

УДК 629.113

І.Г. Грабар, д.т.н., проф.
Є.Г. Опанасюк, к.т.н., доц.
Д.Б. Бегерський, аспір.

Житомирський державний технологічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПНЕВМАТИЧНОЇ ШИНИ

У статті наведено опис програмно-апаратного комплексу для дослідження пружних характеристик пневматичної шини. Наведено основні результати досліджень пружних характеристик шини та взаємного впливу її деформацій. Розроблено математичну модель, що описує залежності статичного радіуса шини від радіального і тангенціального навантаження при змінному значенні тиску повітря.

Постановка задачі та обґрунтування необхідності досліджень. У багатьох роботах, присвячених вивченню питань прохідності автомобілів та процесів у контакті пневматичної шини із сипучими середовищами [1–4], 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. Нами проведені дослідження цих процесів та впливу на них різних конструктивних та експлуатаційних факторів. Опис програмно-апаратного комплексу, розробленого для даних досліджень, та аналіз результатів експериментів наведено в статтях [5–7]. В [3, 8] йдеться про те, що причиною виникнення коливальних процесів у контакті пневматичної шини із сипучими середовищами є нестационарна характеристика тертя, а оскільки при взаємодії шини з ґрунтами тертя відбувається лише між шарами сипучого середовища [8], то причиною цих коливальних процесів можуть бути властивості багатокомпонентних сипучих середовищ.

Проте очевидно, що при взаємодії тріади тертя характеристики цієї взаємодії пов'язані з властивостями всіх тіл, що беруть участь у процесі тертя. Створено спеціалізований програмно-апаратний комплекс для дослідження пружних характеристик пневматичної шини, що дозволяє вимірювати деформації шини в трьох напрямках: радіальному, тангенціальному та бічному, а також сили, що спричиняють ці деформації.



Рис. 1. Система координат та сили, що діють на колесо

Загальний вигляд експериментальної установки представлено на рис. 2.

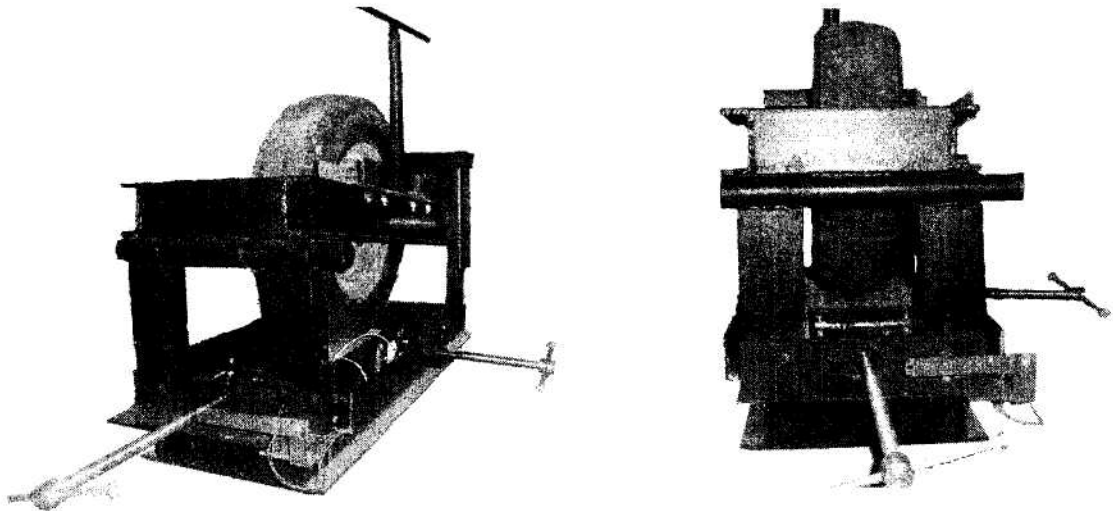


Рис. 2. Загальний вигляд експериментальної установки для вимірювання пружних характеристик пневматичної шини

Вимірювання деформацій виконується за допомогою тензоланок [5, 6], а вимірювання сил, що викликають ці деформації, – за допомогою тензоланок, виконаних у вигляді дуги на двох опорах [6]. Зчитування датчиків, попередня обробка та збереження експериментальних даних, виконується за допомогою аналогово-цифрового перетворювача L-1250 та програмного пакета “PowerGraph” [6].

Нами були проведені дослідження зміни статичного радіуса шини від тиску повітря в шині, радіального та тангенціального навантаження.

Результати досліджень. Для даних досліджень використовувалась зимова шина 175/70 R 13 з дорожнім малюнком протектора виробництва “Pirelli” та такими параметрами:

- максимальний тиск повітря – 0,3 МПа;
- максимальне навантаження – 490 кг;
- індекс швидкості T – 190 км/год.;
- радіус при номінальному навантаженні та тиску повітря – 261 мм;
- вільний радіус – 288 мм.

Проведені дослідження виконувались при таких значеннях змінних параметрів:

- тиск повітря в шині: 0; 0,05; 0,1; 0,15; 0,2 Мпа;
- радіальне навантаження: 0; 800; 1600; 2400; 3200; 4000 Н;
- тангенціальне навантаження обмежувалось зчепленням шини та опорної поверхні, в якості якої виступав сухий бетон.

Нижче наведені результати експериментальних досліджень пружних властивостей шини, отримані на описаній вище експериментальній установці за нашими методиками.

Залежності статичного радіуса шини від радіального навантаження при різних значеннях тиску повітря в шині представлено на рис. 3.

З графіків рис. 3 видно, що при збільшенні радіального навантаження – статичний радіус нелінійно зменшується. У випадку, коли тиск повітря в шині дорівнює нулю, при радіальній силі, рівній приблизно 1750 Н, зменшення радіуса припиняється, оскільки шина повністю деформована.

Залежності статичного радіуса шини від тангенціального навантаження при різних значеннях тиску повітря в шині наведено на рис. 4.

З графіків рис. 4 видно, що до певного значення тангенціальної сили радіус шини не змінюється, а при перевищенні тангенціальною силою цього значення починає зростати.

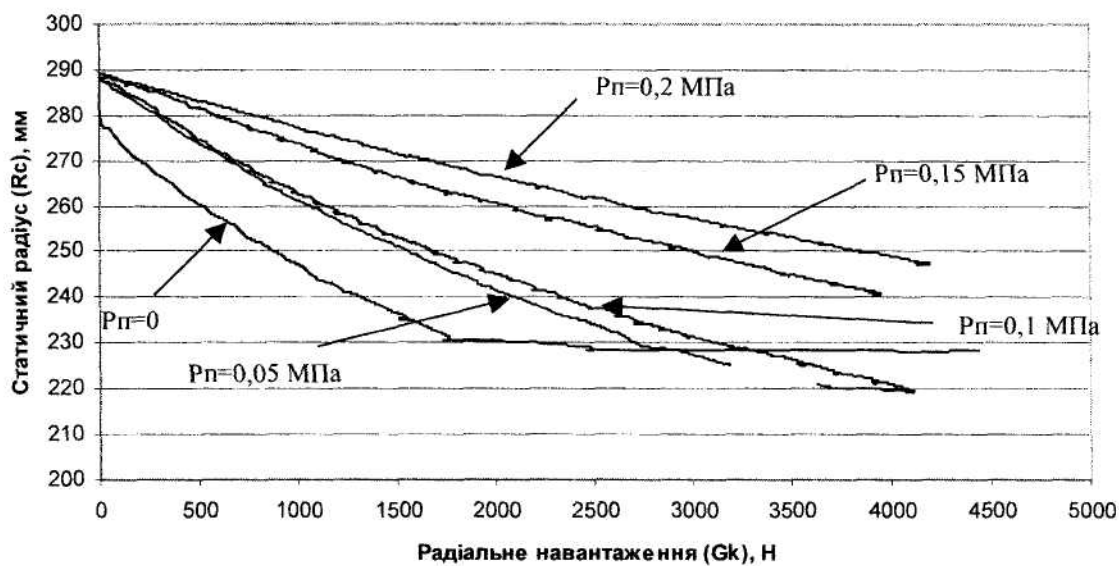


Рис. 3. Залежності статичного радіуса шини від радіального навантаження при різних значеннях тиску повітря в шині

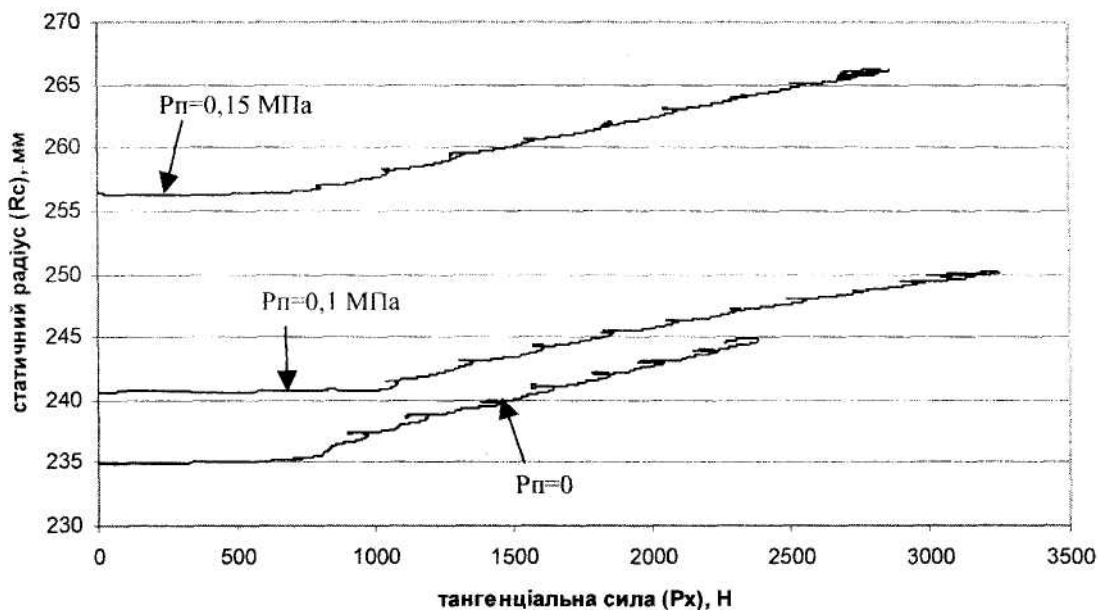


Рис. 4. Залежності статичного радіуса шини від тангенціального навантаження при різних значеннях тиску повітря в шині та радіальному навантаженні 2400 Н

Одним з пояснень такої зміни радіуса шини може бути те, що при закручуванні шини внаслідок деформації гумокордного шару збільшується його жорсткість.

Залежності статичного радіуса шини від тангенціального навантаження при різних значеннях радіального навантаження наведено на рис. 5.

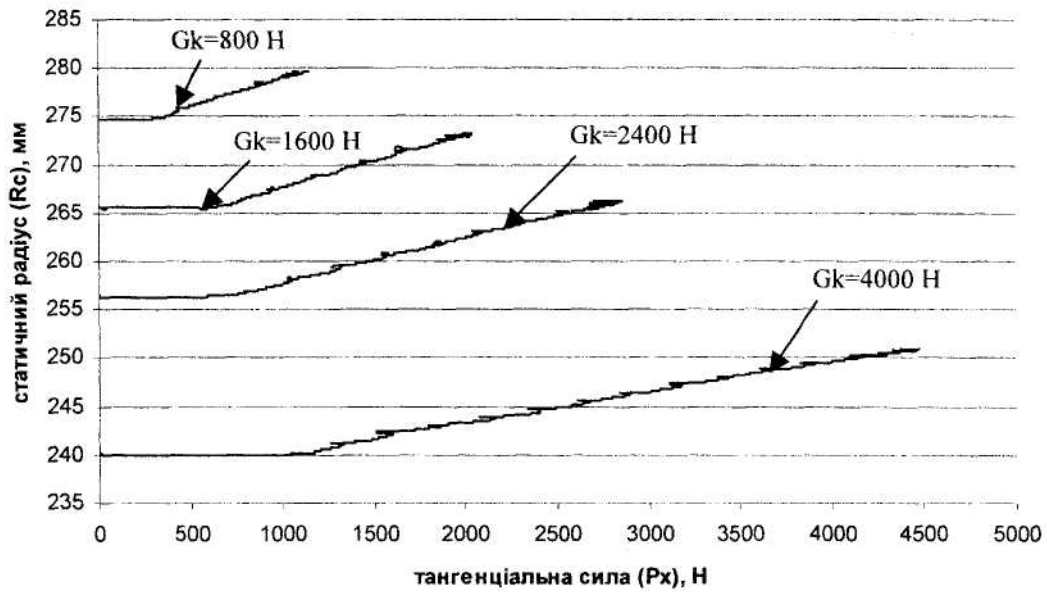


Рис. 5. Залежності статичного радіуса шини від тангенціального навантаження при різних значеннях радіального навантаження та тиску повітря в шині 0,15 МПа

Аналіз експериментальних даних. З рис. 3 видно, що статичний радіус майже лінійно спадає при збільшенні радіального навантаження. Тобто залежність статичного радіуса шини від радіального навантаження на неї з достатньою точністю можна апроксимувати лінійною функцією типу:

$$R_c = ax + b, \tag{1}$$

де R_c – статичний радіус шини; $b = R_0$ – вільний радіус шини; $a = \operatorname{tg}\alpha = -\frac{\Delta R_c}{\Delta G_k} = -\frac{1}{C_z}$ – тангенс кута нахилу апроксимуючої прямої до осі P_z ; C_z – радіальна жорсткість шини.

Отже остаточно:

$$R_c = -\frac{1}{C_z} G_k + R_0. \tag{2}$$

Отримані залежності представлено на рис. 6. На даному малюнку тонкими лініями показано експериментальні дані, а жирними – результати апроксимації за формулою (1). Коефіцієнт достовірності апроксимації лежить в межах від 0,975 до 0,994, тобто емпірична формула (2) достатньо точно відповідає залежності $R_c = f(G_k)$.

Очевидно, що радіальна жорсткість залежить від тиску повітря в шині, а отже і коефіцієнт $\frac{1}{C_z}$ також буде залежати від тиску повітря в шині. Ці залежності, отримані експериментально та теоретично, наведені на рис. 7. На ньому видно, що отриману теоретичну залежність з достатньою точністю можна апроксимувати лінійною функцією:

$$\frac{1}{C_z} = kP_n + h. \tag{3}$$

де $h = 0,0232$ – коефіцієнт $\frac{1}{C_z}$ при тиску повітря в шині $P_n = 0$; $k = -0,0688$ – інтенсивність

спадання коефіцієнта $\frac{1}{C_z}$ зі збільшенням тиску повітря в шині.

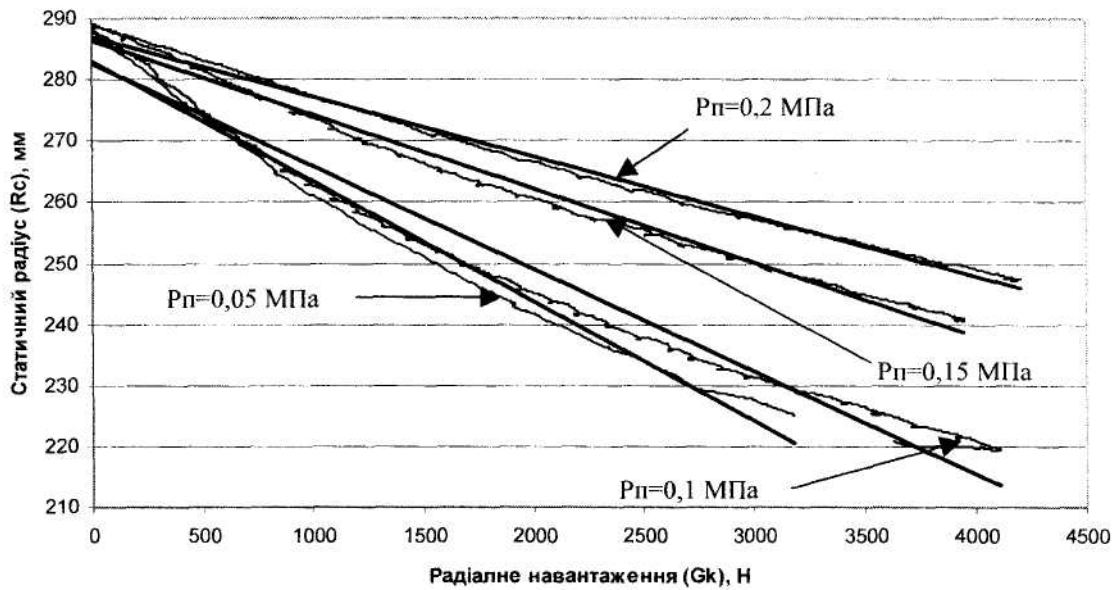


Рис. 6. Результати апроксимації залежностей статичного радіуса шини від радіального навантаження

Коефіцієнт достовірності апроксимації $R^2 = 0,984$. Максимальна відносна похибка експериментальних та теоретичних результатів для коефіцієнта $\frac{1}{C_z}$ дорівнює 2,9 %, а для статичного радіуса відносна похибка лежить в межах від 1,2 % до 3,6 %.

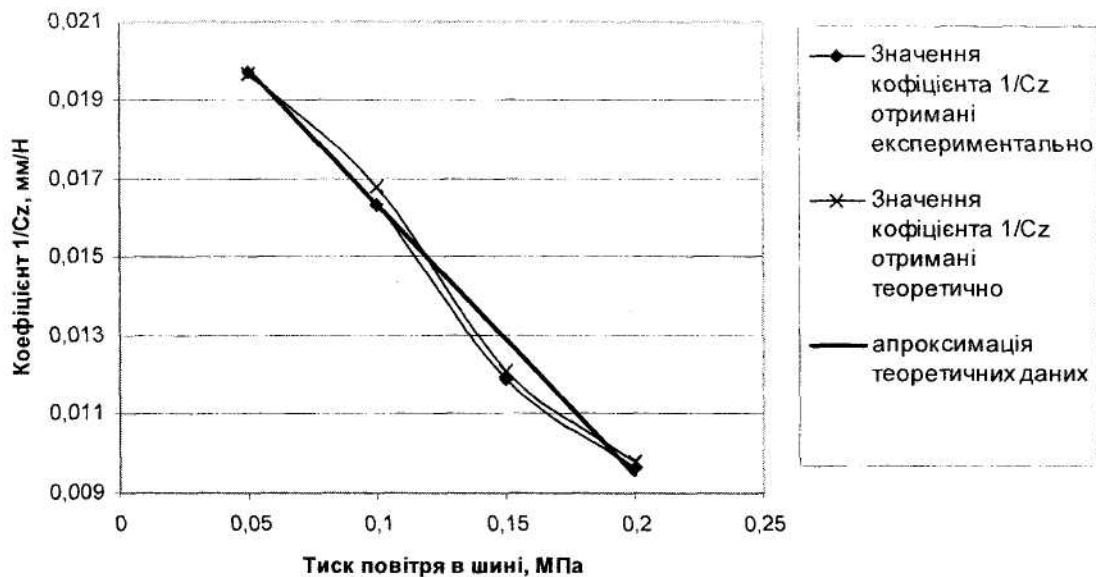


Рис. 7. Залежність коефіцієнта $\frac{1}{C_z}$ від тиску повітря в шині

З рис. 5 видно, що статичний радіус шини до певного значення тангенціальної сили не змінюється, а при подальшому зростанні тангенціальної сили – зростає. При досягненні тангенціальною силою значення сили зчеплення відбувається проковзування шини відносно опорної поверхні, що супроводжується різким зменшенням радіуса та тангенціальної сили. Далі процес періодично повторюється. У ході експерименту зростання статичного радіуса шини, при

збільшенні тангенціальної сили, спостерігалось у вигляді зростання радіального навантаження на колесо. Це відбувалося тому, що в експериментальній установці існує жорсткий зв'язок осі колеса з рамою установки і переміщення осі колеса обмежені цим зв'язком. Очевидно, що якщо даний зв'язок зруйнувати, то при постійному радіальному навантаженні ми будемо спостерігати переміщення осі колеса в напрямку від опорної поверхні. Тобто ми отримали коливальний процес осі колеса у площині, перпендикулярній площині опорної поверхні. Очевидно, що такі коливання будуть впливати і на коливання, які виникають в площині опорної поверхні [7] і залежать від властивостей ґрунту (внаслідок цих вертикальних коливань буде змінюватись тиск на опорну поверхню).

З рис. 5 видно, що залежність статичного радіуса від тангенціальної сили можна описати системою рівнянь:

$$\begin{cases} 0 \leq P_x \leq P_x^* \\ R_c = -\frac{1}{C_z} G_k + R_0 \\ P_x \geq P_x^* \\ R_c = \frac{1}{C_x} P_x - \frac{1}{C_z} G_k + R_0 \end{cases}, \quad (4)$$

де P_x – тангенціальна сила; P_x^* – критичне значення тангенціальної сили, після якого починається зростання статичного радіуса; C_x – тангенціальна жорсткість шини.

На рис. 8 показані результати апроксимації залежностей статичного радіуса шини від тангенціального навантаження при змінному вертикальному навантаженні.

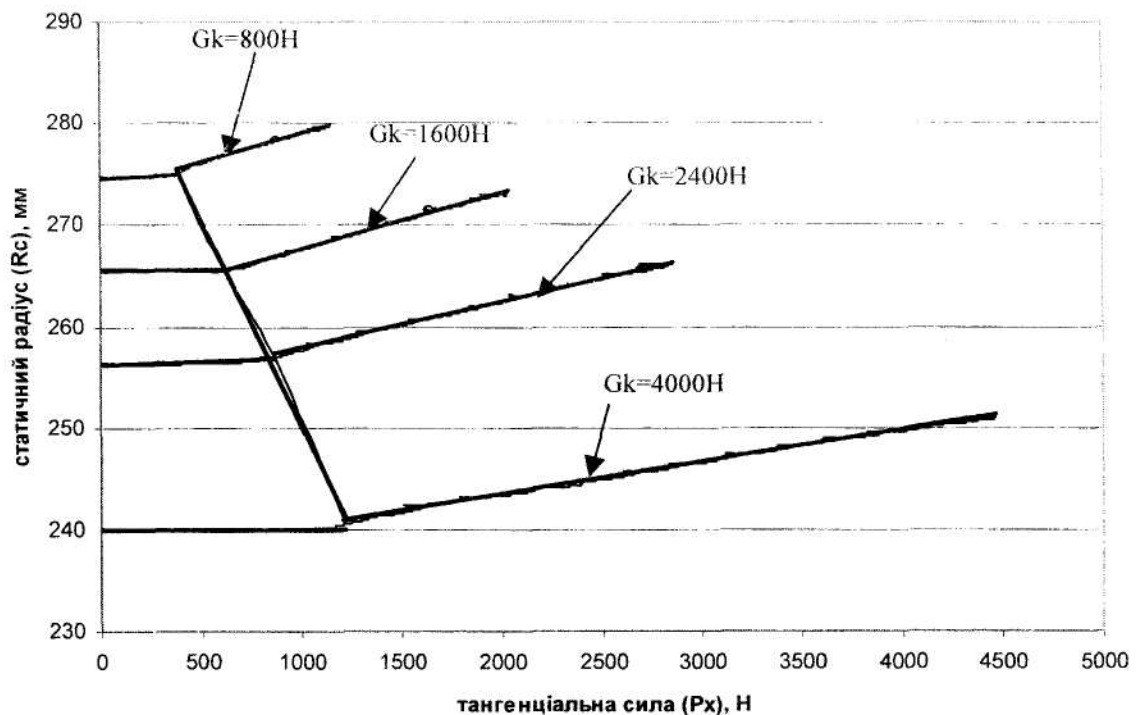


Рис. 8. Результати апроксимації залежностей статичного радіуса шини від тангенціального навантаження

З рис. 4 та 5 видно, що критичне значення тангенціальної сили залежить від величини радіального навантаження і не залежить від тиску повітря в шині. Дану залежність з достатньою точністю можна апроксимувати лінійною функцією:

$$P_x^* = aP_z + b \quad (5)$$

де $a = 0,2064$ – відношення приросту критичної тангенціальної сили до приросту радіального навантаження; $b = 195,9$ – значення критичної тангенціальної сили при радіальному навантаженні $P_x = 0$.

Значення коефіцієнтів a , b отримані експериментально, правдиві лише для даної шини і можуть бути визначені експериментально для шин інших типів.

Тангенціальна жорсткість майже не залежить від тиску повітря в шині та радіального навантаження на неї (на рис. 8 лінії, що відображають залежності динамічного радіуса від тангенціального навантаження майже паралельні одна одній).

Отримана модель залежності динамічного радіуса шини від тангенціального навантаження дає похибку в межах від 1,3 % до 3,4 %.

Отже остаточно можна записати:

$$\begin{cases} 0 \leq P_x \leq 0,2064G_k + 195,9 \\ R_c = -\frac{1}{C_z} G_k + R_0 \\ P_x \geq 0,2064G_k + 195,9 \\ R_c = \frac{1}{C_x} P_x - \frac{1}{C_z} G_k + R_0 \end{cases} \quad (6)$$

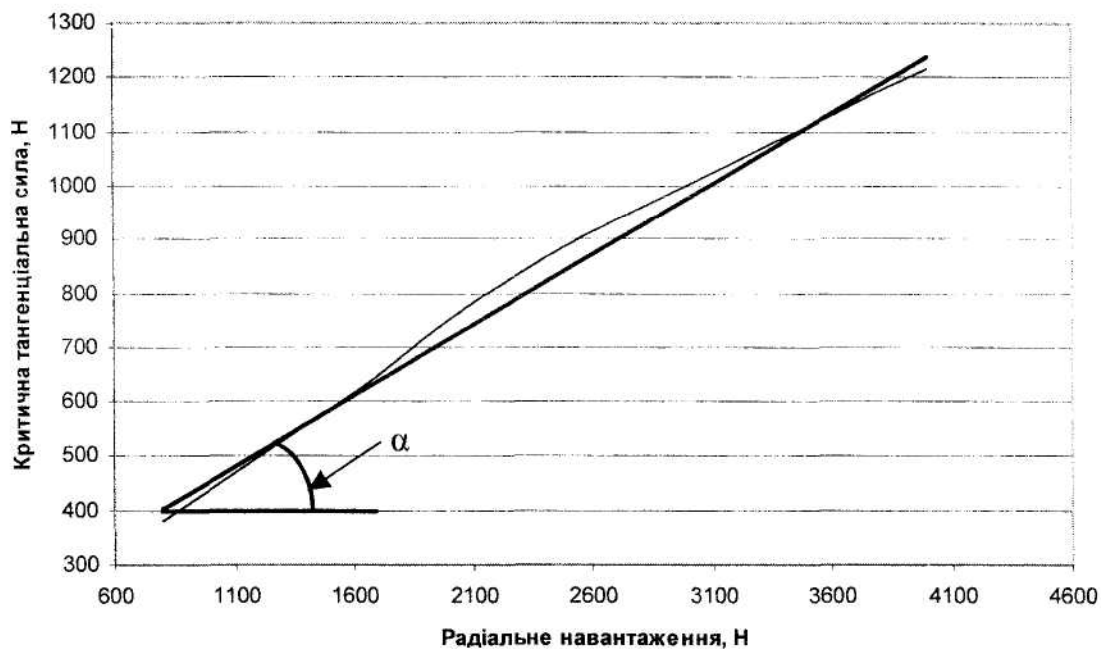


Рис. 9. Залежність критичної тангенціальної сили від радіального навантаження

З рис. 9 видно, що $\operatorname{tg}\alpha = \frac{\Delta P_x}{\Delta G_k} = \varphi$, де φ – коефіцієнт зчеплення. Оскільки залежність

критичної тангенціальної сили від радіального навантаження є лінійною то $\operatorname{tg}\alpha$ є постійною величиною, а отже і коефіцієнт зчеплення також не змінюється зі зростанням радіального навантаження, тобто $\varphi \neq f(G_k)$, що підтверджує відомі дослідження щодо прохідності автомобілів.

Висновки:

1. Наведені результати з певною достовірністю можна використовувати при дослідженні кочення пневматичного ведучого колеса по твердій поверхні, оскільки для даних умов руху $R_D \approx R_c$. Для дослідження кочення шини по поверхні, що деформується, необхідно провести дослідження пружних властивостей шини при її взаємодії з відповідними поверхнями.

2. Встановлено, що зміна статичного радіуса шини під дією тангенціального навантаження є однією з причин виникнення коливальних процесів у площині, паралельній площині опорної поверхні.

3. Отримані результати дозволили емпірично описати зміну радіуса шини від радіального, тангенціального навантаження та тиску повітря в шині.

4. Встановлено критичне значення тангенціального навантаження на шину, при якому починається зростання радіуса шини.

5. Визначено, що критичне тангенціальне навантаження майже лінійно залежить від радіального навантаження, що співпадає з результатами відомих досліджень.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М., Соловьев В.И., Филюшкин А.В. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
2. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность–машина: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.
3. Сирота В.И. Исследование процесса буксования автомобильных шин: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Киев, 1973. – 25 с.
4. Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П., Шелухин А.С., Юрьев Ю.М. Работа автомобильной шины. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
5. Грабар І.Г., Опанасюк Є.Г., Можаровський М.М., Бегерський Д.Б., Опанасюк О.Є. Методологія дослідження процесу взаємодії моделі протектора пневматичної шини з ґрунтом // Вісник ЖДТУ/ Технічні науки. – 2006. – № 3 (38). – С. 11–19.
6. Грабар І.Г., Опанасюк Є.Г., Бегерський Д.Б. Програмно-апаратний комплекс для дослідження взаємодії моделі пневматичної шини з ґрунтом // Вісник ЖДТУ/ Технічні науки. – 2007. – № 1 (40). – С. 15–22.
7. Грабар І.Г., Опанасюк Є.Г., Бегерський Д.Б. Кінематика та динаміка процесів взаємодії пневматичної шини з сипучими ґрунтами // Вісті автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник. – АДІ ДВНЗ “ДонНТУ”. – Горлівка, 2007. – 1(14). – С. 114–117.
8. Говорущенко П.Я., Туренко А.П. Системотехніка транспорту (на прикладі автомобільного транспорту): изд. 2-е, перераб. и доп. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

ГРАБАР Іван Григорович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- міцність конструкцій;
- нелінійні явища та моделі;
- синергетика;
- нові технології, прискорені сертифікаційні дослідження в умовах складного тепературно-силового навантаження.

ОПАНАСЮК Євгеній Григорович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- екологія автомобільного транспорту;
- теорія і конструкція автомобілів та двигунів;
- прохідність автомобілів.

БЕГЕРСЬКИЙ Дмитро Богданович – аспірант кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- контактна взаємодія між елементами насипних середовищ.