

**Є.Г. Опанасюк, к.т.н., доц.  
Д.Б. Бегерський, к.т.н., доц.  
Ю.О. Кубрак, к.т.н., доц.  
О.Є. Опанасюк, пошукач**

*Житомирський державний технологічний університет*

## Дослідження процесу буксування одиничного автомобільного колеса

У роботі наведено аналіз відомих досліджень, пов'язаних із вивченням особливостей взаємодії автомобільного колеса з сипучим ґрунтом. На основі аналізу стану вивченості питання моделювання буксування автомобільного колеса, обґрунтовано актуальність дослідження процесу буксування колеса на сипучому ґрунті, сформульовано мету та завдання дослідження. Запропоновано розрахункову схему буксування колеса з еластичною шиною на сипучому ґрунті. Представлено математичну модель та результати моделювання буксування колеса з еластичної шиною на сипучому ґрунті. На основі порівняння результатів моделювання та результатів експерименту, проведеного раніше, доведено адекватність запропонованої математичної моделі буксування автомобільного колеса з еластичною шиною на сипучому ґрунті. Визначено амплітудно-частотні характеристики коливальних процесів, що протікають в контактній пневматичної шини з ґрунтом, та характер впливу експлуатаційних та конструктивних факторів на ці процеси. Висуната гіпотеза про необхідність врахування реактивних сил, що діють на колесо при буксуванні в наслідок викиду частини ґрунту із зони взаємодії протектора шини із сипучим ґрунтом. Запропоновано математичну модель для визначення реактивної сили, що діє на колесо при буксуванні у наслідок викиду частини ґрунту із зони взаємодії протектора шини із сипучим ґрунтом. Запропоновано методику розрахунку повного тягового зусилля на колесі при його буксуванні на сипучих ґрунтах, що враховує реактивну силу, яка виникає внаслідок викиду частини ґрунту із зони взаємодії протектора пневматичної шини із сипучим ґрунтом.

**Ключові слова:** одиничний колісний рушій; пневматична шина; сипучий ґрунт; взаємодія; реактивна сила; протектор; коливання; прохідність; буксування.

В автомобільній галузі України необхідним є проведення широкомасштабних робіт зі створення нових конструкцій повноприводних автомобілів для сільського господарства та інших галузей, зокрема автомобілів, що мають високу ефективність в різних дорожніх умовах і в умовах бездоріжжя.

Крім того, як показали результати експлуатації транспортних засобів у зимовий період останніх років, створення та удосконалення автомобілів високої прохідності актуально також і для комунальних служб та населення.

Аналіз матеріалів відомих теоретичних і експериментальних досліджень показує, що конструктори ще не мають достатньої інформації про динамічні властивості системи «колісний рушій – опорна поверхня» в нестационарній постановці. Крім того, існує потреба в удосконалюванні і самої методики розрахунку колісного рушія з урахуванням коливальних процесів, пов'язаних з нестационарними характеристиками тертя (зчеплення) шини рушія і сипучого ґрунту.

Актуальність роботи полягає в тому, що, з метою покращення опорно-зчіпних якостей автомобілів, вона дозволяє вивчати процеси взаємодії шини з опорною поверхнею в умовах, близьких до реальних.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дослідження є удосконалення методики розрахунку показників взаємодії автомобільного колеса з опорною поверхнею, що деформується, з урахуванням коливальних процесів та реактивних сил, пов'язаних з викидом ґрунту із зони контакту при буксуванні. Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі:

- визначення та дослідження причин виникнення автоколивальних процесів, що мають місце в плямі контакту шини з ґрунтом;
- розробка математичної моделі буксування пневматичної шини на сипучому ґрунті, яка б враховувала як властивості ґрунту, так і властивості рушія, а також реактивну силу від викиду ґрунту;
- дослідження характеристик коливальних процесів при зміні таких параметрів, як вертикальне навантаження, тиск повітря в шині, тип опорної поверхні, при наявності коливальних процесів.

**Огляд відомих досліджень. З аналізу умов руху автомобіля в цілому:**

$$P_{\varphi} \geq P_p \geq P_f, \quad (1)$$

слідуює, що сила тяги автомобіля  $P_p$  суттєво залежить від сили зчеплення  $P_{\varphi}$ , яка, в свою чергу, є функцією коефіцієнта зчеплення. Згідно з [5, 6], схема сил, що діють на колесо у ведучому режимі, має вигляд, представлений на рисунку 1.

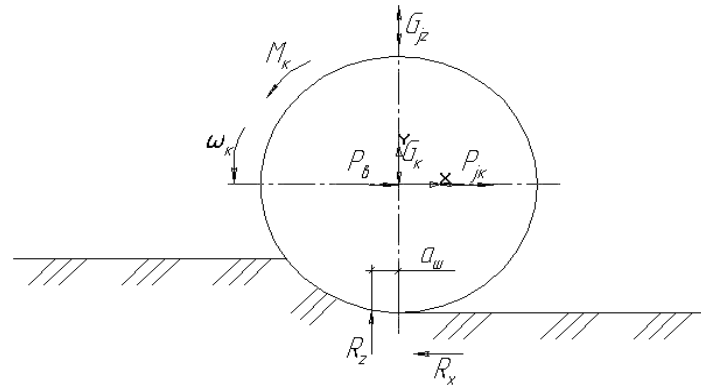


Рис.1. Схема сил, що діють на автомобільне колесо у ведучому режимі [5]:  $G_k$  – вертикальне навантаження на колесо;  $R_z$  – вертикальна реакція з боку опорної поверхні;  $M_k$  – момент, прикладений до осі колеса;  $P_b$  – сила, що діє на вісь колеса з боку опорної поверхні;  $R_x$  – горизонтальна реакція опорної поверхні;  $P_{jk}$ ,  $G_{jk}$  – сили інерції, що виникають при повздожніх і вертикальних коливаннях шини

Враховуючи рівняння (1), можна записати:

$$P_p = \frac{M_k}{r_d} = G_a \cdot \varphi; \quad (2)$$

де  $r_d$  – динамічний радіус колеса, що свідчить про прямопропорційну залежність сили зчеплення, а значить і сили тяги колеса, від коефіцієнта зчеплення.

Сила зчеплення пневматичної еластичної шини з ґрунтом, що деформується, в свою чергу, є сумою сил тертя матеріалу шини по ґрунту, сил зрізу ґрунту, що знаходиться між ґрунтозачепами та сил внутрішнього тертя в ґрунті [1]:

$$\varphi = [\kappa_n \cdot G_k \cdot \varphi_z + (1 - \kappa_n) \cdot (F_k \cdot c_0 + G_k \cdot \varphi_0)] / G_k. \quad (3)$$

З виразу (3) видно, що коефіцієнт зчеплення в значній мірі залежить від конструкції шини, навантаження на колесо (уцільнення ґрунту) та характеристик ґрунту. Також формула (3) свідчить про залежність величини коефіцієнта зчеплення від властивостей ґрунтових утворень і, насамперед, від величини опору ґрунту зсуву. На рисунку 2 представлені криві зсуву для двох типових ґрунтів: структурованого (має чітко виражений максимум) і порушеного.

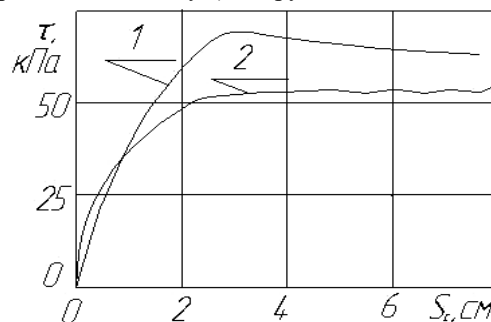


Рис. 2. Графіки залежності опору зсуву від величини зсуву [6]

Відносне переміщення, що супроводжується пластичною деформацією і руйнуванням опорної поверхні, здійснюється, в першу чергу, на тих елементах, де зусилля зсуву будуть перебільшувати сили тертя спокою.

Наявність нестабільних характеристик внутрішнього тертя, а також пружних елементів привода і самої шини, є причиною виникнення автоколивань в плямі контакту шини з опорною поверхнею. Враховуючи викладене, можна з впевненістю констатувати, що на динаміку автомобільного колеса великий вплив здійснюють пружні властивості шини, особливості дотичного деформування ґрунтів і виникнення автоколивань при взаємодії шини з ґрунтом. Очевидно, що параметри взаємодії пневматичної шини з ґрунтом залежать як від властивостей ґрунту, так і від властивостей рушія. В роботі [9] встановлено, що в основі явищ, які супроводжують процес буксування, лежать закономірності деформації ґрунту і шини.

У більшості розглянутих робіт не беруться до уваги властивості шини. Крім того, процес взаємодії колеса з ґрунтом розглядається як квазістатичний – без урахування коливальних процесів та їх впливу на властивості ґрунту. Вплив пружно-демпферних характеристик привода на процес автоколивань і їхніх показників на техніко-експлуатаційні властивості автомобілів при русі по ґрунтах, що деформуються, у

необхідній для конструкторів міри ще не вивчені. На підставі аналізу відомих робіт коефіцієнт зчеплення визначається як складна функція:

$$\varphi = f(G_K; r_o; z_K; K_r; S_c; S_o; S_\theta), \quad (4)$$

де:  $G_K$  – вертикальне навантаження на колесо;  $r_o$  – динамічний радіус колеса;  $z_K$  – величина занурення колеса в ґрунт;  $K_r$  – константи рушії і ґрунту;  $S_c$  – величина зрушення ґрунту;  $S_o$  – коефіцієнт буксування колеса.

Однак при його визначенні дослідники виходять з різних теоретичних передумов, що не дозволяє оцінити коректність відомих розробок, і не завжди можна співставити різні теорії з погляду їхньої практичності у конструюванні АВП. Експериментальні матеріали в більшості випадків одержані різними методами при неоднакових ґрунтових умовах. Крім того, наявні розрахункові формули справедливі лише для випадків сталих процесів взаємодії рушії з ґрунтом і не відбивають реальних зв'язків і коливань у системі «трансмсія – колісний рушій – ґрунт».

Відомі розрахункові формули дозволяють визначити значення опорів коченню коліс рушії на сталих режимах руху при постійному крутному моменті рушії, що не відповідає реальним умовам експлуатації АВП.

В основі явищ, що супроводжують взаємодію колісного рушії з ґрунтами, що деформуються, лежать закономірності деформації ґрунту. Дослідження [8, 10] довели (рис. 3), що під впливом вібрацій пісок набуває властивостей в'язкої рідини, і величина коефіцієнта вібров'язкості, невіразно велика для масиву піску, що знаходиться в стані спокою, під впливом на нього вібрацій може знижуватися до 9 Па·с (в'язкість гліцерину знаходиться в тих же межах), унаслідок чого його несучі і зчіпні властивості різко знижуються.

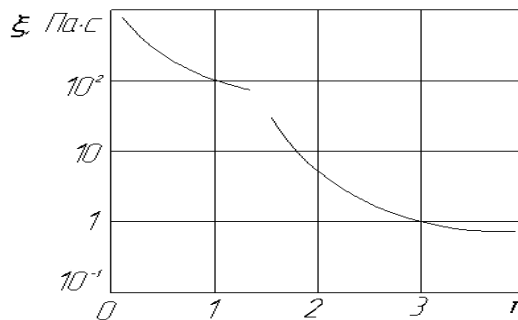


Рис. 3. Залежність вібров'язкості піску від прискорення вібрацій [7]

Аналіз досліджень показує, що в даний час питання про можливу розрахункову модель взаємодії колеса із сипучим ґрунтом при зрушенні і коливаннях вивчене ще недостатньо. У багатьох працях, присвячених вивченню питань прохідності автомобілів та процесів в контактї пневматичної шини з сипучими середовищами, зазначається, що при буксуванні колеса в зоні його контакту з опорною поверхнею спостерігаються коливальні процеси, параметри яких залежать від пружно-демпферних характеристик елементів приводу і шини.

Як показано в роботі [4], при закручуванні шини змінюється її жорсткість як радіальна, так і тангенціальна. В даній роботі наведені результати експериментальних досліджень пружно-демпферних характеристик шин при одночасній дії на них радіальної та тангенціальної сил. Дослідження показали, що радіальна жорсткість шини змінюється при прикладенні тангенціальної сили (рис. 4). Крім того, крутильна пружність шин залежить від вертикального навантаження (рис. 5) [4].

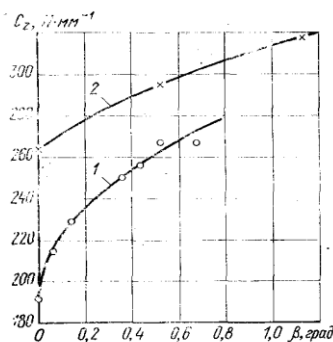


Рис. 4. Залежність радіальної жорсткості шин ІД – 195 (1), Я – 288 (2) від крутильної деформації [4]

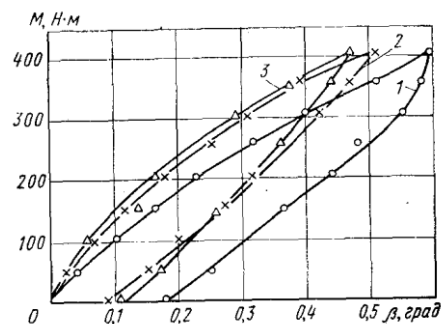


Рис. 5. Характеристики крутильної пружності шини ІД – 195: 1 –  $G_k=2,9\text{кН}$ ; 2 –  $G_k=3,9\text{кН}$ ; 3 –  $G_k=4,9\text{кН}$  [4]

Як слідує з рівняння 3 сила тяги може бути визначена через крутний момент на колесі та його динамічний радіус кочення.

Якщо знехтувати нерівномірністю крутного моменту, пов'язану з характеристикою двигуна і трансмісії, і прийняти, що на заданій передачі та при заданому режимі роботи двигуна крутний момент є постійною величиною, то отримаємо: коефіцієнти опору коченню та зчеплення залежать від динамічного радіуса колеса.

**Математичне моделювання буксування еластичної шини.** Для моделювання процесу буксування пневматичної шини по ґрунту необхідним є створення математичної моделі взаємодії пружного в радіальному та тангенціальному напрямках тора з опорною поверхнею, що деформується [2, 3]. На рисунку 6 представлена розрахункова схема даного процесу.

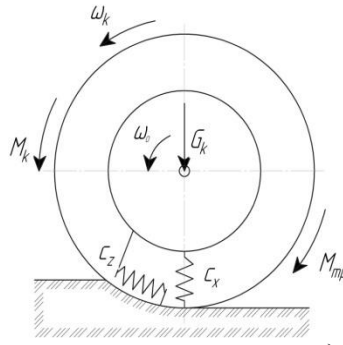


Рис. 6. Розрахункова схема процесу взаємодії колеса з ґрунтом:

$\omega_0$  – колова швидкість осі колеса;  $\omega_k$  – колова швидкість еластичної периферії шини;  $M_k$  – крутний момент прикладений до осі колеса;  $M_{mp}$  – момент тертя;  $G_k$  – вертикальне навантаження на колесо;  $c_z$  – тангенціальна жорсткість шини;  $c_x$  – радіальна жорсткість шини

Рух зовнішньої частини такої шини можна розділити на дві фази: відстою та скачка.

Розглянемо детально фазу скачка. Диференціальне рівняння руху зовнішньої частини шини при умові, що відсутні переміщення її осі в горизонтальній площині (режим буксування) матиме наступний вигляд:

$$I \ddot{\varphi}_k = M_{kp} - M_{mp}. \quad (5)$$

Слід зазначити, що у випадку коли лінійна швидкість осі колеса не дорівнює нулю, необхідно розглядати систему з двох рівнянь, перше з яких описує обертовий рух зовнішньої частини шини (рівняння 5), а друге – рух осі колеса в площині перпендикулярній дорозі викликаний зміною реакції опорної поверхні внаслідок її деформації.

Підставивши у рівняння значення крутного моменту та моменту сил опору одержимо рівняння руху зовнішньої частини колеса:

$$I \ddot{\varphi}_k + c_x r \dot{\varphi}_k = c_x r \dot{\varphi}_0 t - F_{mp} r. \quad (6)$$

Отримане лінійне неоднорідне диференціальне рівняння легко розв'язується стандартними методами. Скориставшись експоненційною підстановкою та виконавши всі необхідні дії, знаходимо остаточний розв'язок рівняння (6):

$$\varphi(t) = -\frac{\Delta F_{mp}}{c_x} \cos \omega(t) - \frac{\varphi_0}{\omega} \sin \omega(t) + \dot{\varphi}_0 t - \frac{\Delta F_{mp}}{c_x}, \quad (7)$$

де  $\Delta F_{mp} = F_{cn} - F_k$ .

Не враховуючи закономірності деформації ґрунту силу тертя спокою та ковзання можна записати як добуток відповідних коефіцієнтів тертя на нормальну реакцію опорної поверхні. Знайшовши значення нормальної реакції, як суму ваги колеса та навантаження на нього, і, підставивши усі вирази у рівняння 7, отримаємо:

$$\varphi(t) = \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k) \cos(\omega t) - \frac{\varphi_0}{\omega} \sin(\omega t) + \dot{\varphi}_0 t - \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k). \quad (8)$$

Кутова швидкість зовнішньої частини шини буде рівною:

$$\omega(t) = -\frac{c_z}{c_x} \omega \Delta r (f_c - f_k) \sin(\omega t) - \omega_0 \cos(\omega t) + \omega_0 - \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k). \quad (9)$$

Слід зауважити, що для врахування в даній моделі властивостей ґрунту, для опису сил тертя необхідно використовувати рівняння механіки та реології ґрунтів [1].

Графічна залежність кутового зміщення зовнішньої частини шини відносно осі колеса від часу при постійній величині кутової швидкості осі колеса і при різних значеннях співвідношення її радіальної і тангенціальної жорсткостей, отриману за рівнянням (8) з врахуванням зміни радіальної жорсткості від крутильної деформації, представлено на рисунку 7.

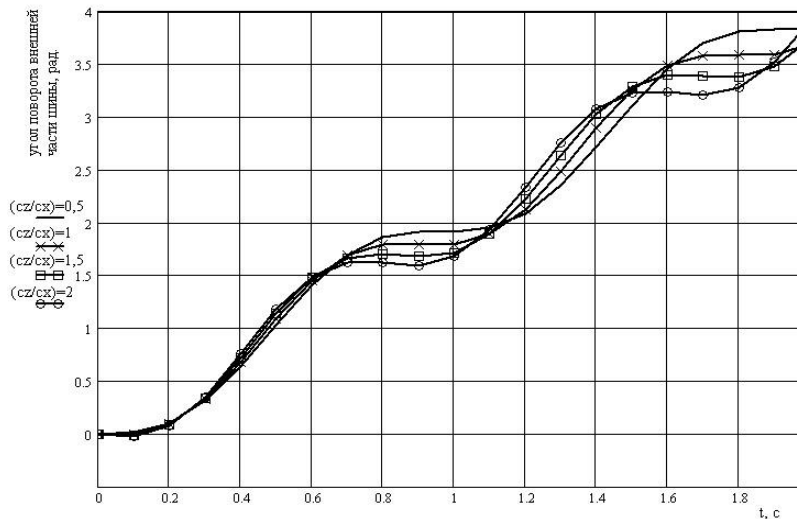


Рис. 7. Залежність кутового зміщення зовнішньої частини шини відносно осі колеса від часу

**Сили, що діють на колесо при буксуванні.** Як відомо [7] рушійною силою автомобіля прийнято вважати так звану силу тяги, яка є мірою взаємодії рушія з опорною поверхнею у повздовжній площині. Ця сила виникає при провертанні колеса під дією крутного моменту.

Обертаючись колесо діє на опорну поверхню з коловою силою і саме зазнає такої ж реакції:

$$P_x = P_p = P_{ко}. \quad (10)$$

Колова сила визначається за залежністю:

$$P_{ко} = \frac{M_k - M_f}{r_d}, \quad (11)$$

де  $M_k$  – крутний момент на колесі;  $M_f$  – момент опору кочення колеса по опорній поверхні;  $r_d$  – динамічний радіус колеса.

Проте таке визначення справедливе лише у випадку взаємодії колеса з твердою опорною поверхнею без буксування. На опорних поверхнях, що деформуються, особливо на сипучих ґрунтах, рух без буксування практично неможливий. При буксуванні частина ґрунту, що потрапляє у западини протектора шини, за рахунок проковзування шини відносно ґрунту, буде викидатись у напрямку протилежному до напрямку обертання колеса. Це буде створювати додаткову дотичну до колеса силу направлену проти напрямку обертання колеса. Назвемо цю силу реактивною. Вона буде створювати додатковий реактивний момент опору. Тоді:

$$P_{ко} = \frac{M_k - M_f - M_p}{r_d}. \quad (12)$$

Якщо знехтувати силами опору повітря та силами липкості ґрунту систему колесо-ґрунт, що потрапив у западини протектора шини можна розглядати як замкнуту систему. Тоді реактивну силу, а отже і реактивний момент можна визначити виходячи з основних положень теорії реактивного руху.

Нехай колесо обертається з коловою швидкістю  $\omega_0 = \text{const}$ . При цьому воно працює у режимі повного буксування. За час  $\Delta t$  воно повернеться на кут  $\Delta\varphi$ . При цьому ґрунт, що потрапив у западини протектора, буде викидатись по дотичній до колеса зі швидкістю  $V_{гр} = \omega_0 \cdot r_d$ , де  $r_d$  – динамічний радіус колеса. Тоді, відповідно до теорії реактивного руху, на колесо буде діяти реактивна сила, направлена проти напрямку обертання колеса, яку можна визначити за формулою:

$$F_p = -V_{гр} \cdot \mu, \quad (13)$$

де  $\mu$  – маса викинутого ґрунту за одиницю часу.

Маса ґрунту, що викидається за час  $\Delta t$ , можна виразити наступною залежністю:

$$m_{гр} = \Delta V \cdot \rho, \quad (14)$$

де  $\Delta V$  – об'єм ґрунту, що викидається за час  $\Delta t$ ,  $\rho$  – щільність ґрунту.

Об'єм ґрунту, що викидається за час  $\Delta t$  визначається кутом повороту колеса  $\Delta\varphi$  та об'ємом западин протектора:

$$\Delta V = \frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_d \cdot B \cdot L_n \cdot \Delta\varphi}{180}, \quad (15)$$

де  $K_n$  – коефіцієнт насиченості протектора;  $B$  – ширина профілю шини;  $L_n$  – глибина западин протектора;  $\Delta\varphi = \omega \cdot \Delta t$  – кут на який повертається колесо за час  $\Delta t$ . Тоді:

$$m_{гр} = \frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_d \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega \cdot \Delta t}{180} \quad (16)$$

Якщо проміжок часу  $\Delta t$  дуже малий ( $\Delta t \rightarrow 0$ ), то  $\mu$  можна виразити залежністю:

$$\mu = \frac{dm_{гр}}{dt} = \frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_d \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega}{180}, \quad (17)$$

а реактивну силу, що діє на колесо:

$$F_p = -V_{гр} \cdot \frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_d \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega}{180} = -\frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_d^2 \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega^2}{180}. \quad (18)$$

Очевидно, що швидкість ґрунту, при його викиді з зони контакту, буде рівною швидкості зовнішньої частини шини. Тоді з врахуванням дійсної колдової швидкості протектора шини (рівняння 9), отримаємо:

$$F_p(t) = -\frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_d^2 \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega(t)^2}{180}, \quad (19)$$

де  $\omega(t)$  – визначається за формулою 9.

#### Висновки.

1. Виявлені фактори, які є одними з найважливіших причин виникнення автоколивань при взаємодії шини з деформованим ґрунтом, а саме пружні властивості пневматичної шини та характеристики внутрішнього тертя ґрунту.

2. Запропоновано математичну модель буксування пневматичної шини по ґрунту, яка враховує фрикційні властивості ґрунтів та пружні властивості шини, а також викид ґрунту із зони контакту при буксуванні. Результати отримані за цією моделлю підтвердженні експериментально. Похибка моделі відносно експерименту лежить в межах 1,7–5 %.

3. Визначено, аналітичним і експериментальним методами, періоди коливань, що відбуваються при буксуванні пневматичної шини по ґрунту. Досліджені залежності періоду фази скачка від таких параметрів як жорсткість приводу, вологість ґрунту, вертикальне навантаження та швидкість ведучої ланки.

4. Визначено амплітудно-частотні характеристики коливальних процесів, що протікають в контакті пневматичної шини з ґрунтом, та характер впливу експлуатаційних та конструктивних факторів на ці процеси.

5. Показано, що на колесо при буксуванні на сипучих ґрунтах діє додаткова реактивна сила опору, викликана тим, що при буксуванні частина ґрунту, яка потрапляє у западини протектора шини викидається у напрямку протилежному напрямку обертання колеса.

6. Запропоновано методику розрахунку повного тягового зусилля на колесі при його буксуванні на сипучих ґрунтах.

#### Список використаної літератури:

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере авто-мобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – изд. 2-е перераб. и доп. – Х. : РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
2. Грабар І.Г. Кінематика та динаміка процесів взаємодії пневматичної шини з сипучими ґрунтами / І.Г. Грабар, Є.Г. Опанасюк, Д.Б. Бегерський // Вісті автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник. – Горлівка : АДІ ДВНЗ «ДонНТУ». – 2007. – № 1 (14). – С. 114–117.
3. Методологія дослідження процесу взаємодії моделі протектора пневматичної шини з ґрунтом / І.Г. Грабар, Є.Г. Опанасюк, М.М. Можаровський, Д.Б. Бегерський, О.Є. Опанасюк // Вісник ЖДТУ – 2006. – № III (36). Серія : Технічні науки. – С. 11–19.
4. Упругость и демпфирование шин при совместном радиальном и тангенциальном нагружении / А.А. Енаев, Ю.М. Глазырин, В.П. Шалдыкин, Н.Н. Яценко // Автомобильная промышленность. – 1982. – № 7.
5. Зимелев Г.В. Теория автомобиля / Г.В. Зимелев. – М. : Воен. издат. МО СССР, 1957. – 454 с.
6. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
7. Кошарный Н.Ф. Технично-експлуатационные свойства автомобилей высокой проходимости / Н.Ф. Кошарный. – К. : Вища школа, 1981. – 208 с.
8. Лысенко М.П. Состав и физико-механические свойства ґрунтов / М.П. Лысенко. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Недра, 1980. – С. 272.
9. Сирота В.И. Исследование процесса буксования автомобильных шин : автореф. дис. ... к.т.н. / В.И. Сирота. – Киев, 1973. – 24 с.
10. Стефанович Ю.Г. О влиянии колебаний крутящего момента в трансмиссии автомобиля на его проходимость по снегу и песку / Ю.Г. Стефанович // Тр. НАМИ Центр.н.-и. автомоб. и автототорн. ин-т. – 1962. – Вып. 45. (О динамических нагрузках в трансмиссиях автомобилей.). – С. 99–108.

#### References:

1. Govorushchenko, N.Ya. (1999), *Sistemotekhnika transporta (na primere avto-mobil'nogo transporta)*, RIO KhGADTU, Kharkiv, 468p.

2. Grabar, I.G., Opanasjuk, Je.G. and Begers'kyj, D.B. (2007), «Kinematyka ta dynamika procesiv vzajemodii' pnevmatychnoi' shyny z sybuchymy g'runtamy», *Visti avtomobil'no-dorozhn'ogo instytutu: Naukovo-vyrobnychyj zbirnyk*, Gorlivka, No. 1(14), Pp. 114–117.
3. Grabar, I.G., Opanasjuk, Je.G., Mozharovs'kyj, M.M., Begers'kyj, D.B. and Opanasjuk, O.Je. (2006), «Metodologija doslidzhenja processu vzajemodii' modeli protektora pnevmatychnoi' shyny z gruntom», *Visnyk ZhDTU, Seriya Tehnichni nauky*, No. III (36), Pp. 11–19.
4. Enaev, A.A., Glazyrin, Yu.M., Shaldykin, V.P. and Yatsenko, N.N. (1982), «Uprugost' i dempfirovanie shin pri sovmestnom radial'nom i tangentsial'nom nagruzenii», *Avtomobil'naya promyshlennost'*, № 7.
5. Zimelev, G.V. (1957), *Teoriya avtomobilya*, Voen. izdat., Moscow, 454 p.
6. Knoroz, V.I., Klennikov, E.V., Petrov, I.P., Shelukhin, A.S. and Yur'ev, Yu.M. (1976), *Rabota avtomobil'noy shiny*, Transport, Moscow, 238 p.
7. Kosharnyy, N.F., (1981), *Tekhniko-ekspluatotsionnye svoystva avtomobiley vysokoy prokhodimosti*, Vishcha shkola, Kiev, 208 p.
8. Lysenko, M.P. (1980), *Sostav i fiziko-mekhanicheskie svoystva gruntov*, Nedra, Moscow, 272p.
9. Sirota, V.I. (1973), *Issledovanie protessa buksovaniya avtomobil'nykh shin*, abstract of dis., Kiev, 24 p.
10. Stefanovich, Yu.G. (1962), «O vliyani kolebaniy krutyashchego momenta v transmissii avtomobilya na ego prokhodimost' po snegu i pesku», *Tr. NAMI Tsent.r.-i. avtomob. I avtomotorn. in-t.*, Iss. 45., pp. 99–108.

**Опанасюк Євген Григорович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Житомирський державний технологічний університет.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- експлуатаційні властивості автомобілів;
- перспективні методи дослідження надійності та експлуатаційних властивостей автомобілів.

**Бегерський Дмитро Богданович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- моделювання транспортних потоків;
- моделювання технологічних процесів автомобільного транспорту.

Тел.: +38 (093) 600–10–67.

E-mail: begerskiy@gmail.com.

**Кубрак Юрій Олександрович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- моделювання транспортних потоків;
- моделювання технологічних процесів автомобільного транспорту;
- комп'ютерне моделювання.

E-mail: kubrak79@ukr.net.

**Опанасюк Олександр Євгенович** – пошукач кафедри автомобілів і транспортних технологій Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- експлуатаційні властивості автомобілів;
- перспективні методи дослідження надійності та експлуатаційних властивостей автомобілів.

Стаття надійшла до редакції 05.09.2018.