. The obtained results of simulation modeling according to the proposed dependence determine that the highest indicators of torsional rigidity of the pneumatic tire are reached at a tire pressure of 0.8 MPa and a vertical load on it of about $2.6 \cdot 10^4$ N.

Key words: Brake control, brake system, twisting angle, active safety, vehicle slip.

Klimenko Valeriy¹, professor, Doct of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Automobiles named after A.B. Gredeskul, valeriy.klimenko@gmail.com, Tel. +38050-845-65-29 orcid:0000-0002-7399-0397

Kapski Denis², Candidate of Technical Sciences, Automotive and Tractor Faculty d.kapsky@gmail.com, Tel. +375296865323, orcid: 0000-0001-9300-3857

Leontiev Dmytro¹, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Automobiles named after A.B. Gredeskul, dima.a3alij@gmail.com, Tel.+38 066-777-77-77, orcid: 0000-0003-4255-6317

Kuripka Oleksandr¹, PhD., student, Tel.: +38 050-845-65-29, kuripkas199721@gmail.com, orcid: 0000-0002-0550-7201

Frolov Andrii¹, PhD., student, Tel.:+380988262198, andrey5120@mail.ru, orcid: 0000-0002-3868-4511

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

²Belarusian National Tehnical University, 65, Nezavisimosty str, Minsk, 61002, Belarus.