

doi: 10.33249/2663-2144-2019-82-9-73-80

UDC 631.372

**DETERMINATION OF ROLLING RADIUS AND SLIP OF WHEELS
OF SELF-PROPELLED MACHINES****G. Golub¹, S. Kukharets², V. Chuba¹, A. Zabrodskyi³***e-mail: vvchuba@ukr.net*¹National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

11, Heroyiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine

²Zhytomyr National Agroecological University

7, Stary Blvd, Zhytomyr, 10002, Ukraine

³Vytautas Magnus university Agriculture Academy, Institute of Agricultural Engineering and Safety

15a, Studentų, Akademija, Kaunas r., LT – 53362, Lithuania

On the basis of the developed model for determining the initial radius of the wheel and the length of the contact zone of the wheel with the support surface, the dependence for determining the actual radius of the wheel rolling was obtained.

The obtained results allow estimating the effect of wheel deformation under the influence of vertical load (the weight of the power unit) on the actual wheel rolling radius and the slipping coefficient. As far as the vertical load is constant, than the actual rolling radius and the slipping coefficient while wheel rolling can be taken for the initial state of the wheel.

The studies have confirmed an increase in the actual rolling radius and a decrease in wheel slip with an increase in air pressure in the tires. For example, for the rear wheel of a tractor John Deere 7130 with an increase in pressure from 0.6 to 2.6 atm, an increase in the rolling radius by 21 mm and a decrease in the slip coefficient from 1.94 to 0.83% were observed. For the front wheel, when the pressure changed from 1 to 2 atm, the rolling radius increased by 7 mm and the wheel slip coefficient decreased from 1.76 to 1.12 %. The index of determination of calculated and experimental values of the real rolling radius is $\eta^2 = 0,98$ for the front and $\eta^2 = 0,99$ for the rear wheels, which indicates the adequacy of the calculated dependences. The high level of coincidence between the calculated and experimental values of the actual wheel radii and wheel slipping coefficients indicates the adequacy of the developed methods and dependencies for practical application.

Key words: *rolling wheel radius, slipping, wheel deformation, air pressure in the tire, wheel contact area with bearing surface.*

ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСУ КОЧЕННЯ ТА КОВЗАННЯ КОЛІС САМОХІДНИХ МАШИН**Г. А. Голуб¹, С.М. Кухарець², В. В. Чуба¹, А. П. Забродський³***e-mail: vvchuba@ukr.net*¹Національний університет біоресурсів і природокористування України

вул. Героїв Оборони, 15В, м. Київ, Україна, 03041

²Житомирський національний агроєкологічний університет

бульвар Старий, 7, м. Житомир, Україна, 10008

³Сільськогосподарська академія Університету Вітаутаса Великого,

Інститут сільськогосподарської інженерії та безпеки

вул. Студентів, 15а, Академія, Каунаський р-н, LT – 53362, Литва

В сільськогосподарській техніці все більшою інтенсивністю застосовуються системи автоматичного керування, розроблені на основі аналізу параметрів руху машинно-тракторного агрегату. Відсутність єдиного підходу, а також використання неточних методів визначення дійсного радіусу кочення призводить до відхилень розрахункових величин, що суттєво впливають на роботу МТА та використання систем автоматичного керування. В даному дослідженні обґрунтовано методику визначення дійсного радіусу кочення пневматичних коліс, уточнено вираз для визначення

ковзання коліс, встановлено вплив зміни тиску в пневматичній шині на зміну дійсного радіуса кочення та ковзання приводних коліс. На основі розробленої моделі для визначення початкового радіуса колеса та виходячи із довжини зони контакту колеса з опорною поверхнею, отримано залежності для визначення дійсного радіуса кочення та ковзання коліс.

Отримані результати дають змогу оцінити вплив деформації колеса під дією вертикального навантаження (ваги енергозасобу) на дійсний радіус кочення колеса та коефіцієнт ковзання. Оскільки вертикальне навантаження – величина стала, то дійсний радіус кочення та коефіцієнт ковзання при перекочуванні колеса можна приймати за початковий стан колеса.

Виконані дослідження підтвердили збільшення дійсного радіуса кочення та зменшення ковзання колеса при збільшенні тиску повітря в шині. Так, наприклад, для заднього колеса трактора John Deere 7130 при збільшенні тиску від 0,6 до 2,6 атм спостерігається збільшення радіуса кочення на 21 мм та зменшення коефіцієнту ковзання від 1,94% до 0,83%. Для переднього колеса при зміні тиску від 1 до 2 атм спостерігається збільшення радіуса кочення на 7 мм та зменшення коефіцієнту ковзання коліс від 1,76 % до 1,12 %. Індекс детермінації розрахункових та експериментально отриманих значень дійсного радіуса кочення становить $\eta^2 = 0,98$ для передніх та $\eta^2 = 0,99$ для задніх коліс, що свідчить про адекватність отриманих розрахункових залежностей. Високий рівень співпадіння розрахункових та експериментальних значень дійсних радіусів колеса та коефіцієнтів ковзання коліс свідчить про адекватність розроблених методів та залежностей для практичного застосування.

Подальші наукові дослідження будуть направлені на визначення впливу тягового опору агрегатів, параметрів ґрунтового середовища на параметри роботи колісних рушіїв при реалізації відповідної тягової потужності.

Ключові слова: радіус кочення колеса, ковзання колеса, деформація колеса, тиск повітря в шині, зона контакту колеса з опорною поверхнею.

Вступ

У більшості досліджень, що стосувалися руху колісних рушіїв, які виконані в середині минулого століття, приймався статичний радіус кочення колеса (Bekker, 1956; Dwyer et al., 1974). Проте такий підхід справедливий тільки для коліс, що не піддаються деформації.

Сучасні дослідження механіки взаємодії привідного колеса та опорної поверхні направлені на удосконалення технічних засобів та систем керування оптимальними режимами руху самохідних машин (Taghavifar, 2015; Gray et al., 2016). Подібні системи вимагають виконання точних вимірювань та отримання мінімальних похибок під час розрахунків. Радіус кочення колеса та ковзання є важливими параметрами, оскільки вони визначають показники взаємодії колеса із опорною поверхнею при перетворенні потужності двигуна в тягову силу.

У роботі (Upadhyaya et al., 1998), при дослідженні взаємодії шини з ґрунтом на тягові властивості сільськогосподарських енергозасобів, наголошується на необхідності визначення дійсного радіуса кочення колеса. Досліджувався також процес перекочування привідного колеса з пневматичною шиною на ґрунті, що зазнає деформацію (Kiss, 2003). На

основі проведених досліджень виділено три радіуси кочення колеса, а саме: кінематичний, кінетичний та геометричний. Автор відмічає неспівпадіння та взаємозалежність зазначених радіусів. У роботі (Hamersma et al., 2016) розглянуті теоретичні підходи та виконано експериментальні дослідження з визначення кінематичного та кінетичного радіусів із застосуванням сучасних вимірювальних засобів. Автори допустили можливість застосування статичного радіуса колеса для виконання моделювання зміни показників взаємодії колеса із опорною поверхнею.

Враховуючи сутність взаємозв'язків між ковзанням, обертанням колеса та утворенням тягової сили (Golub et al., 2017), було запропоновано проводити розрахунки із використанням одного дійсного радіуса кочення колеса. За даними (Jazar, 2017) дійсний радіус кочення колеса пропонується розраховувати наступним чином:

$$R_D = \frac{2}{3} R_u + \frac{1}{2} R_l \quad (1)$$

де R_D – дійсний радіус кочення колеса, м; R_u – радіус колеса без навантаження, м; R_l – радіус навантаженого колеса, м.

У роботі (Pauwelussen et al., 2007) дійсний радіус кочення колеса пропонується визначати за допомогою напівемпіричної залежності:

$$R_D = R_U - \rho_0 \left[D \arctan \left(B \frac{\rho}{\rho_0} \right) + E \frac{\rho}{\rho_0} \right] \quad (2)$$

де ρ – дійсний прогин шини, м; ρ_0 – прогин шини за номінального навантаження, B , D , E – конструктивні параметри шини, які характеризують параметри шини, пов'язані із характером деформації шини при навантаженні, від. од.

У роботі (Wilson et al., 2011), для визначення дійсного радіуса кочення, в залежності від привідного крутного моменту, навантаження та тиску, було запропоновано залежність на основі емпіричних коефіцієнтів:

$$R_D = R_U - \lambda^* \left[1 - (1 - W / W^*) p / p^* \right] T \quad (3)$$

де W – вертикальне навантаження на колесо, Н; p_w – тиск в колесі, кПа; T – крутний момент прикладений до колеса, Н м; λ^* , W^* , p^* – емпіричні фактори продольної еластичності шини, навантаження та тиску, відповідно.

Застосування наведених залежностей, а також їм подібних, дають змогу виконати орієнтовний розрахунок зміни дійсного радіуса кочення колеса, але за практичного використання можуть призводити до суттєвих похибок.

У роботі (Taghavifar, 2014) розглянуто теоретичні та експериментальні аспекти виникнення ковзання ведучих коліс при навантаженні самохідної машини. Автори роблять висновок про існування парадигми управління ковзанням колеса в залежності від його навантаження та умов роботи. Для управління ковзанням привідних коліс обґрунтовується необхідність створення алгоритму паралельного контролю за миттєвим радіусом кочення шини та кутовою швидкістю колеса. У роботі (Ryan, 2012) для експериментального визначення кутової швидкості колеса використано датчики АБС. За заданої швидкості переміщення та вимірюного за допомогою лазерної лінійки радіуса колеса було визначено фактичну жорсткість шини.

Виконаний аналіз існуючих публікацій показав відсутність єдиного підходу та методики у визначенні дійсного радіуса кочення колеса під час взаємодії колеса із опорною поверхнею. Також слід відмітити різноманітний вплив

багатьох параметрів взаємодії колеса та опорної поверхні на дійсний радіус кочення колеса. Неможливість визначити дійсний радіус кочення призводить до суттєвих помилок за інтерпретації експериментальних та теоретичних досліджень роботи коліс. Встановлення дійсного радіуса кочення колеса дасть змогу визначити тягову силу та ковзання колеса. Уточнення методики визначення початкового радіуса кочення пневматичного колеса в залежності від його конструкційних параметрів є актуальним науковим завданням.

Метою досліджень є обґрунтування методики визначення дійсного радіуса кочення пневматичних приводних коліс самохідних машин та визначення ковзання привідних коліс.

Матеріали та методи

При обґрунтуванні методики та визначенні початкового та дійсного радіуса кочення приводних коліс використовувалося геометричне моделювання деформації пневматичного колеса трактора John Deere серії 7130. Даний трактор був обладнаний передніми Goodyear Super Traction Radial 14.9 R24 та задніми Firestone Radial 800 460/85 R38 шинами. Довжину кола шини по центру та краю протектора визначали за заданого тиску в шині для піднятого колеса (за відсутності навантаження). Хорда зони контакту колеса із опорною поверхнею при навантаженні вагою трактора вимірювалася за різного тиску в шинах. Достовірність отриманих теоретично та експериментально дійсних радіусів кочення виконано за допомогою порівняння ковзання колеса відносно початкового радіуса колеса.

Результати досліджень та обговорення

Через деформацію шин коліс, фактичний шлях, що проходить колесо, є меншим, ніж пройшло б це колесо за відсутності деформації шин. Таким чином, деформація колеса вносить свою частку в загальне ковзання колеса.

Більшість дослідників розглядають явище ковзання як відношення різниці лінійної та дійсної швидкості колеса до лінійної або відношення різниці можливого та пройденого шляху до можливого:

$$\delta = \frac{\omega R_K - V_D}{\omega R_K} = \frac{2\pi R_K n - S_D}{2\pi R_K n} \quad (1)$$

де δ – коефіцієнт ковзання, відн. од.;

V_D – дійсна швидкість, м/с; ω – кутова швидкість обертання привідного колеса, рад./с; R_K – радіус кочення привідного колеса, м; n – кількість обертів, яке робить колесо за одиницю часу, об/с; S_D – дійсний шлях, який проходить колесо за визначене число обертів колеса, м.

Як показує практика, деформоване колесо за один оберт проходить шлях менший, ніж колесо без деформацій. Це свідчить про зменшення дійсного радіусу обертання колеса у випадку деформування. Визначення дійсного радіуса обертання деформованого колеса здійснювалося, виходячи із припущення існування ковзання деформованого колеса відносно вільного недеформованого стану.

Математично ковзання можна визначити як різницю між довжиною дуги, яку обмежує центральний кут, що спирається на хорду прогину шини колеса та самою довжиною хорди прогину шини колеса, наступним чином (рис. 1):

$$\delta_G = \frac{2\pi}{\alpha} \left(\frac{\alpha R - 2R \sin \frac{\alpha}{2}}{\alpha R} \right) = \left(1 - \frac{2}{\alpha} \sin \frac{\alpha}{2} \right) \quad (2)$$

де δ_G – ковзання колеса, від. од.; R – початковий радіус кочення колеса, м; α – центральний кут, який обмежує хорду прогину шини колеса, рад.

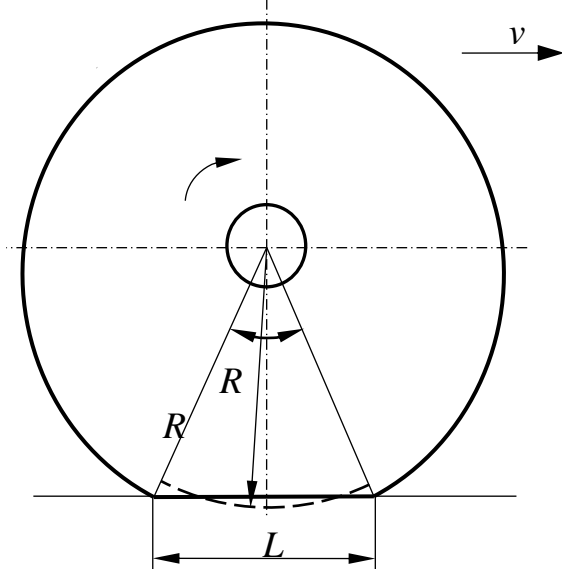


Рис. 1. Спрощена геометрична інтерпретація процесу деформації шини колеса

Враховуючи, що

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{L}{2R} \quad (3)$$

де L – довжина хорди, яку утворює прогин шини колеса, м, отримаємо:

$$\delta_G = \left(1 - \frac{2}{\alpha} \frac{L}{2R} \right) = \left(1 - \frac{L}{\alpha R} \right) = \left(1 - \frac{R_D}{R} \right) \quad (4)$$

де R_D – дійсний радіус кочення деформованого колеса, м.

Отже, розрахувати дійсний радіус деформованого колеса можна за наступним виразом:

$$R_D = \frac{L}{\alpha} = \frac{L}{2 \arcsin \frac{L}{2R}} \quad (5)$$

Довжина хорди при контакті колеса із опорною поверхнею може бути легко визначена за допомогою експериментальних вимірювань. Складніше визначити початковий радіус колеса, адже форму та деформацію колеса задають конструктивні особливості виконання колеса та протектора.

Оскільки початковий дійсний радіус кочення задає прикладене вертикальне навантаження, то за початковий радіус слід приймати стан колеса, коли деформація протектора викликана власною вагою колеса.

Розглядаючи колесо у вільному стані, помітно, що радіус поперечного перерізу – величина непостійна. Радіус колеса у вільному стані зменшується від центру протектору до зовнішнього краю. При навантаженні колеса власною вагою відбувається деформація протектора в зоні контакту з опорною поверхнею. Характер деформації протектора задає жорсткість каркасу пневматичної шини та внутрішній тиск в шині.

Визначити зміну радіуса колеса, викликану навантаженням власною вагою, можна наступним чином:

$$\Delta r = \frac{(l_C - l_K) k_{DP}}{2\pi} \quad (6)$$

де Δr – зменшення радіуса колеса відносно центру протектора та його краю у поперечному перерізі, м; l_C – довжина колеса по середині протектора, м; l_K – довжина колеса по краю

протектора, м; k_{DP} – коефіцієнт жорсткості шини, що задає деформацію шини у повздовжньому та поперечному напрямі, від. од.

Враховуючи вираз (6), початковий радіус колеса визначається наступним чином:

$$R = R_C - \Delta r = \frac{l_C}{2\pi} - \frac{(l_C - l_K)k_{DP}}{2\pi} = \frac{l_C(1 - k_{DP}) + l_K k_{DP}}{2\pi} \quad (7)$$

де R_C – радіус середини протектора колеса у вільному стані, м.

Враховуючи це, вираз для визначення дійсного радіуса деформованого колеса набуває вигляду:

$$R_D = \frac{L}{2 \arcsin \frac{L\pi}{l_C(1 - k_{DP}) + l_K k_{DP}}} \quad (8)$$

Для визначення дійсного радіуса кочення виконано експериментальні вимірювання

необхідних параметрів переднього та заднього колес. Отримано зміну довжин протектора у вільному стані колеса при зміні тиску. За прийнятих значень коефіцієнтів жорсткості шини виконано розрахунок початкового радіуса колеса за відповідного тиску в колесі. Виконано також розрахунок дійсного радіусу кочення та відповідного коефіцієнту ковзання колеса. Експериментальні та теоретичні параметри за зміни тиску переднього колеса занесені в табл. 1, заднього – в табл. 2.

Таблиця 1. Експериментальні та теоретичні параметри переднього колеса

	Позначення	Тиск в колесі, атм					
		1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
Довжина по середині протектора, м	l_C	3,875	3,88	3,88	3,885	3,885	3,89
Довжина по краю протектора, м	l_K	3,75	3,747	3,748	3,755	3,755	3,753
Коефіцієнт жорсткості, від. од.	k_{DP}	0,92	0,91	0,9	0,89	0,865	0,845
Початковий радіус, м	R	0,5984	0,5982	0,5986	0,5999	0,6004	0,6006
Довжина хорди зони контакту, м	L	0,383	0,349	0,33	0,32	0,314	0,309
Розрахунковий дійсний радіус кочення, м	R_D	0,5879	0,5896	0,5909	0,5926	0,5934	0,5939
Коефіцієнт ковзання, %	δ_G	1,759	1,454	1,295	1,21	1,162	1,124
Експериментальний дійсний радіус кочення, м	R_{DS}	0,588	0,59	0,591	0,593	0,593	0,594
Коефіцієнт ковзання, %	δ_{GS}	1,755	1,449	1,295	1,215	1,154	1,119

Таблиця 2. Експериментальні та теоретичні параметри заднього колеса

Назва та одиниці вимірювання	Позначення	Тиск в колесі, атм										
		0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Довжина по середині протектора, м	l_C	5,483	5,484	5,485	5,485	5,495	5,495	5,5	5,505	5,51	5,51	5,51
Довжина по краю протектора, м	l_K	5,253	5,253	5,253	5,253	5,254	5,254	5,255	5,254	5,255	5,26	5,26

Закінчення таблиці 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Коефіцієнт жорсткості, від. од.	k_{DP}	0,615	0,6	0,595	0,545	0,495	0,45	0,42	0,37	0,365	0,36	0,355
Початковий радіус, м	R	0,85	0,85	0,851	0,852	0,855	0,857	0,858	0,861	0,862	0,862	0,862
Довжина хорди зони контакту, м	L	0,57	0,5	0,46	0,45	0,444	0,435	0,42	0,403	0,395	0,391	0,384
Розрахунковий дійсний радіус кочення, м	R_D	0,833	0,838	0,840	0,842	0,845	0,847	0,850	0,853	0,854	0,855	0,855
Коефіцієнт ковзання, %	δ_T	1,938	1,477	1,244	1,185	1,145	1,094	1,014	0,927	0,888	0,869	0,838
Дійсний радіус кочення, м	R_{DS}	0,833	0,837	0,839	0,842	0,845	0,847	0,849	0,853	0,854	0,854	0,855
Коефіцієнт ковзання, %	$\delta_{T\Sigma}$	1,945	1,463	1,268	1,173	1,144	1,083	1,017	0,949	0,899	0,872	0,839

Початковий радіус колеса в залежності від тиску повітря в шині, розрахований за виразом (7), наведений на рис. 2. Із графіка видно, що початковий радіус колеса збільшується за збільшення тиску повітря в шині.

В табл. 1 та табл. 2 наведені результати розрахунку та експериментального вимірювання зміни дійсного радіуса кочення відповідно переднього та заднього колес від зміни тиску повітря в шині. Розрахунковий дійсний радіус кочення визначений на основі значень довжини хорди зони контакту колеса і початкового радіуса

колеса згідно з виразом (8) для відповідного тиску шини в колесі.

Аналіз отриманих даних табл. 1 та табл. 2 свідчить про збільшення дійсного радіусу кочення із збільшенням тиску повітря в шині. Для передніх коліс при збільшенні тиску від 1 до 2 атм зміна дійсного радіусу кочення склала близько 7 мм. Для заднього колеса зміна дійсного радіуса склала близько 21 мм при зміні тиску від 0,6 до 2,6 атм. Індекс детермінації розрахункових та експериментальних даних становив $\eta^2 = 0,98$ для передніх та $\eta^2 = 0,99$ для задніх коліс.

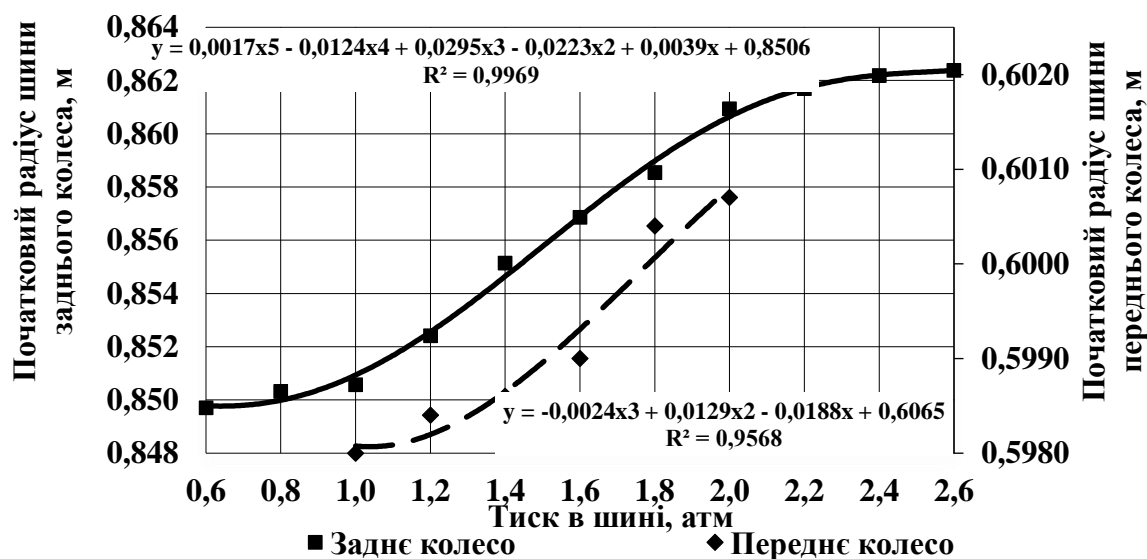


Рис. 2. Залежність початкового радіуса колеса із врахуванням деформації протектора від власної ваги

Виконано також розрахунок коефіцієнтів ковзання коліс за зміни внутрішнього тиску повітря в шинах (рис. 3, 4).

Таким чином, розраховане ковзання має величину від 1,94 до 0,83% для задніх коліс та від 1,12 до 1,76 % для передніх.

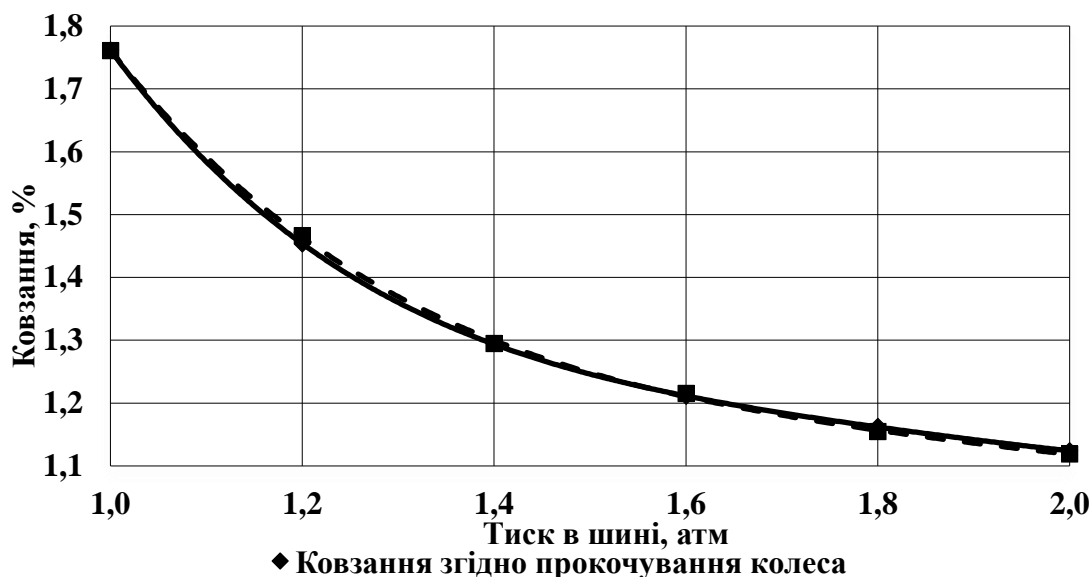


Рис. 3. Залежність коефіцієнта ковзання переднього колеса від тиску повітря в шинах

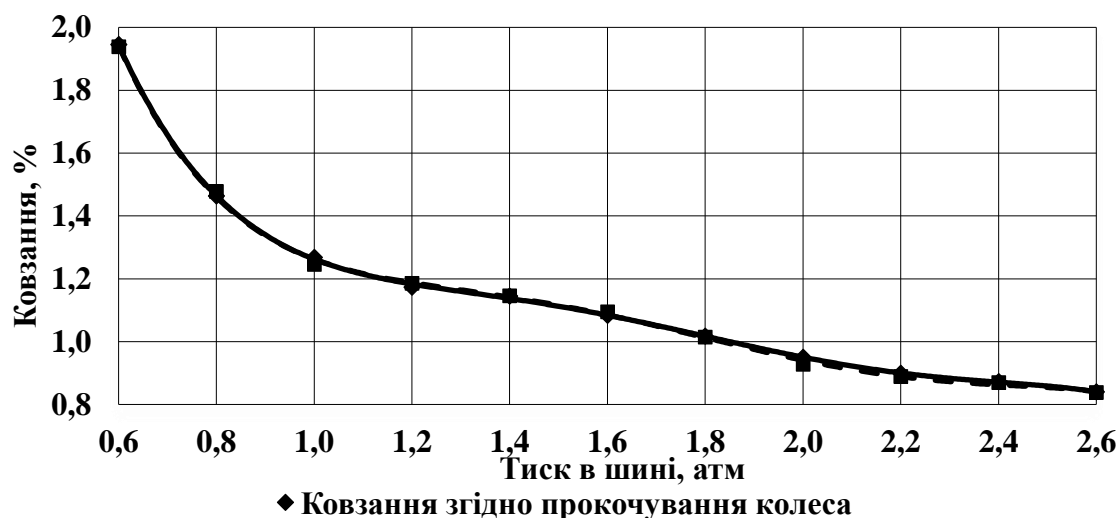


Рис. 4. Залежність коефіцієнта ковзання заднього колеса від тиску повітря в шині

Величина коефіцієнту ковзання коліс зменшується у міру зростання тиску повітря в шинах, що пояснюється зменшенням довжина хорди зони контакту шини і збільшенням дійсного радіусу обертання колеса відносно початкового.

Високий рівень співпадіння розрахункових та експериментальних залежностей для визначення ковзання колеса свідчить про адекватність

запропонованої методики визначення початкового радіуса колеса та дійсного радіуса кочення.

Висновки

1. Визначення початкового радіуса колеса дозволяє виконати розрахунок дійсного радіуса кочення колеса з урахуванням геометричних показників деформації колеса в зоні контакту з опорною поверхнею. Співпадіння залежностей

ковзання колеса від зміни тиску повітря в шині, отриманих, виходячи із розрахункового та експериментально визначеного дійсного радіуса кочення, дозволяє стверджувати, що запропонована модель для визначення початкового радіуса колеса є адекватною.

2. На основі геометричних показників зони контакту за взаємодії колеса з опорною поверхнею отримано вираз для визначення дійсного радіуса кочення колеса. Порівняння розрахункового та експериментально отриманого дійсного радіуса кочення колеса дозволяє стверджувати про адекватність застосованої методики та отриманої залежності для визначення дійсного радіуса кочення. Індекс детермінації розрахункових та експериментальних даних становить $\eta^2 = 0,98$ для передніх та $\eta^2 = 0,99$ для задніх коліс.

3. Виконані дослідження підтвердили збільшення дійсного радіуса кочення та зменшення ковзання колеса за збільшення тиску повітря в шині. Так, для заднього колеса за збільшення тиску від 0,6 до 2,6 атм спостерігається збільшення радіуса кочення на 21 мм та зменшення коефіцієнту ковзання від 1,94 до 0,83%. Для переднього колеса за зміни тиску від 1 до 2 атм спостерігається збільшення радіуса кочення на 7 мм та зменшення коефіцієнта ковзання коліс від 1,76 до 1,12 %. Отримані результати дають змогу виконати оцінку ковзання приводних коліс енергозасобів відповідно до тиску повітря в шинах та параметрів взаємодії з опорною поверхнею.

References

Bekker, M. G. (1956). Theory of land locomotion. The mechanics of vehicle mobility. Ann Arbor: The Univ. Michigan Press.

Dwyer, M. J., Comely, D. R. & Evernden, D. W. (1974). The field performance of some tractor tyres related to soil mechanical properties. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 19, 35–50. doi:10.1016/0021-8634(74)90005-5.

Golub, G., Chuba, V & Kukharets, S. (2017). Determining the magnitude of traction force on the axes of drive wheels of self-propelled machines.

Eastern European Journal of Enterprise Technologies, 4 (7), 50–56. doi:10.15587/1729-4061.2017.107192.

Gray, J. P., Vantsevich, V. V. & Paldan, J. (2016). Agile tire slippage dynamics for radical enhancement of vehicle mobility. *Journal of Terramechanics*, 65, 14–37. doi:10.1016/j.jterra.2016.01.002.

Hamersma, H. A., Botha, T. R. & Schalk E. P. (2016). The dynamic rolling radius of a pneumatic tyre on hard terrains. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, 11 (3), 234–251. doi:10.1504/ijvsm.2016.080879.

Jazar, R. N. (2017). Vehicle dynamics: Theory and application. New York : Springer. DOI:10.1007/978-3-319-53441-1

Kiss, P. (2003). Rolling Radii of a Pneumatic Tyre on Deformable Soil. *Biosystems Engineering*, 85, 153–161.

Pauwelussen, J. P., Dalhuijsen, W. & Merts, M. (2007, October 16). Tyre dynamics, tyre as a vehicle component. Part 1. Tyre handling performance. HAN University [Netherlands].

Ryan, J. & Bevely, D. (2012). Tire radius determination and pressure loss detection using GPS and vehicle stability control sensors. *IFAC Proceedings*, 8 (1), 1203–1208. doi:10.3182/20120829-3-mx-2028.00090.

Taghavifar, H. & Mardani, A. (2015). Net traction of a driven wheel as affected by slippage, velocity and wheel load. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, 14, 167–171. DOI:10.1016/j.jssas.2013.11.002

Taghavifar, H. & Mardani, A. (2014). Applying a supervised ANN (artificial neural network) approach to the prognostication of driven wheel energy efficiency indices. *Energy*, 2, 651–657. DOI:10.1016/J.ENERGY.2014.01.048

Upadhyaya, S., Chancellor, W. & Wulfsohn, D. (1998). Sources of variability in traction data. *Journal of terramechanics*, 25, 249–272.

Wilson, T., Siero, M., Kopchick, C. & Vantsevich, V. (2011). Rotational Velocities and Tire Slippages. *SAE Technical Paper*, 9, 21–57. DOI:10.4271/2011-01-2157.