

## ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕНОСТІ СТАБІЛІЗУЮЧОГО МОМЕНТУ ШИНИ

*Солтус А.П.*, доктор технічних наук, Черкаський державний технологічний університет, Черкаси, Україна, [auto.soltus@ukr.net](mailto:auto.soltus@ukr.net), [orcid.org/0000-0002-6010-1124](https://orcid.org/0000-0002-6010-1124)

*Клімов Е.С.*, кандидат технічних наук, Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, Кременчук, Україна, [edward.klimov@gmail.com](mailto:edward.klimov@gmail.com), [orcid.org/0000-0002-2662-2401](https://orcid.org/0000-0002-2662-2401)

*Тарандушка Л.А.*, доктор технічних наук, Черкаський державний технологічний університет, Черкаси, Україна, [tarandushkal@ukr.net](mailto:tarandushkal@ukr.net), [orcid.org/0000-0002-1410-9088](https://orcid.org/0000-0002-1410-9088)

*Костян Н.Л.*, кандидат технічних наук, Черкаський державний технологічний університет, Черкаси, Україна, [438knl@gmail.com](mailto:438knl@gmail.com), [orcid.org/0000-0002-1599-4007](https://orcid.org/0000-0002-1599-4007)

## ON THE QUESTION OF DETERMINATION OF TIRE SELF-ALIGNING TORQUE

*Soltus A.P.*, Doctor of Technical Sciences, Cherkasy State Technological University, Cherkasy, Ukraine, [auto.soltus@ukr.net](mailto:auto.soltus@ukr.net), [orcid.org/0000-0002-6010-1124](https://orcid.org/0000-0002-6010-1124)

*Klimov E.S.*, Ph.D. in Technical Sciences, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, Kremenchuk, Ukraine, [edward.klimov@gmail.com](mailto:edward.klimov@gmail.com), [orcid.org/0000-0002-2662-2401](https://orcid.org/0000-0002-2662-2401)

*Taranduska L.A.*, Doctor of Technical Sciences, Cherkasy State Technological University, Cherkasy, Ukraine, [tarandushkal@ukr.net](mailto:tarandushkal@ukr.net), [orcid.org/0000-0002-1410-9088](https://orcid.org/0000-0002-1410-9088)

*Kostian N.L.*, Ph.D. in Technical Sciences, Cherkasy State Technological University, Cherkasy, Ukraine, [438knl@gmail.com](mailto:438knl@gmail.com), [orcid.org/0000-0002-1599-4007](https://orcid.org/0000-0002-1599-4007).

### Постановка проблеми

Прикладені до вхідної ланки еластичного колеса, якою є жорсткий диск, крутний момент від трансмісії, гальмівний момент від гальмівного механізму, сила штовхання від остова, момент від кермового керування, бічна сила, зумовлена вітром, нахилом опорної поверхні та інерційними силами, викликають реакції у вихідній ланці, якою є контактний відбиток шини. Наявність реакцій у контактному відбитку шини, який одночасно належить колесу та опорній поверхні, зумовлює рух колеса [1].

Водночас під час руху колеса по криволінійній траєкторії виникає бічне зміщення диска та його закручування відносно відбитка шини під час проходження колесом шляху, що дорівнює половині поздовжньої осі контактної відбитка. Поворот диска відносно відбитка шини викликає момент закручування, а його бічне зміщення – бічну силу. Бічне зміщення диска під час руху по криволінійній траєкторії зумовлює кочення колеса з кутом відведення, який прийнято називати «кінематичним» [2–5].

Під час плоскопаралельного руху колеса з відведенням, яке зумовлене бічним зміщенням диска колеса відносно відбитка шини з моменту входу точки шини в контакт з опорною поверхнею та до моменту її виходу з контакту, у контактному відбитку з'являються бічні сили, рівнодійна яких зміщена відносно геометричного центра відбитка шини [1–5]. Ця зміщена рівнодійна у контактному відбитку шини приводиться до стабілізуючого моменту шини та сили, прикладеної в центрі контактної відбитка шини. Водночас поздовжні реакції в контакті шини під час руху з відведенням, аналогічно бічним силам, викликають також стабілізуючий момент, який значно менший порівняно з поперечним стабілізуючим моментом та який прийнято називати поздовжнім. У подальшому в роботі наведено дослідження стабілізуючого моменту шини, зумовленого тільки бічними реакціями опорної поверхні під час кочення колеса з відведенням. Вплив поздовжніх реакцій на його величину враховується відповідним коефіцієнтом.

Отже, стабілізуючий момент шини діє відносно вертикальної осі, що проходить через центр контактної відбитка шини та викликаний зміщенням рівнодійних бічних і поздовжніх реакцій відносно центра контактної відбитка шини під час кочення колеса з відведенням.

Оскільки кочення колеса з відведенням суттєво впливає на керованість і стійкість руху автомобіля, робота присвячена розв'язуванню задачі, пов'язаної з особливостями визначення бічної сили та стабілізуючого моменту шини під час кочення еластичного колеса з відведенням.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Питанню визначення бічної сили та стабілізуючого моменту шини колеса, що котиться з відведенням, присвячені роботи вітчизняних і зарубіжних дослідників, серед яких, на нашу думку, заслуговують на увагу роботи М. Келдиша [3], В. Кнороза [4], А. Литвинова [5], Р. Смілей і В. Горнома [6], Г. Фронденштейна [7], Г. Пасежка [8] та ін.

Відомо, що під час кочення колеса з бічним відведенням стабілізуючий момент шини  $M_{ш}$  зі збільшенням кута відведення  $\delta$  збільшується, досягає максимального значення, а потім при  $\delta > \delta_{M_{шmax}}$  зменшується [5–8]. Для деяких шин за великих кутів відведення на величину стабілізуючого моменту можуть суттєво впливати поздовжні реакції, що спричинює зміну знаку цього моменту [5, 8].

Зі збільшенням тиску повітря в шині стабілізуючий момент шини зменшується тим примітніше, чим більше нормальне навантаження [5].

На величину стабілізуючого моменту шини впливають також фізико-механічні властивості опорної поверхні. Зі збільшенням коефіцієнта зчеплення максимальний стабілізуючий момент шини збільшується [5–7].

Для ілюстрації виникнення стабілізуючого моменту шини на рис. 1 наведено епюри розподілу бічних елементарних реакцій у контактному відбитку шини за різних кутів відведення на дорозі з високим коефіцієнтом зчеплення.

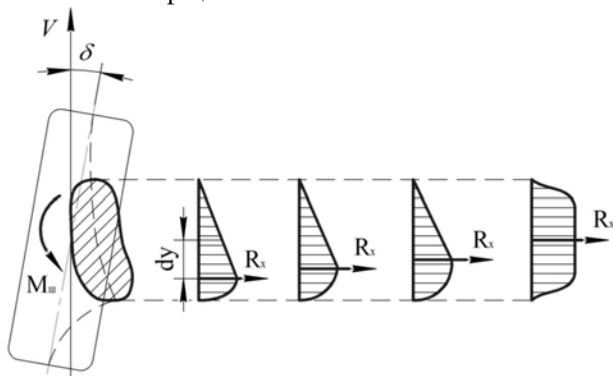


Рисунок 1 – Епюра розподілу бічних елементарних реакцій у контактному відбитку шини

Figure 1 – The diagram of the distribution of lateral elementary reactions in the contact tire patch

Із аналізу рис. 1 видно, що при малих кутах відведення епюра розподілу елементарних бічних реакцій наближається до трикутника, а її рівнодійна зміщена на величину  $dy > 0$  до задньої частини контактної відбитка. При цьому передня частина відбитка паралельна напрямку руху, а задня згинається, викликаючи проковзування елементів шини по опорній поверхні. У міру збільшення кута відведення площа зон ковзання збільшується, а рівнодійна бічних реакцій зміщується вперед до центра відбитка. Якщо кут відведення  $\delta = 12...15^\circ$ , ковзання відбувається по всій площі контактної відбитка. Рівнодійна елементарних бічних сил досягає максимуму, обмеженого зчепними властивостями шини, і зміщується до центра контактної відбитка. У цьому випадку

стабілізуючий момент шини прямує до нуля, оскільки відсутнє зміщення точки прикладання рівнодійної бічних сил відносно центра контактної відбитка ( $dy = 0$ ).

Прийняття пропорційності між бічною силою та кутом відведення, дозволило описати фізичні процеси, що відбуваються у тілі шини, простими аналітичними залежностями. При малих кутах відведення бічна сила, що діє на колесо, яке котиться з відведенням, пропорційна куту відведення та визначається так:

$$D_a = k_a \delta, \quad (1)$$

де  $P_\delta$  – бічна сила, що діє на колесо з відведенням, Н;  $k_a$  – коефіцієнт опору бічному відведенню, Н/град;  $\delta$  – кут відведення, град.

У роботах [4], [5], [7], [9] залежність  $P_\delta = f(\delta)$  рекомендується представити графічно у вигляді трьох ланок: нахилена ланка – «чисте відведення» за відсутності ковзання у контактному відбитку, криволінійна ланка – у зоні контакту наявні зони зчеплення та ковзання, горизонтальна ланка – «чисте ковзання», за якого в контактні колеса з опорною поверхнею наявні тільки зони ковзання. Однак крива  $P_\delta = f(\delta)$ , яка отримана експериментально [5, 9], у багатьох випадках має складнішу форму. Нахилена ланка фактично відсутня, оскільки при всіх кутах відведення, навіть незначних, у контактному відбитку наявні зони з частковим ковзанням. Тому А. Литвинов рекомендує вважати умовною наявність нахиленої ланки [5].

Питаннями, пов'язаними з нелінійністю залежності  $P_\delta = f(\delta)$ , займалися багато дослідників [2], [6–8]. Так, Р. Смілей і В. Горном [6] залежність  $P_\delta = f(\delta)$  рекомендують розділити на дві зони: зону часткового ковзання та зону повного ковзання. Для зони часткового ковзання виконується умова

$$\frac{k_{во} \delta}{1,5} \leq \varphi R_N, \text{ за якої бічну силу автори рекомендують визначати так:}$$

$$P_{\delta} = k_{\text{в}0} \delta \left[ 1 - \frac{4}{27} \left( \frac{k_{\text{в}0} \delta}{\varphi R_N} \right)^2 \right], \quad (2)$$

де  $k_{\text{в}0}$  – коефіцієнт опору бічному відведенню при  $\delta = 0$ ;  $R_N$  – нормальна реакція опорної поверхні.

При  $\frac{k_{\text{в}0} \delta}{1,5} \geq \varphi R_N$  автори вважають, що бічна сила досягає максимального значення  $P_{\text{бmax}}$  і не

залежить від величини кута відведення, обмежена значенням коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  та визначатиметься за виразом:

$$P_{\text{бmax}} = \varphi R_N. \quad (3)$$

Із аналізу залежності (2) видно, що графік залежності  $P_{\delta} = f(\delta)$  не має лінійної ланки, а це означає, що коефіцієнт опору відведенню не є постійною величиною. Водночас залежністю (3) автори підтверджують, що за певного значення кута відведення бічна сила досягає максимального значення та не залежить від величини кута відведення, а її значення обмежено величиною коефіцієнта зчеплення  $\varphi$ .

Водночас проведені А. Литвиновим [5] експериментальні дослідження показали, що у певній зоні залежності  $P_{\delta} = f(\delta)$  коефіцієнт  $k_{\text{в}}$  залишається незмінним.

Цей висновок підтверджений у роботах В. Кнороза [4, 9, 10], у яких було встановлено, що лінійність бічної сили від кута відведення у шин легкових автомобілів зберігається до кутів  $3-4^{\circ}$ , а у шин вантажних автомобілів – до  $4-5^{\circ}$  на сухому асфальтобетоні з високим коефіцієнтом зчеплення.

Отже, наявність лінійної ланки залежності  $P_{\delta} = f(\delta)$  зумовлена наявністю зон зчеплення у контактному відбитку, які залежать від коефіцієнта зчеплення. Тому, чим більше значення коефіцієнта зчеплення, тим кут відведення матиме більше значення, при якому залежність  $P_{\delta} = f(\delta)$  буде лінійною. При куті відведення, за якого у контактному відбитку шини будуть тільки зони ковзання, бічна сила досягає максимуму та з подальшим збільшенням кута відведення не залежить від його величини.

Максимальний стабілізуючий момент для шин при номінальному навантаженні і внутрішньому тиску повітря А. Литвинов [5] під час кочення колеса з відведенням рекомендує визначати за емпіричною залежністю:

$$M_{u \text{max}} = (0,015 \dots 0,0225) G_k \quad (4)$$

де  $M_{u \text{max}}$  – максимальний стабілізуючий момент шини, Н·м;  $G_k$  – нормальне навантаження на шину, Н.

Однак вищенаведена залежність наближена і не враховує коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею, тиск повітря, конструктивні особливості шини.

Ураховуючи, що на величину стабілізуючого моменту шини визначальний вплив має кут відведення, стабілізуючий момент шини визначають як функцію кута відведення.

Аналіз наведених у роботі [11] результатів експериментальних досліджень залежності стабілізуючих моментів від кутів відведення для шини розміру 6.45–13 мод. M130-A показав, що зі збільшенням тиску повітря в шині зменшується як поточне значення стабілізуючих моментів шин, так і їх максимальні значення.

На підставі аналізу експериментальних даних залежностей стабілізуючих моментів шин від кутів відведення, отриманих багатьма дослідниками, у роботі [11] Т. Литвинова пропонує емпіричну залежність, яка апроксимує криву  $M_u = f(\delta)$  у межах зміни кутів відведення від  $0^{\circ}$  до величини, більшої на 20–30 % від кута відведення, що відповідає максимуму стабілізуючого моменту:

$$\frac{M_u}{M_{u \text{max}}} = 2 \frac{\delta}{\delta_{Mu \text{max}}} - \left( \frac{\delta}{\delta_{Mu \text{max}}} \right)^2, \quad (5)$$

де  $M_u$  – стабілізуючий момент шини при поточному значенні кута відведення  $\delta$ ;  $M_{u \text{max}}$  – максимальне значення стабілізуючого моменту шини;  $\delta_{Mu \text{max}}$  – кут відведення, при якому стабілізуючий момент шини досягає максимального значення.

Величини  $M_{u \text{max}}$  та  $\delta_{Mu \text{max}}$  автор рекомендує визначати експериментально на стенді. Однак під час дослідження на барабанному стенді величина моменту  $M_u = f(\delta)$  буде меншою, ніж під час визначення на площині [5, 11]. Різниця між експериментальними даними залежатиме від співвідношення діаметрів барабана і шини. Це пояснюється тим, що унаслідок випробування шин на барабані змінюються характер розподілу питомого тиску по площі контакту та його розміри. Для отримання даних щодо стабілізуючого моменту шини необхідно, щоб відношення діаметра барабана до діаметра шини було не менше, ніж 3,5.

Р. Смілей і В. Горном [6] рекомендують стабілізуючий момент шини визначати за емпіричними залежностями, поділивши його на три зони, залежно від безрозмірної величини  $\frac{k_{\text{во}} \delta}{\varphi R_N}$ , яка залежить від величини коефіцієнта зчеплення:

$$\text{при } \frac{k_{\text{во}} \delta}{\varphi R_N} \leq 0,1 \quad M_{\text{ш}} = 0,4ak_{\text{во}}\delta, \quad (6)$$

$$\text{при } 0,1 \leq \frac{k_{\text{во}} \delta}{\varphi R_N} \leq 0,55 \quad M_{\text{ш}} = \frac{a}{2} \left[ k_{\text{во}} \delta \left( 1 - \frac{k_{\text{во}} \delta}{\varphi R_N} \right) - 0,01\varphi R_N \right], \quad (7)$$

$$\text{при } \frac{k_{\text{во}} \delta}{\varphi R_N} \geq 0,55 \quad M_{\text{ш}} = \frac{a}{2} [0,2925\varphi R_N - 0,1k_{\text{во}}\delta]. \quad (8)$$

Максимальне значення стабілізуючого моменту шини автори рекомендують визначати за виразом:

$$M_{\text{ш}} = 0,12a\varphi R_N, \quad (9)$$

де  $a$  – поздовжня вісь контактного відбитка шини.

Отже, стабілізуючий момент шини створюється зміщенням рівнодійних бічних і поздовжніх реакцій у відбитку шини під час кочення колеса з відведенням, а внаслідок реалізації зчеплення елементів шини з опорною поверхнею стабілізуючий момент шини дорівнює нулю. Щодо стабілізуючого моменту шини під час криволінійного руху та кочення з розвалом, то залежностей для його визначення не існує.

**Мета дослідження.** Визначити особливості розрахунку стабілізуючого моменту шини та бічної сили під час кочення колеса з відведенням.

#### Виклад основного матеріалу.

Оскільки стабілізуючий момент шини та бічна сила залежать від стану контактної відбитка шини, для дослідження стабілізуючого моменту шини прийнято стан контактної відбитка шини визначати за співвідношенням зон зчеплення та ковзання у ньому так:

- у контактній зоні знаходяться тільки зони зчеплення;
- у контактній зоні знаходяться зони зчеплення та ковзання;
- у контактній зоні знаходяться тільки зони ковзання.

Кожен зі станів контактної відбитка шини характеризуватимемо кутами  $\theta_A$  та  $\theta_B$  повороту заблокованого керованого колеса на місці. При цьому кут  $\theta_A$  – це найбільший кут повороту колеса на місці, за якого існує умовна лінійна залежність між моментом опору повороту шини керованого колеса на місці та кутом повороту керованого колеса. У цьому випадку у контактній шини з опорною поверхнею є тільки зони зчеплення. Кут  $\theta_B$  – це найменший кут повороту керованого колеса на місці, за якого момент опору повороту шини досягає максимального значення та обмежений зчепними можливостями контакту шини з опорною поверхнею. При такому найменшому куті повороту колеса на місці вважається, що у контактній відбитку шини наявні тільки зони ковзання.

Із урахуванням прийнятих визначень кутів  $\theta_A$  та  $\theta_B$  у контактній шини з опорною поверхнею будуть наявні тільки зони зчеплення при поточному куті повороту колеса  $0 < \theta \leq \theta_A$ . Наявність водночас зон зчеплення та ковзання у контактній відбитку буде при куті повороту колеса на місці  $\theta_A < \theta < \theta_B$ . У цих межах збільшення кута повороту спричинює збільшення зон ковзання та відповідно зменшення зон зчеплення.

У разі повороту колеса на місці на кут  $\theta \geq \theta_B$  у контактній відбитку шини будуть наявні тільки зони ковзання, а зони зчеплення будуть відсутні. Водночас зчепні можливості шини будуть повністю реалізовані.

Кути  $\theta_A$  та  $\theta_B$  набувають максимальних значень на сухому асфальтобетоні, який забезпечує максимальне значення коефіцієнта зчеплення  $\varphi = \varphi_{\text{max}} = 0,7$ . Максимальні значення кутів  $\theta_A$  і  $\theta_B$  дорівнюють: для шин вантажних автомобілів  $\theta_A = \theta_{A\text{max}} \leq 5^\circ$ ,  $\theta_B = \theta_{B\text{min}} \leq 13^\circ$ ; для шин легкових автомобілів  $\theta_A = \theta_{A\text{max}} \leq 4^\circ$ ,  $\theta_B = \theta_{B\text{min}} \leq 10^\circ$  [1, 9]. На інших опорних поверхнях значення цих кутів зменшується, оскільки коефіцієнт зчеплення між шиною та опорною поверхнею менший.

Для опорних поверхонь, на яких коефіцієнт зчеплення  $\varphi < \varphi_{\text{max}}$ , значення цих кутів рекомендують визначати за виразами:

$$\theta_A = \frac{\varphi}{\varphi_{\text{max}}} \theta_{A\text{max}}, \quad (10)$$

$$\theta_B = \frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \theta_{B \max}, \quad (11)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею, який визначають експериментально або для конкретної опорної поверхні беруть із літературних джерел.

З урахуванням викладеного щодо стану контактної відбитка шини залежність бічної сили та стабілізуючого моменту шини може бути описана аналітичними виразами як функції кута відведення.

Аналіз робіт [1, 2, 3, 10] показує, що під час кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії відбувається одночасно бічне зміщення диска та його закручування відносно відбитка шини внаслідок проходження шляху, що дорівнює половині поздовжньої осі контактної відбитка шини. Оскільки є бічне зміщення диска, то буде і бічна сила. Водночас у цих роботах не відмічається стабілізуючий момент шини під час кочення колеса по криволінійній траєкторії. Виникає необхідність визначитись із стабілізуючим моментом шини для цього випадку.

Для визначення особливостей кінематики та динаміки руху по колу еластичного колеса розглянемо рух системи, яка складається з еластичного колеса та опорної поверхні за умови, що колесо встановлено нерухомо, а опорна поверхня рухається по колу. На рис. 2 наведено кінематику колового руху системи «нерухоме колесо–рухома опорна поверхня».

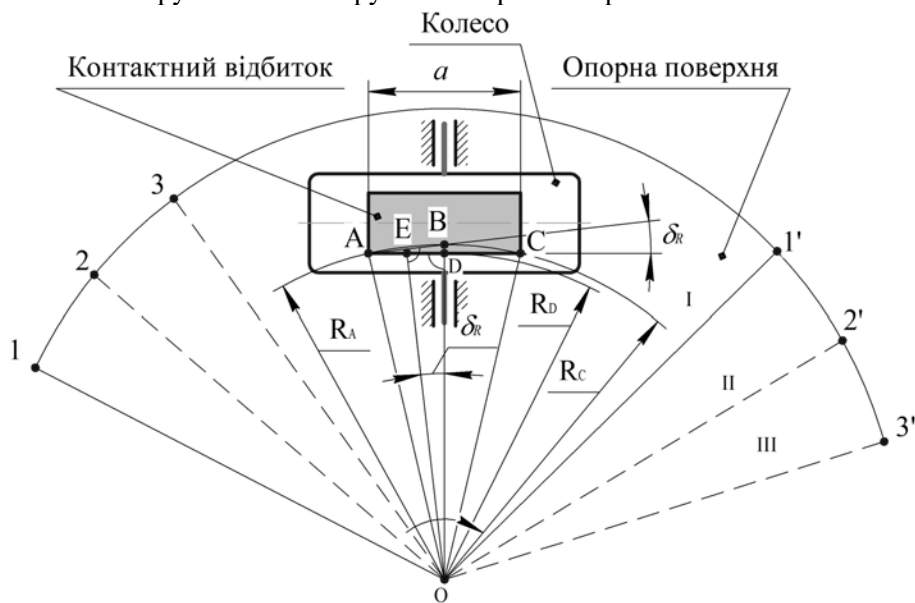


Рисунок 2 – Кінематика колового руху системи «нерухоме колесо–рухома опорна поверхня»  
Figure 2 – Kinematics of the circular movement of the "fixed wheel–moving support surface" system

Згідно з рис. 2, колесо закріплено нерухомо, а опорна поверхня рухається по колу відносно центра, точки  $O$ , за напрямком руху годинникової стрілки. Контактний відбиток шини, приведений до рівновеликого прямокутника, має поздовжню вісь  $a$ , а кожна його точка знаходиться у стані зчеплення з опорною поверхнею. Розглянемо рух точки контактної відбитка шини з моменту її входу в контакт з опорною поверхнею (точка  $A$ ) до моменту її виходу з контакту (точка  $C$ ).

Після повороту опорної поверхні в положення, за якого буде досягнуто максимальне зміщення точки контакту шини в бічному напрямку, опорна поверхня від початкового положення  $O-1-1'$  займе положення  $O-2-2'$ , а точка контакту шини переміститься разом з опорною поверхнею з точки  $A$  по дузі  $AB$  радіуса  $R_A$  у нове положення, точку  $B$ , що забезпечить їй бічне зміщення  $BD$ . Зміщення  $BD$  точки контакту в бічному напрямку спричинить водночас, з одного боку, закручування шини відносно нерухомого диска на  $\angle BAD$ , а з іншого – кінематичний кут відведення  $\delta_R$ . Кут закручування та кінематичний кут відведення, як показує аналіз роботи [5], рівні за величиною та досягають у цьому випадку максимальних значень.

Унаслідок подальшого повороту опорної поверхні в положення  $O-3-3'$  точка контакту переміститься з точки  $B$  у нове положення, точку  $C$ . При цьому бічне зміщення зменшуватиметься і з досягненням точки  $C$  дорівнюватиме нулю. Водночас зі зменшенням бічного зміщення зменшуватиметься кут закручування  $\angle BAD$  і в точці  $C$  кут закручування дорівнюватиме нулю. Радіус траєкторії руху точки контакту  $R_C = R_A$ .

Аналіз наведеного показує, що незалежно від того, як здійснюється коловий рух системи, яка складається з еластичного колеса та опорної поверхні, бічне зміщення та кут закручування диска

відносно точки  $A$  здійснюється за час проходження половини шляху між точкою входу шини в контакт з опорною поверхнею, точки  $A$ , та точкою її виходу із контакту з опорною поверхнею, точки  $C$ .

Вище розглянуто рух окремої точки контактної відбитка. Щодо контактної відбитка в цілому, то згідно з роботами [2, 12–14], під час руху по криволінійній траєкторії контактний відбиток шини повертається відносно диска колеса, а центром, відносно якого він повертається, є центр відносного повороту, який зі збільшення радіуса траєкторії зміщується до краю відбитка. Якщо прийняти, що точка  $D$  знаходиться на стороні відбитка шини та є центром відносного повороту контактної відбитку, то  $\angle EOD = \angle BAD$  як кути зі взаємно перпендикулярними сторонами. Оскільки  $AD = a/2$ , відповідно  $DE = a/4$ , то  $\angle EOD$  визначимо з  $\triangle EOD$  за виразом  $\angle EOD = \arctg (DE/OD) = a/(4R_D)$ , рад, де  $R_D$  – радіус траєкторії руху центра відносного повороту контактної відбитка шини.

Особливої уваги заслуговує епюра бічних сил, а відповідно і стабілізуючий момент шини під час кочення колеса по криволінійній траєкторії. Із аналізу рис. 2 видно, що епюра бічного зміщення точки контакту шини з опорною поверхнею, яка визначатиметься за траєкторією  $ABC$  її бічного переміщення, симетрична відносно поперечної осі контактної відбитка, а тому рівнодійна бічних сил під час кочення колеса по криволінійній траєкторії проходить через центр відбитка і ніякого зміщення рівнодійної відносно центра відбитка не відбувається. За відсутності такого зміщення рівнодійної бічних сил відносно центра контактної відбитка стабілізуючий момент шини, викликаний кінематикою руху колеса по колу, дорівнює нулю. Аналогічні явища відбуватимуться під час прямолінійного руху еластичного колеса з розвалом. Якщо на колесо діє додатково бічна сила, що спричинює виникнення кута відведення, то у цьому випадку стабілізуючий момент шини визначається за загальними положеннями теорії кінематичних і динамічних показників руху еластичного колеса.

Отже, під час кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії та прямолінійній з розвалом виникають момент закручування пневматика та бічна сила, викликана бічним зміщенням диска колеса відносно відбитка шини, а стабілізуючий момент шини, не зважаючи на наявність бічної сили, буде відсутній. Відсутність стабілізуючого моменту зумовлена тим, що під час кочення колеса по криволінійній траєкторії рівнодійна бічних сил проходить через центр контактної відбитка, а отже, відсутнє зміщення рівнодійної бічних сил під час руху колеса по криволінійній траєкторії відносно центра контактної відбитка.

Водночас аналіз проведених авторами роботи досліджень [1, 2, 12–14] залежності бічної сили від кута відведення показав, що з достатньою для практики точністю бічну силу під час кочення колеса з поточним кутом відведення  $\delta$  у веденому режимі з урахуванням стану контактної відбитка шини можна визначати так:

– для зони повного зчеплення (відсутність ковзання) у контактному відбитку при  $\delta \leq \theta_A$ :

$$P_{\delta} = k_{\delta} \delta, \quad (12)$$

– для зони часткового ковзання та зчеплення у контактному відбитку при  $\theta_A < \delta < \theta_B$ :

$$P_{\delta} = G_k \varphi - (G_k \varphi - k_{\delta} \theta_A) \left( \frac{\theta_B - \delta}{\theta_B - \theta_A} \right)^2, \quad (13)$$

– для зони повного ковзання (відсутність зчеплення) у контактному відбитку  $\delta \geq \theta_B$ :

$$P_{\delta} = G_k \varphi. \quad (14)$$

Проведені спеціальні експериментальні дослідження для широкопрофільних шин розміру 1300x530–533 мод. ВІ-3, радіальної розміру 9.00-20Р мод. І-Н142Б у веденому режимі показали, що стабілізуючий момент шини досягає максимального значення під час кочення з кутом відведення  $\delta_i$  *отмаδ*, який за абсолютною величиною наближається до кута повороту колеса на місці  $\theta_A$ , при якому зберігається умовно лінійна залежність між моментом опору повороту шини та кутом повороту колеса. Для ілюстрації зазначеного на рис. 3 наведено експериментальні залежності моменту опору повороту шини  $M_{\varphi}$  від кута повороту колеса  $\theta$  та стабілізуючого моменту шини  $M_{\text{ш}}$  від кута відведення  $\delta$ .

Якщо взяти, що епюра розподілу бічних сил наближається до прямокутного трикутника при  $\delta \leq \theta_A$ , а її рівнодійна прикладена у його центрі мас, що знаходиться на відстані  $a/3$  від його основи, то стабілізуючий момент шини  $M_{\text{ш}}$  визначимо за виразом:

$$M_{\text{ш}} = P_{\delta} \frac{a}{6}, \quad (15)$$

де  $M_{st}$  – стабілізуючий момент шини, який виникає під час кочення колеса з кутом відведення  $\delta$ , за умови, що епюра розподілу бічних реакцій наближається до прямокутного трикутника, а їх рівнодійна прикладена у його центрі мас;  $a$  – поздовжня вісь контактного відбитка шини;  $a/6$  – відстань від поперечної осі контактної відбитка шини до центра мас прямокутного трикутника епюри бічних сил  $P_{\delta}$ ;  $P_{\delta}$  – рівнодійна елементарних бічних сил під час кочення колеса з кутом відведення  $\delta \leq \theta_A$ .

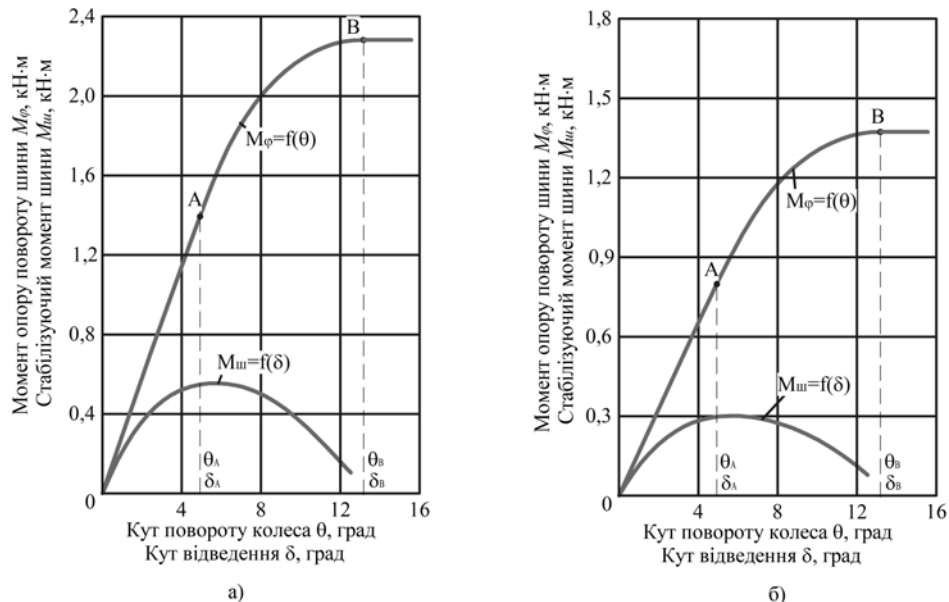


Рисунок 3 – Залежності  $M_{\phi} = f(\theta)$  та  $M_{st} = f(\delta)$ : а) шина tire 1300x530–533 мод. VI-3,  $G_k = 32$  кН,  $p_u = 0,35$  МПа; б) шина tire 9.00–20P мод. И-Н142Б,  $G_k = 21,5$  кН,  $p_u = 0,7$  МПа  
 Figure 3 – Dependencies  $M_{\phi} = f(\theta)$  and  $M_{st} = f(\delta)$ : а) tire 1300x530–533 мод. VI-3,  $G_k = 32$  кН,  $p_u = 0,35$  МПа; б) tire 9.00–20P мод. И-Н142Б,  $G_k = 21,5$  кН,  $p_u = 0,7$  МПа

Вираз (15) справедливий за умови, що епюра бічних сил являє собою прямокутний трикутник. Однак, аналіз експериментальних даних показав, що максимальний стабілізуючий момент шини досягає максимуму під час кочення колеса з кутом відведення, який дорівнює за абсолютною величиною максимальному куту повороту колеса на місці, за якого зберігається умовна лінійна залежність між кутом повороту колеса та моментом опору повороту шини  $\theta_A$ .

Ураховуючи вираз (15) та вищенаведене, максимальний стабілізуючий момент шини визначимо так:

$$M_{\sigma \max} = D_{M_{\theta \max}} \frac{\dot{a}}{6}, \quad (16)$$

де  $P_{M_{st \max}}$  – бічна сила, що викликає максимальний стабілізуючий момент шин, Н.

Якщо, з достатньою для практичних розрахунків точністю, уважати, що у межах кута відведення  $0 < \delta \leq \theta_A$  залежність між бічною силою та кутом відведення умовно лінійна, то можна записати:

$$P_{l \text{ оmax}} = k_{\delta} \delta_{M_{\sigma \max}}, \quad (17)$$

де  $k_{\delta}$  – коефіцієнт бічного відведення, Н/град;  $\delta_{M_{\sigma \max}}$  – кут відведення, при якому стабілізуючий момент шини досягає максимуму, град.

Аналіз отриманих у роботі [2] результатів досліджень руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії показав, що за умови, коли підведена до колеса енергія на закручування диска та його бічне зміщення у пневматику розподіляється порівну, то:

$$k_{\delta} = \frac{2C_{\theta}}{a}, \quad (18)$$

де  $C_{\theta}$  – жорсткість шини відносно вертикальної осі, Н·м/град.

Жорсткість шини  $C_{\theta}$  визначають експериментально або з певною точністю при номінальному тиску повітря в шині за емпіричною залежністю:  $\tilde{N}_{\theta} = (9 \dots 11) G_{\delta} \cdot 10^{-3}$ , де  $G_k$  – навантаження на колесо, Н;  $a$  – поздовжня вісь контактної відбитка шин вантажних автомобілів, яку визначають

експериментально, або за емпіричною залежністю при номінальному тиску повітря у шині: для тороїдних шин –  $a = (0,101 \dots 0,105) 10^4 G_k$ , м; для широкопрофільних –  $a = (0,104 \dots 0,106) 10^4 G_k$ , м.

З урахуванням залежностей (16)–(18) і враховуючи, що стабілізуючий момент шини досягає максимального значення при куті відведення  $\delta_{i_{\theta \max}} = \theta_A$ , максимальний стабілізуючий момент шини визначиться за виразом:

$$M_{\text{шmax}} = \frac{C_{\theta} \theta_A}{3}. \quad (19)$$

Зауважимо, що залежність (19) отримано без урахування зміщення рівнодійної поздовжніх реакцій опорної поверхні відносно поздовжньої осі контактної відбитка шини та за умови, що питомий тиск у кожній точці контактної відбитка і коефіцієнт зчеплення однакові. У реальних умовах ці параметри різняться. При цьому на величину цієї різниці суттєво впливає тип шини. Вплив зазначених чинників рекомендується враховувати коефіцієнтом пропорційності стабілізуючого моменту шини  $K_{\text{ш}}$ . Тоді маємо:

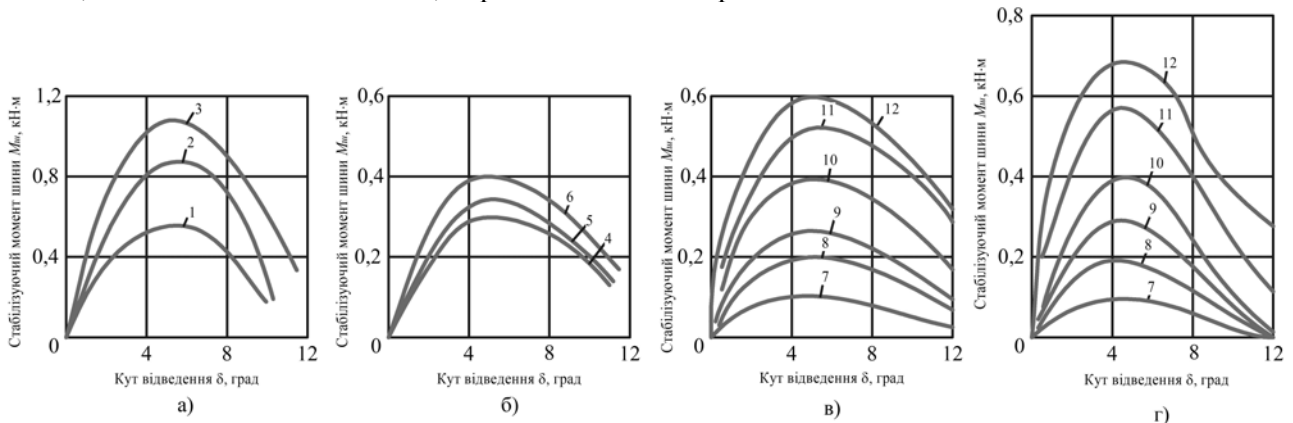
$$M_{\text{шmax}} = \frac{K_{\text{ш}} C_{\theta} \theta_A}{3}, \quad (20)$$

де  $K_{\text{ш}}$  – коефіцієнт пропорційності стабілізуючого моменту шини.

Чисельно  $K_{\text{ш}}$  показує, у скільки разів збільшується стабілізуючий момент шини унаслідок впливу рівнодійної поздовжніх реакцій опорної поверхні, нерівномірного розподілу питомого тиску та коефіцієнта зчеплення по площі контактної відбитка шини.

Аналіз експериментальних даних для шин високого тиску, які встановлюються на вантажні автомобілі, показав, що величина  $K_{\text{ш}}$  не перевищує 1,1. Однак для шин низького тиску величина цього коефіцієнта досягає 1,36. Для конкретної шини коефіцієнт  $K_{\text{ш}}$  необхідно визначати експериментально.

Особливості залежності  $M_{\text{ш}} = f(\delta)$  видно з аналізу рис. 4, на якому наведені експериментальні залежності для широкопрофільної шини 1300x530–533 мод. ВИ-3, радіальної шини 9.00–20Р мод. И-Н142Б, діагональної шини 9.00–20, за різних тисків повітря та навантажень.



а) шина 1300x530–533 мод. ВИ-3,  $G_k = 32$  кН; б) шина 9.00–20Р мод. И-Н142Б,  $G_k = 21,5$  кН; в) шина 9.00–20,  $p_{\text{ш}} = 0,45$  МПа [7]; г) 9.00–20Р,  $p_{\text{ш}} = 0,45$  МПа [7]; 1 –  $p_{\text{ш}} = 0,35$  МПа; 2 –  $p_{\text{ш}} = 0,2$  МПа; 3 –  $p_{\text{ш}} = 0,1$  МПа; 4 –  $p_{\text{ш}} = 0,72$  МПа; 5 –  $p_{\text{ш}} = 0,6$  МПа; 6 –  $p_{\text{ш}} = 0,47$  МПа; 7 –  $G_k = 5$  кН; 8 –  $G_k = 10$  кН; 9 –  $G_k = 15$  кН; 10 –  $G_k = 20$  кН; 11 –  $G_k = 25$  кН; 12 –  $G_k = 27,5$  кН

Рисунок 4 – Залежність стабілізуючого моменту шини  $M_{\text{ш}}$  від кута відведення  $\delta$   
Figure 4 – Dependence of the stabilizing moment of the tire  $M_{\text{ш}}$  on the deflection angle  $\delta$

Експериментальні дані для широкопрофільної шини 1300x530–533 мод. ВИ-3 та радіальної шини 9.00–20Р мод. И-Н142Б, які були встановлені на вантажних автомобілях КраЗ-255Б та КамАЗ-5511, отримані під час руху коліс з відведенням у веденому режимі на горизонтальній асфальтобетонній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення. Фіксований кут відведення правого керованого колеса устатковувався тензOMETричним важелем при знятій поперечній тязі, а прямолінійний рух автомобіля забезпечувався лівим керованим колесом.

Із аналізу рис. 4 видно, що характер протікання кривих  $M_{\text{ш}} = f(\delta)$  однаковий, не зважаючи, що шини суттєво різняться за типом і конструкцією. Зі збільшенням кута відведення стабілізуючий момент шини спочатку збільшується, досягає максимуму  $M_{\text{шmax}}$ , а потім зменшується. При цьому



залежність  $M_{ш} = f(\delta)$  несиметрична відносно максимуму. Більш крутою є передня частина залежності, що зростає. При певному значенні кута відведення, яке залежить від коефіцієнта зчеплення, типу шини, тиску повітря в шині, стабілізуючий момент наближається до нуля. Зменшення тиску повітря в шині, збільшення навантаження та коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею підвищують значення кута відведення, при якому стабілізуючий момент наближається до нульового значення.

Проведений аналіз експериментальних даних, отриманий багатьма дослідниками різними методами, показав, що за номінальних тисків і навантажень, високого коефіцієнта зчеплення для шин вантажних автомобілів у веденому режимі кут відведення, при якому стабілізуючий момент шини прямує до нуля, складає  $13 \pm 2^0$ .

Аналіз експериментальних даних  $M_{ш} = f(\delta)$  показав, що ця залежність наближається до параболи, а тому зі зміною кута відведення у межах  $0 < \delta \leq \theta_B$  стабілізуючий момент шини під час кочення у веденому режимі визначають за однією із залежностей:

$$\text{при } 0 < \delta \leq \theta_A \quad M_{ш} = \frac{K_{ш} C_{\theta} \theta_A}{3} \left[ 1 - \left( \frac{\delta}{\theta_A} - 1 \right)^2 \right] \quad (21)$$

$$\text{при } \theta_A < \delta \leq \theta_B \quad M_{ш} = \frac{K_{ш} C_{\theta} \theta_A}{3} \left[ 1 - \left( \frac{\delta - \theta_A}{\theta_B - \theta_A} \right)^2 \right], \quad (22)$$

де  $\theta_B$  – найменший кут повороту керованого колеса на місці, при якому момент опору повороту шини досягає максимального значення, обмеженого зчїпними властивостями опорної поверхні. Прийнято, що у контактному відбитку наявні тільки зони ковзання.

При великих кутах відведення  $\delta > 15^0$  на опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення стабілізуючий момент шини змінює знак, а при  $\delta > 25^0$  досягає певної величини та у подальшому мало залежить від величини кута відведення. Особливості графіка  $M_{ш} = f(\delta)$  при значних кутах відведення наведено на рис. 5 на прикладі радіальної шини 9.00–20R мод. И-Н142Б при навантаженні на колесо 21,5 кН та тиску повітря в шині 0,6 МПа.

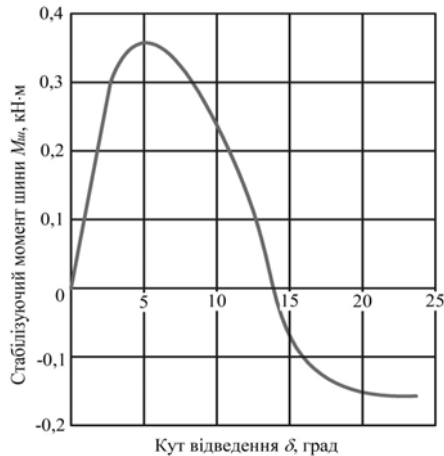
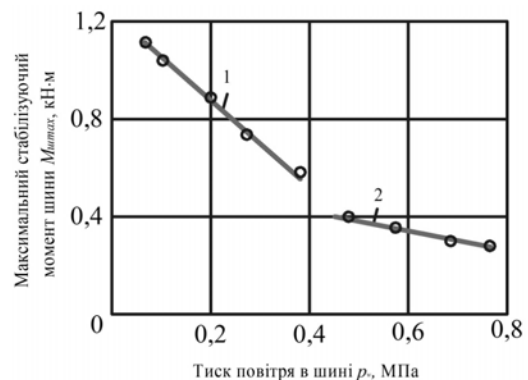


Рисунок 5 – Залежність стабілізуючого моменту шини  $M_{ш}$  від кута відведення  $\delta$

Figure 5 – Dependence of the stabilizing moment of the tire  $M_{ш}$  on the deflection angle  $\delta$



1 – шина 1300x530–533 мод. ВІ-3,  $G_k = 32$ кН;  
2- шина 9.00–20R мод. И-Н142Б,  $G_k = 21,5$ кН

Рисунок 6 – Залежність  $M_{umax} = f(p_w)$   
Figure 6 – Dependence  $M_{umax} = f(p_w)$

Із аналізу рис. 5 спостерігається зміна знаку стабілізуючого моменту шини при  $\delta > 14^0$ , яка пояснюється дією поздовжніх сил опору руху, результуюча яких зміщується від середньої площини колеса за бокової деформації шини. Так створюється пара сил відносно вертикальної осі, направлених протилежно вектору стабілізуючого моменту шини від бічних реакцій. Другим важливим чинником, який впливає на зміну знаку стабілізуючого моменту, є зміщення центра тиску в контактному відбитку шини вперед від його центра мас під час кочення колеса у веденому режимі.

Результуючий вплив цих двох чинників спричинює зміну знаку стабілізуючого моменту шини при великих кутах відведення. Водночас його величина залежить від типу і моделі шини, тиску повітря, коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею. Обмежена кількість експериментальних

даних про від'ємні значення стабілізуючих моментів шин не дозволяє зробити загальні висновки. Однак відсутність значної уваги до від'ємного значення стабілізуючих моментів шин пояснюється певною мірою тим, що він досягається при великих кутах відведення, які під час експлуатації автомобіля практично не виникають.

Величина максимального значення стабілізуючого моменту шини  $M_{umax}$  залежить від навантаження на шину, тиску повітря в ній, коефіцієнта зчеплення, профілю опорної поверхні (барaban або плоска поверхня), на якій проводять дослідження.

Зі збільшенням навантаження на шину збільшується не тільки стабілізуючий момент шини, але й величина кута відведення, при якому стабілізуючий момент досягає максимуму. Аналіз експериментальних даних, отриманих дослідниками [6], [15], показав, що для шин високого тиску, які використовуються на вантажних автомобілях, при номінальному тиску та навантаженні, високому коефіцієнті зчеплення, значення кута відведення  $\delta$ , при якому стабілізуючий момент шини досягає максимуму  $M_{umax}$ , знаходиться у межах  $5 \pm 1^0$ , що відповідає значенню кута  $\theta_A$  повороту керованого колеса на місці, при якому залежність між моментом опору повороту шини та кутом повороту умовно лінійна.

Для окремих шин низького тиску, у яких бічні сторони мають значну еластичність, величина цього кута збільшується та досягає  $7^0$ . Так, для шин низького тиску 1220x400–533 мод. И-П184, які були установлені на повнопривідних автомобілях КамАЗ колісної формули 8x8, аналіз експериментальних даних показав, що стабілізуючий момент шини досягає максимуму при куті відведення близького  $7^0$ . Зниження тиску повітря у шинах автомобіля, незалежно від їх типу та конструкції, спричинює збільшення стабілізуючого моменту шини, а приріст моменту суттєво залежить від конструкції шини.

Для ілюстрації впливу тиску повітря в шині  $p_{ш}$  на величину моменту  $M_{umax}$  на рис. 6 наведені експериментальні залежності  $M_{umax}=f(p_{ш})$ , отримані при дослідженні руху у веденому режимі на плоскій опорній поверхні для широкопрофільної шини 1300x530–533 мод. ВИ-3 та радіальної шини 9.00-20Р мод. И-Н142Б.

Із аналізу рис. 6 видно, що зниження тиску повітря в шині збільшує максимальний стабілізуючий момент шини. Особливо чутливі до зміни тиску широкопрофільні шини.

Збільшення коефіцієнта зчеплення спричинює збільшення стабілізуючого моменту та величини кута відведення, при якому він досягає максимального значення.

Усі дослідники, які вивчали вплив тягових і гальмівних сил на величину стабілізуючого моменту шини, дійшли висновку, що за повної реалізації зчіпних можливостей шини з опорною поверхнею він прямує до нуля. Однак на характер протікання кривої  $M_{ш} = f(p_{ш})$  тягова та гальмівна сили впливають по-різному. Тягова сила спочатку трохи збільшує стабілізуючий момент, а потім зменшує його значення. Під час дії на шину гальмівної сили стабілізуючий момент шини зменшується до нуля, а потім змінює знак. При великій гальмівній силі, від'ємний стабілізуючий момент шини досягає максимального значення, а за рівності силам зчеплення наближається до нуля.

Щодо від'ємних значень стабілізуючого моменту шини під час кочення з великими кутами відведення, то на сьогодні аналітичних залежностей для його визначення немає.

Для оцінювання залежностей для визначення бічної сили та стабілізуючого моменту було проведено розрахунки за такими виразами: для бічної сили (2), (3) та (12)–(14), для стабілізуючого моменту шини (5), (6)–(8) та (21), (22). Розрахунки проводили для широкопрофільної шини розміру 1300x50–533 мод. ВИ-3 при незмінному навантаженні на колесо  $G_k = 27000$  Н, тиску повітря в шині  $p_{ш} = 0,4$  МПа, поздовжній осі контактної відбитка  $a = 0,225$  м, експериментально отриманому значенні кутової жорсткості шини  $C_{\theta} = 267$  Н·м/град, коефіцієнті зчеплення шини з опорною поверхнею  $\varphi = 0,7$ , коефіцієнті пропорційності стабілізуючого моменту шини  $K_{ш} = 1,1$ , кутах  $\theta_A = 5^0$ ,  $\theta_B = 13^0$ , зміні кута відведення від 0 до  $14^0$ . Коефіцієнт опору бічному відведенню визначали за виразом (18). Розрахунки за залежністю (5) проводили в діапазоні зміни кута відведення від нуля до кута відведення, який більше на 20 % від кута  $\delta_{i \theta \max}$  [11]. Результати розрахунків наведено на рис. 7, 8.

З аналізу рис. 7 видно, що для шини в діапазоні зміни кута відведення від 0 до  $5^0$  (наявність у зоні контакту шини з опорною поверхнею тільки зон зчеплення) значення бічної сили, отримані за вищенаведеними залежностями, відрізняються не більше, ніж на 6,2 %. У діапазоні зміни кута відведення від 5 до  $13^0$  (наявність у контактному відбитку зон ковзання та зчеплення) різниця між значеннями бічної сили не перевищує 3,6 %. Отже, значення бічної сили, визначені за виразами (2), (3) та (12)–(14), майже не відрізняються у всьому діапазоні зміни кута відведення.

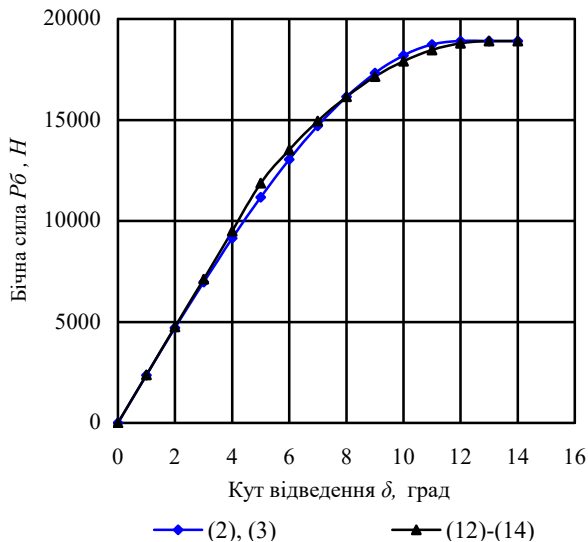


Рисунок 7 – Залежність бічної сили від кута відведення  
 Figure 7 – Dependence of the lateral force on the slip angle

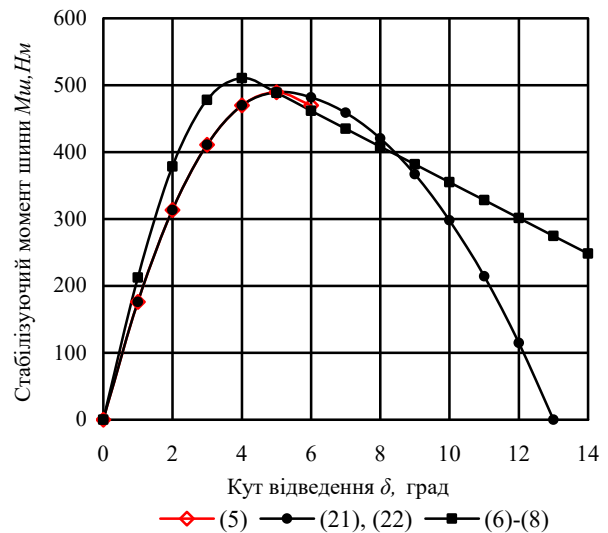


Рисунок 8 – Залежність стабілізуючого моменту шини від кута відведення  
 Figure 8 – Dependence of the stabilizing moment on the slip angle

З аналізу рис. 8 видно, що стабілізуючий момент шини зі збільшенням кута відведення збільшується, набуває максимального значення, а потім зменшується.

Розрахунки за залежностями (5), та (21), (22) показують, що стабілізуючий момент шини набуває максимального значення при куті відведення  $\delta_{i \text{ max}} = 5^{\circ}$ , який відповідає максимальному куту, при якому в зоні контакту шини з опорною поверхнею наявні тільки зони зчеплення. В діапазоні зміни кута відведення від 0 до  $5^{\circ}$  значення стабілізуючого моменту повністю збігаються. При  $\delta = 6^{\circ}$  різниця складає 2,4 %. За залежностями (21), (22) стабілізуючий момент шини наближається до нуля при куті відведення  $\delta = \theta_B = 13^{\circ}$ , який відповідає мінімальному куту, при якому повністю реалізуються зчіпні властивості шини з опорною поверхнею. Залежність (5) не дозволяє встановити, при якому куті відведення стабілізуючий момент набуває нульового значення.

Результати розрахунків за залежностями (6)–(8) показують, що максимальне значення стабілізуючого моменту шини досягається при меншому куті відведення  $\delta_{i \text{ max}} = 4^{\circ}$ , ніж визначене за виразами (5) та (21), (22). У діапазоні зміни кута відведення від 0 до  $4^{\circ}$  різниця в значеннях стабілізуючого моменту не перевищує 8,5 %. У разі подальшого збільшення кута відведення  $\delta > 4^{\circ}$  залежність  $M_{ш} = f(\delta)$  є майже лінійною. Якщо кути відведення  $\delta > 9^{\circ}$ , результати розрахунків значно різняться. Стабілізуючий момент шини набуває нульового значення при куті відведення  $\delta = 23,29^{\circ}$ , що значно більше, ніж за залежностями (21), (22).

Отже, залежність (5) дозволяє визначити стабілізуючий момент шини тільки в діапазоні зміни кута відведення від  $0^{\circ}$  до кута відведення, при якому стабілізуючий момент набуває максимального значення, а залежності (6)–(8) та (21), (22) – від  $0^{\circ}$  до кута відведення, при якому повністю реалізуються зчіпні властивості у контактному відбитку шини. При цьому тільки аналітично отримані залежності (21), (22) відображають з достатньою для практики точністю фізичні явища, що відбуваються у контактному відбитку шини під час кочення колеса з відведенням, і дозволяють визначити стабілізуючий момент шини у межах зміни кута відведення  $0 \leq \delta \leq \theta_B$ .

### Висновки

1. Стабілізуючий момент шини виникає під час плоскопаралельного руху колеса з відведенням, зумовленим бічною силою, коченням колеса зі сходженням, поздовжнім зміщенням колеса візка, що спричинює бічні та поздовжні реакції у контактному відбитку шини та зміщення їх рівнодійних відносно центра контактного відбитка. За цих умов рух колеса відбувається з бічним зміщенням диска відносно відбитка шини з моменту входу точки шини у контакт з опорною поверхнею та до виходу з нього.

2. Під час кочення колеса по колу та прямолінійного кочення колеса з розвалом відбувається водночас бічне зміщення диска та його поворот відносно відбитка шини, які досягають максимуму при проходженні колесом шляху, що дорівнює половині поздовжньої осі контактної відбитка шини.

Якщо знехтувати впливом поздовжніх реакцій, то відсутність зміщення рівнодійної бічних реакцій під час руху колеса по колу та його прямолінійного руху з розвалом зумовлює відсутність стабілізуючого моменту шини.

3. Поворот диска відносно відбитка шини кермовим керуванням під час руху по колу та прямолінійного руху з розвалом зумовлює момент закручування диска відносно відбитка шини, величина якого залежить від величини кута закручування диска відносно відбитка.

4. Стабілізуючий момент шини та бічна сила залежать від реакцій, що виникають у контактному відбитку шини під час кочення колеса з відведенням, які зумовлені станом контактної відбитка. Стан контактної відбитка шини, який формується зонами зчеплення та ковзання у ньому, визначатимемо величинами кутів повороту  $\theta_A$  та  $\theta_B$  заблокованого керованого колеса на місці, при яких у контакті наявні тільки зони зчеплення, зони зчеплення та ковзання або повністю тільки зони ковзання. З урахуванням стану контактної відбитка шини отримано аналітичні залежності для визначення стабілізуючого моменту шини під час кочення з відведенням.

5. При повній реалізації зчіпних властивостей у контактному відбитку шини під час кочення з відведенням стабілізуючий момент шини наближається до нуля, а при великих кутах відведення за впливу поздовжніх реакцій може набувати від'ємних значень. Водночас бічна сила досягає максимального значення, обмеженого зчіпними можливостями контакту шини з опорною поверхнею.

### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля / А.П. Солтус. – Київ : Арістей, 2010. – 155 с.

2. Солтус А.П., Тарандушка Л.А., Клімов Е.С., Черненко С.М. Особливості руху еластичного колеса по криволінійній та прямолінійній траєкторії з відведенням / А.П. Солтус, Л.А. Тарандушка, Е.С. Клімов, С.М. Черненко // Вісник машинобудування та транспорту. – 2021. – № 2 (14). – С. 121–130. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.

3. Келдыш М. В. Шимми переднього колеса трехосного шассі / М. В. Келдыш // Труды ЦАГИ. – 1945. – № 564. – С. 1 – 34.

4. Кнороз В.И., Петров И.П., Юрьев Ю.М. Влияние некоторых эксплуатационных факторов на коэффициент сопротивления боковому уводу шин / В.И. Кнороз, И.П. Петров, Ю.М. Юрьев // Автомобильная промышленность. – 1971, – №5.

5. Литвинов А.С. Теория криволинейного движения колесных машин : дис. ... докт. техн. наук : 05.05.03 / Литвинов Андрей Сергеевич. – Москва, 1959.

6. Smiley R., Horne W. Mechanical properties of pneumatic tires with special reference to modern aircraft tires / R. Smiley, W. Horne // NASA. – 1958. – TN 4110 – С. 1–166.

7. Freudenstein G. Luftreifen bei Schrag und Kurvenlauf. Experimentelle und Theoretische Untersuchungen an Lkw – Reifen / G. Freudenstein // Deutsche Kraftfahrtforschung und Strassenverkehrstechnik. – 1961. – No. 152.

8. Pacejka H. The wheel shimmy phenomenon, a theoretical and experimental investigation with particular reference to the non-linear problem. / H. Pacejka. – Groningen : V.R.B. Kleine, 1966.

9. Кнороз В.И., Юрьев Ю.М. Коэффициенты сопротивления боковому уводу шин различных типов / В.И. Кнороз, Ю.М. Юрьев // Автомобилестроение. Сб. НИИНавтопром. – 1971.

10. Кнороз В.И. Качение автомобильного колеса с наклоном к дороге / В.И. Кнороз // Автомобильная и тракторная промышленность. – 1956. – № 9. С. 24–32.

11. Литвинова Т.А. Стабилизация управляемых колес автомобиля : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Литвинова Татьяна Андреевна. – Москва, 1974.

12. Солтус А.П. Особливості кінематики і динаміки керованого колеса залежно від довжини цапфи / А.П. Солтус, Е.С. Клімов, Л.А. Тарандушка // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2022. – Вип.3( 53). С. 344–358. DOI: [10.33744/2308-6645-2022-3-53-344-358](https://doi.org/10.33744/2308-6645-2022-3-53-344-358).

13. Солтус А.П., Клімов Е.С., Тарандушка Л.А. Особливості руху коліс візка автомобіля по криволінійній траєкторії / А.П. Солтус, Е.С. Клімов, Л.А. Тарандушка // Вісник машинобудування та транспорту. – 2022. – № 1(15). – С. 141–147. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-15-1-141-147>.

14. Солтус А.П., Клімов Е.С., Тарандушка Л.А. Особливості кочення еластичного колеса з нахилом до дороги / А.П. Солтус, Е.С. Клімов, Л.А. Тарандушка // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – 2022. – №1(18). – С. 177–185. DOI [10.36910/automash.v1i18.774](https://doi.org/10.36910/automash.v1i18.774).

15. Bull A.W. Tire behavior in steering / A.W. Bull // SAE Journal. – 1939. – vol. 45. – pp. 344–50.

## REFERENCES

1. Soltus, A. P. (2010). Teorija ekspluataciynih vlastyvostej avtomobilja [Theory of operational properties of the vehicle]. Kyi'v : Aristej [in Ukrainian].
2. Soltus, A. P., Tarandushka, L.A., Klimov, E.S. & Chernenko, S.M. (2021). Osoblyvosti ruhu elastychnogo kola po kryvoliniynij ta prjamoliniynsij trajektorii' z vidvedennjam [Features of an elastic wheel motion along a curvilinear and rectilinear trajectory with a slip]. *Visnyk mashynobuduvannia ta transportu – Journal of Mechanical Engineering and Transport*, 2 (14), 121-130 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.
3. Keldysh, M.V. (1945). Shimmi perednego kola trehkolesnogo shassi [Shimmy of the front wheel of a tricycle chassis]. *Trudy CAGI – TsAGI Science Journal*, 564, 1-34 [in Russian].
4. Knoroz, V. I., Petrov, I. P. & Yurev Yu. M. (1971). Vliyanie nekotoryh ekspluatacionnyh faktorov na koefficient soprotivleniya bokovomu uvodu shin [Influence of some operational factors on the tire slip resistance coefficient]. *Avtomobil'naja promyshlennost' – Automotive industry*, 5 [in Russian].
5. Litvinov, A. S. (1959). Teoriya krivolinejnogo dvizheniya kolesnyh mashin [Theory of curvilinear motion of wheeled vehicles]. *Doctor's thesis*. Moscow : MADI [in Russian].
6. Smiley, R. & Horne, W. (1958). Mechanical properties of pneumatic tires with special reference to modern aircraft tires. Washington : NACA [in English].
7. Freudenstein, G. (1961). Luftreifen bei Schräg-und Kurvenlauf: experimentelle und theoretische Untersuchungen an Lkw-Reifen. VDI-Verlag [in German].
8. Pacejka, H. (1966). The wheel shimmy phenomenon, a theoretical and experimental investigation with particular reference to the non-linear problem. Groningen : V.R.B. Kleine [in English].
9. Knoroz, V. I. & Yurev Yu. M. (1971). Koefficienty soprotivleniya bokovomu uvodu shin razlichnyh tipov [Slip resistance coefficients for different types of tires]. *Avtomobilstroenie. Sb. NIINavtoprom*.
10. Knoroz, V.I. (1956). Kachenie avtomobil'nogo kola s naklonom k doroge [Rolling of a car wheel with an inclination to the road]. *Avtomobil'naja i traktornaja promyshlennost'*, 9, 24-32 [in Russian].
11. Litvinova, T. A. (1974). Stabilizaciya upravlyaemyh koles avtomobilya [Stabilization of steered car wheels]. *Candidate's thesis*. Moscow : MADI [in Russian].
12. Soltus, A. P., Klimov, E.S. & Tarandushka, L.A. (2022). Osoblyvosti kinematyky i dynamiky kerovanoho kola zalezno vid dovizhyny tsapfy [Peculiarities of kinematics and dynamics of the steered wheel depending on the knuckle length]. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu. Seriya «Tekhnichni nauky». Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk – Visnyk National Transport University. Series «Technical Sciences». Scientific Journal*, 3 (53), 344-358 [in Ukrainian]. DOI: [10.33744/2308-6645-2022-3-53-344-358](https://doi.org/10.33744/2308-6645-2022-3-53-344-358).
13. Soltus, A. P., Klimov, E.S. & Tarandushka, L.A. (2022). Osoblyvosti rukhu kolis vizka avtomobilia po kryvoliniinii traiektorii [Features of the vehicle axle group wheels' movement on a trajectory circular]. *Visnyk mashynobuduvannia ta transportu – Journal of Mechanical Engineering and Transport*, 1 (15), 141-147 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-15-1-141-147>.
14. Soltus, A. P., Klimov, E.S. & Tarandushka, L.A. (2022). Osoblyvosti kochennia elastychnoho kola z nakhylom do dorohy [Features of rolling of the elastic wheel with inclination to the road]. *Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti – Advances in mechanical engineering and transport*, 1 (18), 177-185 [in Ukrainian]. DOI: [10.36910/automash.v1i18.774](https://doi.org/10.36910/automash.v1i18.774).
15. Bull, A. W. (1939). Tire Behavior in Steering. *SAE Technical Paper* 390164 [in English]. DOI: <https://doi.org/10.4271/390164>.

## РЕФЕРАТ

Солтус А.П. До питання визначеності стабілізуючого моменту шини / А.П. Солтус, Е.С.Клімов, Л.А. Тарандушка, Н.Л. Костян // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науковий журнал. – К. : НТУ, 2023. – Вип. 1 (55).

У статті наведено результати досліджень стабілізуючого моменту шини під час руху еластичного колеса з відведенням, яке викликане рухом по криволінійній траєкторії, дією бічних сил, наявністю розвалу та сходження колеса.

Об'єкт дослідження – стабілізуючий момент шини.

Мета роботи – визначитись із особливостями розрахунку стабілізуючого моменту шини та бічної сили під час кочення колеса з відведенням.

Метод дослідження – аналітично-експериментальний.

Стабілізуючий момент шини виникає під час кочення колеса з відведенням за наявності бічних та поздовжніх реакцій опорної поверхні, результуюча яких зміщена відносно центра контактної відбитки шини. При плоскопаралельному русі колеса з відведенням бічне зміщення диска колеса відносно відбитки шини відбувається з моменту входу точки шини в контакт з опорною поверхнею до моменту її виходу з контакту. Під час руху колеса по колу виникає закручування диска колеса та його бічне зміщення відносно відбитки шини за час проходження колесом шляху, що дорівнює половині поздовжньої вісі контактної відбитки. Бічне зміщення диска під час руху по криволінійній траєкторії зумовлює кочення колеса з кутом відведення, який прийнято називати «кінематичним». Проведені в роботі дослідження руху колеса по колу показали, що рівнодіюча бічних сил проходить через центр контактної відбитки, внаслідок чого відсутнє зміщення рівнодіючої бічних сил, а стабілізуючий момент шини не виникає.

Проаналізовано залежності для визначення стабілізуючого моменту шини та бічної сили. Встановлено, що вони залежать від реакцій, що виникають у контакті шини з опорною поверхнею під час кочення колеса з відведенням, які зумовлені станом контактної відбитки. Стан контактної відбитки, який формується зонами зчеплення та ковзання у ньому, визначається за величинами кутів повороту заблокованого керованого колеса на місці, при яких у контакті наявні тільки зони зчеплення, зони зчеплення та ковзання або тільки зони ковзання. З урахуванням стану контактної відбитки шини отримано аналітичні залежності для визначення бічної сили та стабілізуючого моменту шини під час кочення з відведенням, які дозволяють визначити стабілізуючий момент шини у межах зміни кута відведення від нуля до кута відведення, при якому повністю реалізуються зчіпні властивості у контактному відбитку шини

Результати досліджень можуть стати у нагоді фахівцям, які працюють над удосконаленням експлуатаційних властивостей колісних транспортних засобів, зокрема керованості та стійкості руху.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** СТАБІЛІЗУЮЧИЙ МОМЕНТ ШИНИ, БІЧНА СИЛА, КУТ ВІДВЕДЕННЯ, КРИВОЛІНІЙНИЙ РУХ, ЗОНИ ЗЧЕПЛЕННЯ ТА КОВЗАННЯ

#### **ABSTRACT**

Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L.A., Kostian N.L. To the question of determination of the tire self-aligning torque. Visnyk National Transport University. Series «Technical Sciences». Scientific journal. – Kyiv: National Transport University, 2023. – Issue 1 (55).

The paper presents the results of research on the tire self-aligning torque during the movement of an elastic wheel with a side slip, which is caused by curvilinear trajectory, the lateral forces action, the wheel camber, and convergence presence.

The object of study is tire self-aligning torque.

The purpose of the work is to determine the specifics of calculating the tire self-aligning torque and the lateral force during the rolling of the wheel with the slip angle.

The research method is analytical and experimental.

Tire self-aligning torque occurs while rolling the wheel with slip angle if lateral and longitudinal reactions of a bearing surface are available, the resultant value of which is shifted concerning the centre of the tire contact patch. When a wheel with slip angle is running in parallel and steering, the wheel disc lateral movement concerning the tire contact patch occurs from the moment the tire point comes into contact with the bearing surface until the point of contact exits. When the wheel is moving in a circle, the wheel disc is twisted and laterally displaced relative to the tire contact patch for the time it takes the wheel to travel halfway along the longitudinal axis of the contact contact patch. Lateral displacement of the disc during the movement along the curvilinear trajectory causes the wheel to roll with a slip angle, which is commonly referred to as "kinematic". The circular movement of the wheel studied in this work demonstrated that the lateral force equilibrium passes through the contact patch centre, so that there is no shift of the lateral force equilibrium and no tire self-aligning torque occurs.

The dependences for the determination of the tire self-aligning torque and lateral force are analyzed. It is established that they depend on the reactions that occur in the tire contact with the bearing surface during the rolling of the wheel with the slip angle, which are caused by the state of the tire contact patch. The state of the contact patch, which is formed by the grip and slip zones in it, is determined by the values of the steering angles of the locked steered wheel in static, at which only the grip zone, the grip and slip zone or only the slip zone are in contact. Taking into account the state of the tire contact patch, analytical dependences for determining the lateral force and tire self-aligning torque during rolling with slip angle were obtained, which allow determining the tire self-aligning torque within the change of the slip angle from zero to the slip angle at which the traction properties in the tire contact patch are fully realized.

The results of the research can be useful for experts working on improving the operational properties of wheeled vehicles, in particular steerability and stability of motion.

**KEY WORDS:** TIRE SELF-ALIGNING TORQUE, CORNERING FORCE, SLIP ANGLE, CURCULAR MOTION, GRIP AND SLIP ZONES

**АВТОРИ:**

Солтус Анатолій Петрович, доктор технічних наук, професор, Черкаський державний технологічний університет, професор кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, e-mail: auto.soltus@ukr.net, тел. +380973334753, Україна, 03164, м. Київ, вул. Олевська, б. 5, кв. 17., <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>.

Клімов Едуард Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, завідувач кафедри автомобілів і тракторів, e-mail: edward.klimov@gmail.com, тел. +380677568124, Україна, 39600, м. Кременчук, вул. Першотравнева, 20, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>.

Тарандушка Людмила Анатоліївна, доктор технічних наук, професор, Черкаський державний технологічний університет, завідувачка кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, e-mail: tarandushkal@ukr.net, тел. +380939467874, Україна, 18005, м. Черкаси, вул. Шевченка, б. 333, <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>.

Костьян Наталія Леонідівна, кандидат технічних наук, доцент, Черкаський державний технологічний університет, доцент кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, e-mail: 438knl@gmail.com, тел. +380502663161, Україна, 18005, м. Черкаси, вул. Шевченка, б. 333, <https://orcid.org/0000-0002-1599-4007>

**AUTHOR:**

Soltus Anatolii Petrovych, doctor of technical sciences, professor, Cherkasy State Technological University, professor department of cars and technologies of their operation, e-mail: auto.soltus@ukr.net, tel. +380973334753, Ukraine, 03164, Kyiv, Olevska str., 5, k.17, <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>.

Klimov Eduard Serhiiiovych, Ph.D. in technical sciences, associate professor, Kremenichuk Mykhailo Ostrohradskiyi National University, head of department of automobiles and tractors, e-mail: edward.klimov@gmail.com, tel. +380973334753, Ukraine, 39600, Kremenichuk, Pershotravneva str., 20, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>.

Tarandushka Liudmyla Anatoliivna, doctor of technical sciences, professor, Cherkasy State Technological University, head of department of automobiles and technologies of their operating, e-mail: tarandushkal@ukr.net, tel. +380939467874, Ukraine, 18005, Cherkasy, br Shevchenko, 333, of. 206, <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>.

Kostian Nataliia Leonidivna, Ph.D. in technical sciences, associate professor, Cherkasy State Technological University, associate professor department of automobiles and technologies of their operating, e-mail: 438knl@gmail.com, tel. +380502663161, Ukraine, 18005, Cherkasy, br Shevchenko, 333, of. 206, <https://orcid.org/0000-0002-1599-4007>.

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

Симоненко Р.В., доктор технічних наук, заступник начальника центру наукових досліджень комплексних транспортних проблем ДП «ДержавтотрансНДІпроект», Київ, Україна

Матейчик В.П., доктор технічних наук, професор кафедри екології та технологій захисту навколишнього середовища, Національний транспортний університет, Київ, Україна

**REVIEWER:**

Symonenko R. V., Doctor of Technical Sciences, Deputy Head of the Center for Scientific Research of Complex Transport Problems, SE «DergavtotransNDIproect», Kyiv, Ukraine

Mateichyk V.P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Professor of the Department of Ecology and Safety of Vital Functions, Kyiv, Ukraine