

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему

**Підвищення стійкості вантажних автомобілів за рахунок
реалізації максимального коефіцієнта зчеплення опорних коліс**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГАІз-1-22
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Застава Кирило Олександрович

Керівник: _____ Бойко Владислав Борисович

Рецензент: _____

Дніпро 2024

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри
тракторів і сільськогосподарських машин

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« ____ » _____ 2024 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Заставі Кирилу Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення стійкості вантажних автомобілів за рахунок реалізації максимального коефіцієнта зчеплення опорних коліс

керівник роботи Бойко Владислав Борисович к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

« 26 » грудня 2023 року № 4084

2. Строк подання студентом роботи 8.02.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи Вихідні дані кафедри ТСГМ. Результати останніх наукових досліджень, літературних джерел, патентів за обраною темою.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан питання і завдання досліджень. 2. Теоретичні дослідження. 3. Експериментальні дослідження. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 5. Економічна ефективність роботи. Висновки. Список використаних джерел

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень. Аналіз (2 аркуші, А4). 2. Теоретичні дослідження (4 аркуші, А4). 3. Експериментальні дослідження (4 аркуші, А4) 4. Економічні показники (1 аркуш, А4). 5. Висновки (1 аркуш, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Бойко В. Б., доцент		
2	Бойко В. Б., доцент		
3	Бойко В. Б., доцент		
4	Бойко В. Б., доцент		
5	Бойко В. Б., доцент		
нормоконтроль	Золотовська О.В., доцент		

7. Дата видачі завдання: 1.12.2023р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 5.12.2023 р.	Виконано
2	Теоретичний	до 25.12.2023р.	Виконано
3	Експериментальний	до 14.01.2024 р.	Виконано
4	Охорона праці	до 24.01.2024 р.	Виконано
5	Економічний	до 31.01.2024 р.	Виконано
6	Демонстраційна частина	до 6.02.2024 р.	Виконано

Студент

_____ (підпис)

Застава К.О.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Бойко В.Б.

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Застава К.О. Підвищення стійкості вантажних автомобілів за рахунок реалізації максимального коефіцієнта зчеплення опорних коліс / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» – ДДАЕУ, Дніпро, 2024.

Дипломна робота присвячена підвищенню стійкості вантажних автомобілів шляхом реалізації максимального коефіцієнта зчеплення коліс.

Запропонована методика визначення максимального коефіцієнта зчеплення забезпечить максимальну стійкість вантажного автомобіля на дорозі, знизить витрату палива за рахунок зменшення буксування опорних коліс.

За результатами теоретичних досліджень отримано математичну модель визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x , встановлено його критичне максимальне значення $\varphi_{x \max}$. Отримані залежності розрахунку $\varphi_{x \max}$ дозволяють визначити φ_x – S_x діаграми, що характеризують зчеплення колеса автомобіля з твердою опорною поверхнею; отримані результати можуть бути корисними при проектуванні протибуксувальних пристроїв вантажних автомобілів.

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що для розглянутих варіантів шин здвоєних коліс найбільше значення максимального бічного коефіцієнта зчеплення $\varphi_{y \max}$ колеса з дорогою реалізується при внутрішньому тиску повітря, що становить $P_{\text{вн}} = 0,35$ МПа. За умови зношення протектора шини *Varum 195/75R16C* збільшення внутрішнього тиску від $P_{\text{вн}} = 0,3$ МПа до $P_{\text{вн}} = 0,4$ МПа дозволяє підвищити коефіцієнт зчеплення шин $\varphi_{y \max}$ від 0,45 до 0,53, що становить 19%, що необхідно враховувати при оцінці стійкості автомобілів на дорозі.

Розроблено питання з охорони праці при експлуатації вантажних автомобілів. Виконано економічне обґрунтування запропонованої методики.

Ключові слова: коефіцієнт зчеплення, стійкість автомобіля, здвоєні колеса, вантажний автомобіль, клавішний динамометр, .

ЗМІСТ

Вступ	8
1 Стан питання і завдання досліджень	11
1.1 Аналіз теоретичних досліджень контактної взаємодії пневматичної шини автомобіля з дорогою	11
1.2 Методи оцінки коефіцієнт зчеплення в експлуатаційних умовах	19
1.3 Вплив коефіцієнтів зчеплення коліс з дорогою на експлуатаційні властивості автомобілів	25
1.4 Висновки	28
1.5 Мета і завдання досліджень	28
2 Теоретичні дослідження	29
2.1 Теоретичне дослідження впливу навантаження шини на значення поздовжнього коефіцієнта зчеплення	29
2.2 Теоретичні дослідження поздовжнього та бічного коефіцієнтів зчеплення ведучих здвоєних коліс вантажного автомобіля	35
2.3. Моделювання бокового коефіцієнта зчеплення здвоєних ведучих коліс вантажного автомобіля	43
2.4 Розробка критерію оцінки зчеплення колеса з опорною поверхнею	44
2.5 Висновки	51
3 Експериментальні дослідження	52
3.1 Програма експериментальних досліджень	52
3.2. Об'єкт дослідження	52
3.3 Стенд для проведення експериментальних досліджень	53
3.4 Методика та результати експериментальних досліджень стійкості автомобіля в залежності від поздовжнього коефіцієнта зчеплення опорних коліс	54

3.5 Методика та результати експериментальних досліджень стійкості автомобіля в залежності від бокового коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею	60
3.6 Висновки	70
4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	71
4.1 Вимоги з охорони праці під час експлуатації вантажних автомобілів	71
4.1.1 Загальні положення	71
4.1.2 Вимоги безпеки перед початком роботи вантажного автомобіля	72
4.1.3 Вимоги безпеки під час виконання вантажних перевезень	73
4.1.4 Вимоги безпеки після закінчення транспортних робіт	75
4.1.5 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях	75
4.2 Висновки	75
5 Техніко-економічне обґрунтування роботи	76
Висновки	83
Загальні висновки	84
Список використаних джерел	86
Додатки	90

ВСТУП

Актуальність теми.

Застосування здвоєних коліс на ведучих мостах вантажних автомобілях дозволяє розширити діапазон вантажепід'ємності що зумовлює зміну курсової стійкості а саме зниження її. Дана проблема пов'язана з нерівномірним розподілом навантаження на здвоєні ведучі колеса. Дослідженню зміни курсової стійкості присвячені роботи О.О. Чудакова,, І.А. Бережного, М. А., Я. М. Певзнера Кнороза, М. А. Левіна, Л. У Гуревича та ін. Дані роботи присвячені дослідженню розподілу навантаження на одинарні шини а саме варіант з здвоєними шинами мало досліджений, тому виникає нагальна потреба в розкритті даного питання.

Зниження бічного коефіцієнта зчеплення здвоєних шин з дорогою безпосередньо пов'язане з нерівномірним розподілом навантаження на ведучі колеса та відповідно нормальними реакціями, що діють на опорну поверхню. Дослідження основних факторів, що впливають на зміну та поліпшення бічного коефіцієнта зчеплення шин з опорною поверхнею являється одним із параметрів підвищення стійкості та прохідності вантажного автомобіля з здвоєними ведучими колесами. Тому виникає нагальна потреба в розробці нових методів визначення бокового та повздовжнього коефіцієнта зчеплення вантажних автомобілів.

Дослідженню бокового та повздовжнього коефіцієнта зчеплення вантажних автомобілів присвячені роботи А. Абдулгазіс, М.А. Подригайло, W. Kamn, І. Раймпеля, О.С. Литвинова, Я.О. Фарбіна, І.С. Туровського, І.І. Леонтовича, А.П. Васіна, І.В. Богдана, І.В. Бобкова, Л.В. Баклагіна, М.М. Сільянова та ін.

Попередньо проведений аналіз наукових праць свідчить про необхідність доопрацювання запропонованих математичних моделей, що дозволяють оцінити значення бічного і поздовжнього коефіцієнтів зчеплення залежно від навантаження на ведучі колеса з врахуванням їх технічного стану та конструктивних параметрів. Все це викликає потребу в проведенні додаткових

досліджень та розгляду питань оцінки стійкості та прохідності вантажних автомобілів з здвоєними ведучими колесами

Мета та завдання дослідження.

Метою дослідження є підвищення стійкості та прохідності вантажних автомобілів з здвоєними ведучими колесами за рахунок реалізації максимального значення поздовжнього та бокового коефіцієнта зчеплення шин.

Завдання дослідження:

1. Теоретично дослідити вплив нерівномірності навантаження здвоєних шин на зчеплення з дорогою та зміну величини бокового і поздовжнього коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею;

2. Дослідити контакт здвоєних ведучих коліс з дорогою та розробити нові методики визначення поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею;

3. Дослідити вплив нерівномірності навантаження ведучих здвоєних коліс на прохідність та стійкість вантажного автомобіля.

Об'єкт дослідження – поступальна динаміка руху за умови нерівномірного розподілення навантаження на ведучі здвоєні колеса вантажного автомобіля.

Предмет дослідження – оцінка стійкості вантажного автомобіля в залежності від зміни поздовжнього та бокового коефіцієнта зчеплення здвоєних ведучих коліс із дорогою, що викликане нерівним розподілом навантаження на них.

Наукова новизна:

– запропоновано новий показник – динамічний параметр контакту ведучого колеса з опорною поверхнею (дорогою), що зв'язує між собою граничний по зчепленню крутний момент, нормальне навантаження та вільний радіус колеса;

– розкрито питання подальшого розвитку фізичної моделі взаємодії деформованого колеса автомобіля з твердою опорною поверхнею для

розрахунку максимального значення бокового і поздовжнього коефіцієнтів зчеплення шин здвоєних коліс;

– доповнено теоретичні положення розрахунку курсової стійкості вантажного автомобіля за різних режимі руху з урахуванням нерівномірного розподілу нормальних реакцій між ведучими колесами і опорною поверхнею.

Теоретична та практична значимість роботи полягає в тому, що отримані теоретичні положення дозволяють скоротити час визначення поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення в експлуатаційних умовах для забезпечення підвищення стійкості та прохідності вантажних автомобілів з здвоєними ведучими колесами.

Публікації. За результатами проведеної роботи опубліковано тези.

1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз теоретичних досліджень контактної взаємодії пневматичної шини автомобіля з дорогою

Одним із ключових параметрів пневматичної шини являється зчеплення з дорогою, яке впливає на швидкісні, гальмівні, тягові властивості, керованість та стійкість автомобілів [1]. Дослідженню та створенню моделі фрикційної контактної взаємодії шини з опорною поверхнею присвячені роботи багатьох науковців [2-8]. Всі сили, які діють на автомобіль передаються через шини і колеса на дорогу, що спричиняє деформацію шин і опорної поверхні. На рисунку 1.1 приведено основні із них: G вертикальна сила, вага колеса та частина ваги машини, яка діє на колесо, P_x горизонтальна сила, що діє у поздовжній площині колеса автомобіля, Y вертикальна реакція ґрунту на колесо, X горизонтальна реакція ґрунту на колесо, M_k крутний момент на колесі, a величина зміщення нормальної реакції Y .

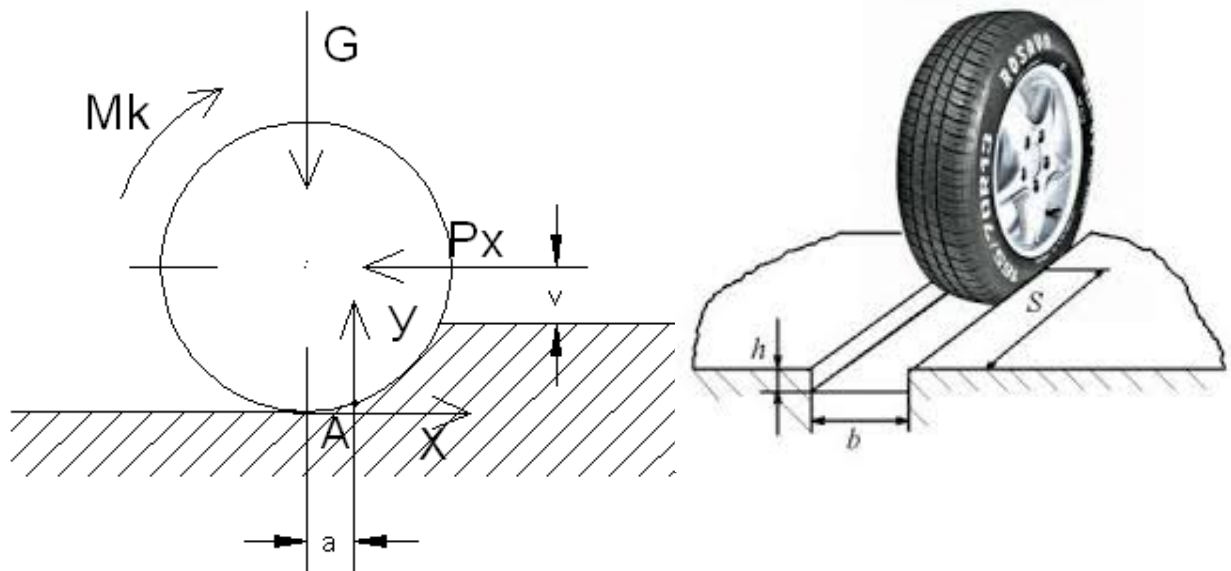


Рисунок 1.1 – Схема сил, що діють на опорне колесо автомобіля

Так Е.А. Чудаков та О. М. Паневін в своїх роботах по вивченню стійкості та керованості колісних машин широко використовують коло Камма [9] (рис. 1.2).

Зазвичай коло Камма використовують для моделювання динаміки автомобільного руху, зокрема, розглядається реакція колеса на рух відносно дороги. Коло Камма дозволяє аналізувати вплив повздовжньої та бокової направляючої сили на динаміку автомобіля та може бути корисним для розробки систем управління та динамічного керування для оптимізації ходових властивостей автомобіля.

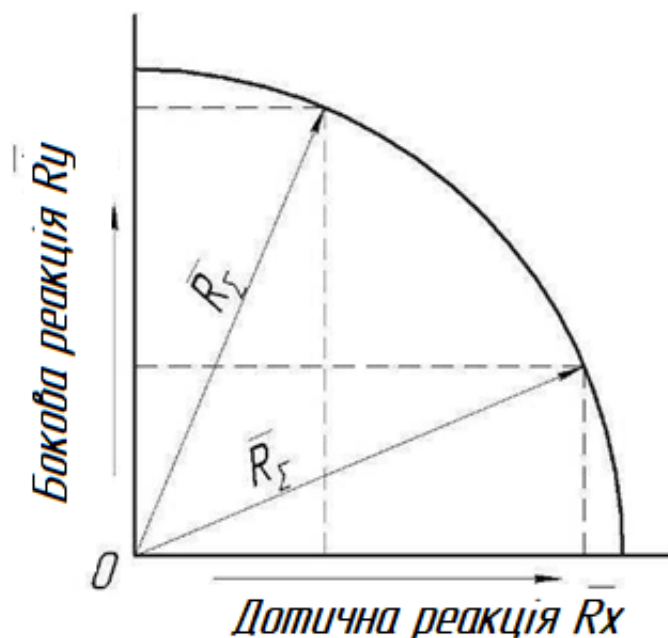


Рисунок 1.2 – Коло Камма [9]

Згідно теоретичних положень Камма сумарна реакція у площині контакту колеса з дорогою дорівнює радіусу кола і може бути визначена із співвідношення

$$R_{\Sigma} = \varphi \cdot G_{\kappa} = (Ry^2 + Rx^2)^{0,5}, \quad (1.1)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;

G_{κ} – нормальне навантаження, що приходить на колесо, Н;

Ry ; Rx – бічна та дотична реакції дороги на колесо, Н.

І.А. Бережний використовуючи основні положення кругової діаграми (кола Камма) отримав функцію навантаження коліс автомобіля наведену на рисунку. 1.3) [10].

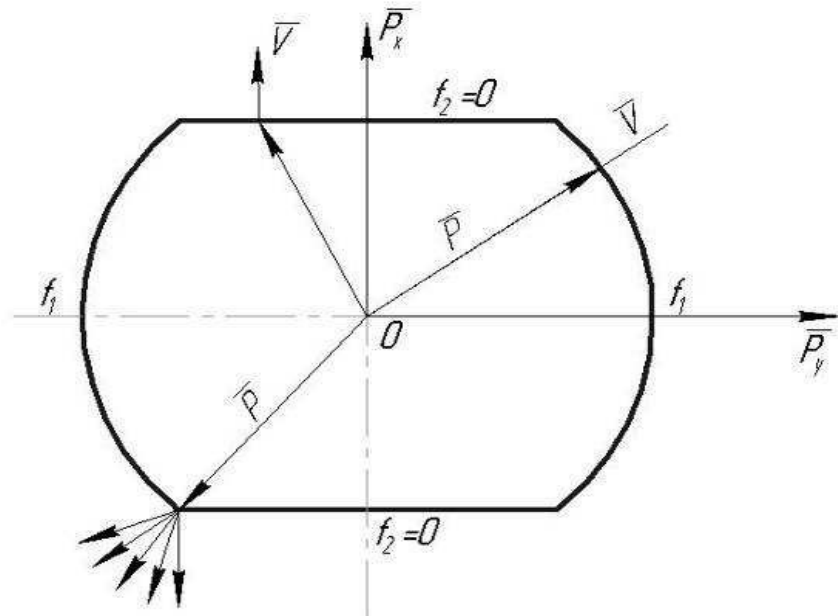


Рисунок 1.3 – Функція навантаження опорних коліс автомобіля

Згідно з теоретичними положеннями ідеальної пластичності матеріалу [11], І. А. Бережний запропонував функцію навантаження, що встановлює взаємозв'язок між силою, що діє на опорні колеса машини та швидкістю її руху:

$$f(P_x; P_y; P_z; \mu) = 0, \quad (1.2)$$

де P_x, P_y, P_z – складові сил, що діють на опорні колеса машини;

μ – коефіцієнти тертя у контактні опори з дорогою.

Режиму спокою відповідає функція за умови, що $f < 0$, а за умови коли $f = 0$ відповідає режиму руху колеса. Тобто за умови гальмування коли кут швидкість опорного колеса дорівнює нулю здійснюється рух «юзом» в іншому випадку здійснюється нормальний режим руху. Графічно функція навантаження має дольовий-лінійний характер. Згідно рисунку 1.3 функція навантаження представлена в вигляді графічна інтерпретації. Так у площині $P_x O P_y$ функція навантаження опорного колеса інтерпретується у вигляді неувігнутої сингулярної замкненої фігури.

Рух буде відсутній за умови, якщо вектор сили P знаходиться всередині області $f_{1,2} = 0$. Коли вектор сили досягає, наприклад, лінійних ділянок, вектор швидкості руху буде направлений по нормалі до лінійної ділянки (тобто перпендикулярно цієї прямої). Це забезпечить нормальний режим кочення опорного колеса без виникнення його бокового ковзання. Колесо рухатиметься юзом (за режиму гальмування), якщо вектор сили P досягне кругових ділянок функції навантаження, при цьому вектор швидкості руху буде направлений за нормаллю до функції навантаження в точці де вектор сили виходить на межу $f=0$. За умови кругової функції навантаження вектори сили та швидкості руху будуть колінеарні.

Розглянемо рух колеса в гальмівному режимі автомобіля при дії бічної сили з урахуванням анізотропних властивостей шини [12]. В даному випадку модель фрикційний контакт шини з опорною поверхнею представлено у формі еліпсу (рис. 1.4).

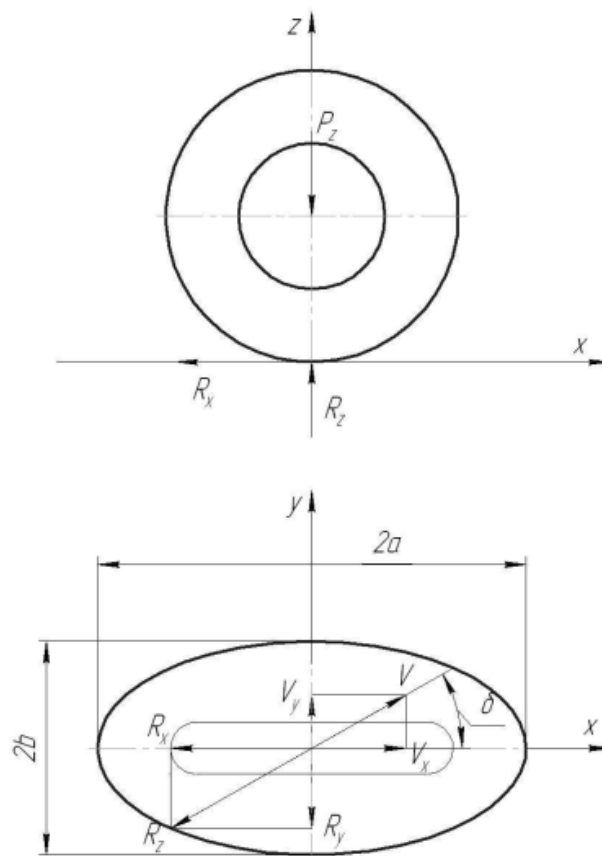


Рисунок 1.4 – Фрикційний контакт опорного колеса з дорогою

За результатами проведених досліджень [12] отримано формулу визначення коефіцієнта зчеплення φ в полярних координатах:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\frac{\cos^2 \delta}{a^2} + \frac{\sin^2 \delta}{b^2}}}, \quad (1.3)$$

де a, b – велика та мала півосі еліпсу;

δ – кутова координата вектору сумарної реакції дороги.

Вектор R та V буде колінеарними за умови ковзання загальмованого колеса (рис. 1.4). Скориставшись φ – S_x діаграмою виконується опис характеристики фрикційного контакту колеса з опорною поверхнею (дорогою) [13]. За даної умови коефіцієнт зчеплення розкладемо на дві складові: поздовжню φ_x і бічну φ_y . Розглянемо залежності бічного φ_y та поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x від відносного поздовжнього проковзування S_x (рис. 1.5). Канонічний вигляд рівнянь, що показують зв'язок між бічним φ_y та поздовжнім φ_x коефіцієнтом зчеплення представлено нижче:

$$\frac{\varphi_x^2}{\varphi^2} + \frac{\varphi_y^2}{\varphi^2} = 1 \text{ для кола} \quad (1.4)$$

$$\frac{\varphi_x^2}{a^2} + \frac{\varphi_y^2}{b^2} = 1 \text{ для еліпса} \quad (1.5)$$

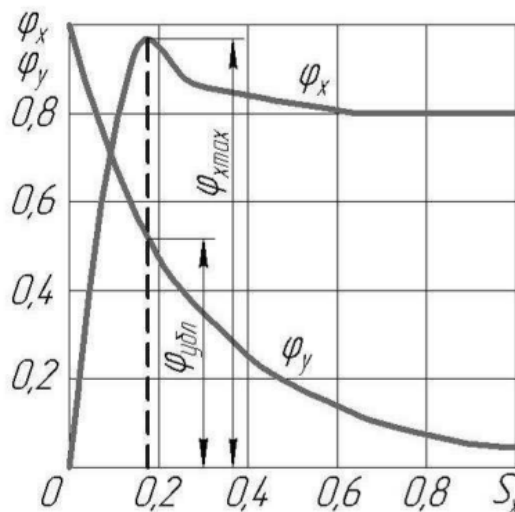


Рисунок 1.5 – Графічна залежність коефіцієнтів $\varphi_x(S_x)$ та $\varphi_y(S_x)$ [13].

Згідно [13] відносно буксування S_x для тягового режиму визначимо за рівнянням:

$$S_x = 1 - \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_d}, \quad (1.6)$$

де V_0 – швидкість осі автомобіля, м/с;

r_d – динамічний радіус колеса, м;

ω_k – кутова швидкість колеса, рад/с.

Для гальмівного режиму відносно буксування S_x визначимо за рівнянням:

$$S_x = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_d}{V_0}. \quad (1.7)$$

Враховавши наукові напрацювання в дослідженні маневреності та гальмівних властивостей колісних машин М.А Подригалом побудуємо діаграму фрикційного контакту опорного колеса з дорогою, виключивши параметр S_x [14].

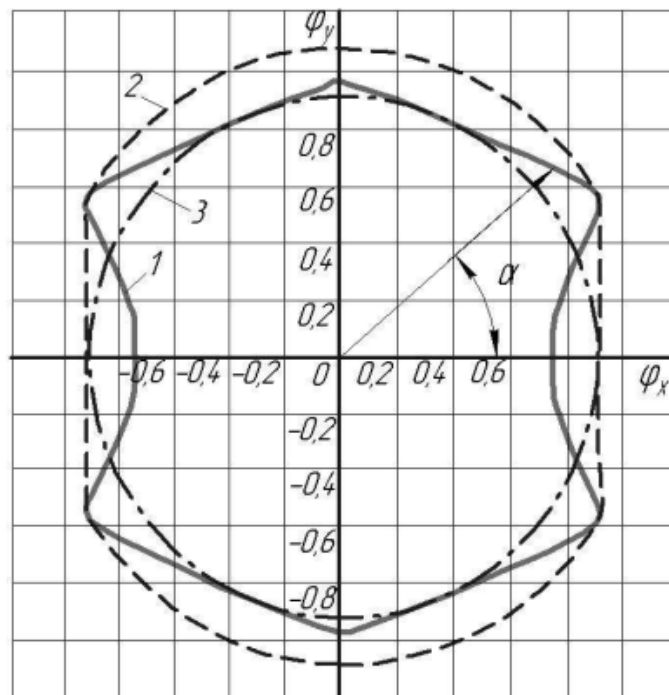


Рисунок 1.6 – Діаграма фрикційного контакту опорного колеса з дорогою запропонована М.А Подригалом [14]:

1 – дійсна діаграма; 2 – апроксимуюча крива, функції навантаження;

3 – апроксимуюче коло Камма

Дослідженню впливу тиску у зоні контакту шини з опорною поверхню присвячена робота наковця В. І. Кнороза [15]. За результатами проведених досліджень отримано теоретичні та графічні залежності контактних тисків від площі контакту опорного колеса. Отримано теоретичну залежність коефіцієнта зчеплення опорного колеса з сухою твердою поверхнею від фізичних і геометричних параметрів дороги, а також від тиску по виступах гуми.

$$\begin{aligned} \varphi \cong & 2,14(\tau_n \cdot i_n)^{2/3} \frac{E_a - R_k(T_0 + C\sqrt{V}) \lg \frac{V_0^*}{V}}{E_n^{2/3} (q_{cp})^{1/3}} \xi + \\ & + 0,0658 \psi k_{np} \frac{1}{(\tau_n \cdot i_n)^{2/3}} \cdot \left(\frac{q_{cp}}{E_n} \right)^{1/3}, \end{aligned} \quad (1.8)$$

де; i_n – щільність нерівностей;

q_{cp} – середній тиск по виступах шини;

τ_n – радіус закруглень вершин нерівностей;

T_0 – температура навколишнього середовища;

ψ – коефіцієнт відносного внутрішнього тертя гуми;

C, V_0^* – постійні $C = 5 \cdot \text{град}$, $V_0^* = 10^{13}$ см/с;

ξ – емпіричний коефіцієнт;

k_{np} – коефіцієнт рисунка протектора;

V – швидкість ковзання контакту шини;

E_a – модуль пружності протектора;

R_k – стала Клайперона.

Враховавши результати проведених розрахунків, доведено низькі гістерезисні втрати коефіцієнта зчеплення за великих коефіцієнтів тертя гуми близько 6,2% (на сухій дорозі) Тому вираз (1.8) можна дещо спростити.

Для сухого покриття:

$$\varphi \cong 2,14(\tau_n \cdot i_n)^{2/3} \cdot \xi \frac{E_a - R_k(T_0 + C\sqrt{V}) \lg \frac{V_0^*}{V}}{E_n^{2/3}(q_{cp})^{1/3}}. \quad (1.9)$$

Але в випадку переміщення по слизькій чи засніженій дорозі коефіцієнт тертя суттєво знижується і гістерезисні втрат можуть перевищувати 31% за таких умов необхідно використовувати рівняння 1.8 для визначення коефіцієнта зчеплення шини опорною поверхнею.

В цілому рівняння (1.8) і (1.9) складні для проведення практичних розрахунків, що пов'язано з складністю визначення складових рівнянь в дорожніх умовах.

У наведених рівняннях важко визначити вплив саме нормального навантаження та радіальної жорсткості шин на значення величини коефіцієнта зчеплення опорних коліс. Так у роботі [16] визначено зазначений взаємозв'язок, а також взаємозв'язок між цими параметрами та коефіцієнтом поздовжнього пружного ковзання шини для різних режимів руху одинарного та здвоєних коліс. Однак у роботі [16] не розглядалося використання запропонованої моделі визначення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою. Ця задача вирішена в роботі [17] для випадку визначення бокового коефіцієнта зчеплення φ_y нерухомого одиночного колеса автомобіля. Однак у відомих дослідженнях не отримана залежність поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x від відносного поздовжнього ковзання S_x . Також у відомих дослідженнях не визначено залежність бічного коефіцієнта зчеплення φ_y від поздовжнього φ_x для шин здвоєних коліс.

1.2 Методи оцінки коефіцієнт зчеплення в експлуатаційних умовах

Підвищення прохідності та стійкості вантажних автомобілів є основним із пріоритетів підвищення ефективних показників роботи автомобілів при їх проектуванні. Перш за все стійкість вантажних автомобілів забезпечує безпеку при керуванні ними. Підвищення стійкості автомобіля безпосередньо пов'язане з забезпеченням надійного зчеплення шини з дорогою. Підвищення швидкостей руху вантажних автомобілів вимагає забезпечення хороших показників по зчепленню опорних коліс транспортних засобів з дорожнім покриттям.

Основним документом який регламентує методика та формулювання визначення коефіцієнта зчеплення опорних коліс автомобілів являється держстандарт ДСТУ 8746:2017 Дороги автомобільні. Метод визначення коефіцієнта зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям [17], початок дії від 20.12.2017.

Згідно визначення коефіцієнт зчеплення (поздовжній) – це відношення максимального дотичного зусилля, що діє уздовж дороги на площі контакту заблокованого колеса з дорожнім покриттям, до нормальної реакції площі контакту колеса з покриттям.

Але провівши аналіз наукових робіт встановлено, що коефіцієнт зчеплення має досить велику кількість визначень. Так згідно роботи [15] коефіцієнт зчеплення φ - це відношення максимальної дотичної реакції T_{max} в зоні контакту до нормальної реакції або навантаження G_k , що діє на колесо:

$$\varphi = \frac{T_{max}}{G_k}. \quad (1.10)$$

О.Н. Дивак запропонував своє визначення коефіцієнта зчеплення як відношення результуючої реакції до радіальної реакції, яке викликає буксування чи ковзання опорного колеса. Якщо бічна сила, що діє на колесо відсутня, коефіцієнт зчеплення визначається, як відношення максимальної реакції тангенціальної до радіальної реакції.

Враховуючи різні випадки руху колеса, розглядаються такі варіанти визначення коефіцієнта зчеплення:

- за відсутньої бічної сили коефіцієнт зчеплення, що відповідає початку пробуксовування колеса при коченні його в площині обертання;
- при бічному ковзанні коефіцієнт зчеплення при русі колеса під кутом до площини обертання;
- коефіцієнт зчеплення, що відповідає коченню колеса в площині обертання, але за наявності пробуксовування;
- коефіцієнт поздовжнього зчеплення - коефіцієнт зчеплення, відповідний початку пробуксовування або прослизання колеса при його кочуванні, без впливу бічної сили;
- ковзання вбік без кочення, коефіцієнт поперечного зчеплення, що відповідає бічному переміщенню колеса.

Розглянемо найпоширеніші прилади для визначення коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею (дорогою) – це прилади ударного або маятничкового типу в якості імітаторів шин в цих приладах використовують динамічний візок або «п'яте колесо».

Науковцями з Великобританії запропоновано портативний прилад маятничкового типу для визначення коефіцієнта зчеплення шин (рис. 1.7) [18]. За даним прототипом вітчизняними виробниками виготовлено прилад МП-3 (рис. 1.8)

Прилад розміщується на дослідній ділянці, штанга приладу за допомогою рівня встановлюється чітко по вертикалі. Дослідна поверхня змочується водою після чого запускають маятник портативного вимірювача. Розміщена на маятнику гумова стрічка імітуюча протектор шини ковзає по дорожньому покриттю відхиляється на певний кут значення якого фіксуємо на шкалі портативного приладу. За кутом відхилення маятника приладу судять про зчеплення опорної поверхні дорожнього покриття.

Враховуючи малі розміри гумової стрічки використання даного типу приладів обмежено на дорожньому покритті з грубо-шорсткою поверхнею.

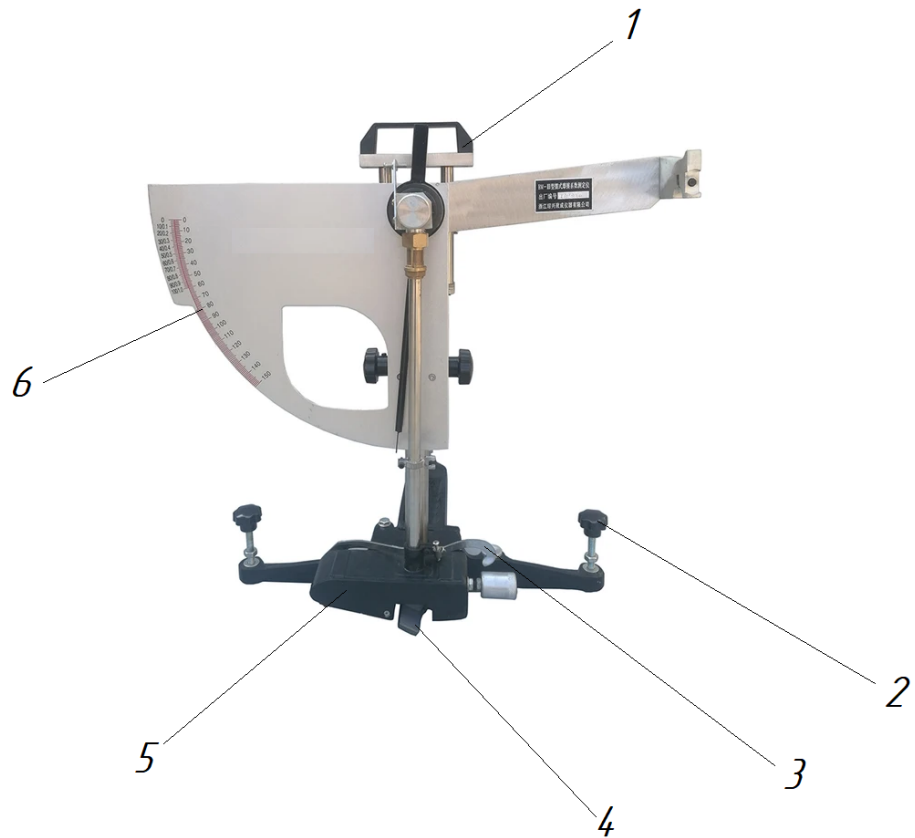


Рисунок 1.7 – Портативний прилад визначення коефіцієнта зчеплення (Великобританії) [18]

1 – транспортувальна ручка; 2 – регулювальні гвинти; 3 – важіль; 4 – вставка із протекторної гуми; 5 – маятник; 6 – вимірювальна шкала

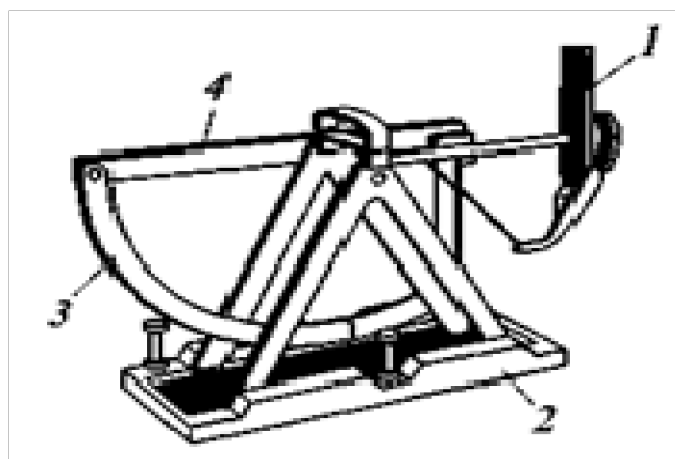


Рисунок 1.8 – Прилад МП-3 маятникового типу [18]

1 – маятник; 2 – станина; 3 – мірна штанга; 4 – штанга.

Наступним варіантом приладу для визначення коефіцієнта зчеплення шин з опорною поверхнею, являється прилад ударної дії портативний ППК-2 [18] (додаток А). До складу приладу входить штанга 5 з вантажем 7, рухома муфта 4 і пружини 10, з'єднаної з імітатором протектора шини 1.

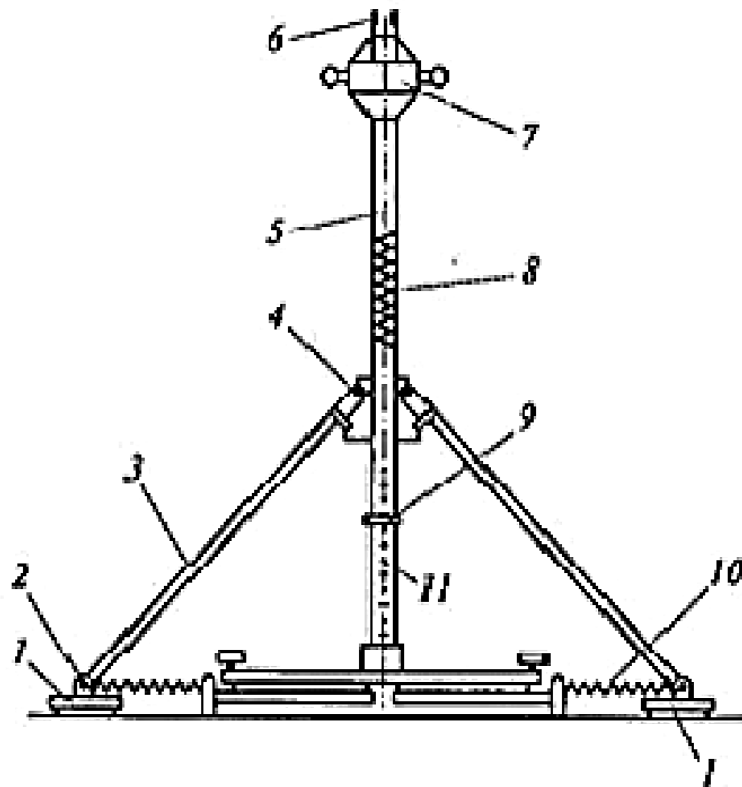


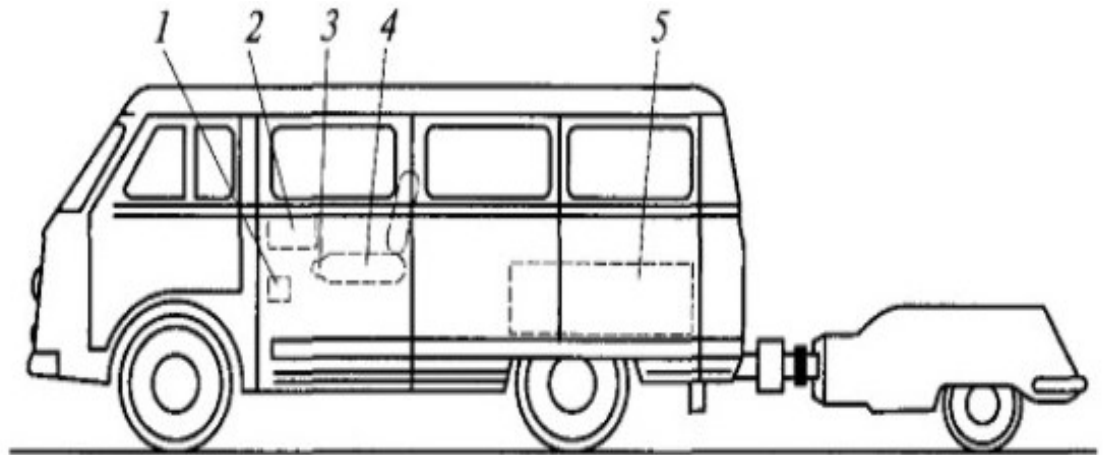
Рисунок 1.9 - Портативний прилад ударної дії ППК-2 [18]

1 – імітатори протектора шини; 2 – шарнірне з'єднання; 3 – підтримуючі тяги; 4 – рухома муфта; 5 – опорна штанга; 6 – пристрій скидання вантажу; 7 – вантаж; 8 – центральна пружина; 9 – шайба; 10 – пружина; 11 – реєстраційна шкала

Використовуючи енергію вантажу, який падає, відбувається прикладення зусилля по переміщенню гумових імітаторів протекторів шин. В момент удару вантажу імітатори притискаються і переміщуються по поверхні дорожнього покриття, що попередньо було зволожено. Згідно положення шайби відносно реєстраційної шкали визначається коефіцієнт зчеплення шин з поверхнею.

Недоліки цих приладів являється їх використання тільки за плюсових температур.

Відомий також метод визначення коефіцієнта зчеплення за допомогою динамометричного візка згідно ДСТУ 8746:2017 (рис. 1.10) [17, 19]. В якості випробувального обладнання використовують автомобільну установку типу ПКРС-2, що складається з автомобіля, одноколісного причіпного приладу, обладнаного датчиками рівності і коефіцієнта зчеплення, а також встановлених в автомобілі систем зволоження покриття, управління і реєстрації.



а



б

Малюнок 1.10 – Установка ПКРС-2 для вимірювання коефіцієнта зчеплення [17]:

а – загальний состав ПКРС-2; б – динамометричний візок;

1 – керування гальмуванням колеса причепа; 2 – пульт керування;
3 – важіль подачі води; 4 – робоче місце оператора; 5 – ємність з водою

Недоліком даного пристрою є низька точність та недостатня достовірність вимірювань, оскільки оцінка коефіцієнта зчеплення здійснюється не прямим виміром. Крім того, на оцінку впливають фактори стану поверхні руху та стан вимірювальних засобів. Установка ефективна лише за вимірах на рівних поверхнях, що зумовлює його обмежені технологічні можливості, особливо у ділянках доріг із різними ухилами. Пристрій вимірює коефіцієнт зчеплення при повному загальмовуванні колеса.

Зазначимо ще один спосіб визначення коефіцієнта зчеплення, в якому не застосовують обумовлене вище вимірювальне колесо [60]. Вимірюють коефіцієнт зчеплення при цьому способі шляхом визначення параметрів дорожнього покриття та подальшого обчислення коефіцієнта зчеплення. Насамперед вимірюють ординати мікропрофілю поверхні дорожнього покриття на фіксованому проміжку. Далі визначають довжину кривої мікропрофілю та параметри шорсткості дорожнього покриття (рис. 1.11).

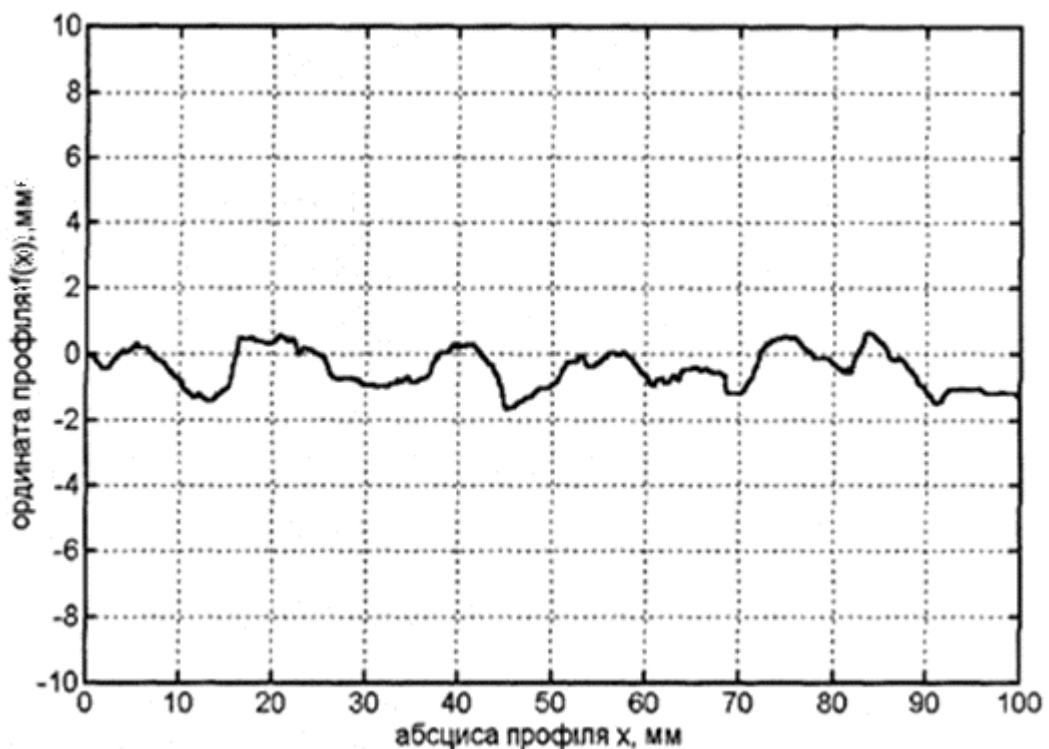


Рисунок 1.11 – Графічний метод визначення коефіцієнта зчеплення [20]

Основним недолік наведеного способу є те що він не являється універсальним, тобто відсутня можливість оцінки коефіцієнта зчеплення для конкретного автомобіля з своїми показниками: маса, рисунок, форма та ступінь зносу протектора. В принципі ці проблеми притаманні для всіх вище розглянутих приладів та методів визначення коефіцієнта зчеплення шини з твердим покриттям (дорогою). Вирішити дану проблему можливо за рахунок розробки нового методу з безпосереднім визначенням коефіцієнта зчеплення на досліджуваному автомобілі.

Слід також врахувати, що визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x відбувається з урахуванням динамічного радіуса колеса r_d . Однак остання величина є змінною в процесі руху автомобіля, що ускладнює вимірювання φ_x . Тому необхідна розробка показника, що характеризує зчеплення колеса з дорогою, для розрахунку якого достатньо використовувати вільний радіус колеса r_{cv} , що є незмінною величиною.

1.3 Вплив коефіцієнтів зчеплення коліс з дорогою на експлуатаційні властивості автомобілів

Повздовжній та боковий коефіцієнти зчеплення коліс з опорною поверхнею суттєво впливають на експлуатаційні показники автомобіля. А саме тягово-швидкісні, гальмівні, маневрування, керованість та стійкість.

Зниження поздовжнього коефіцієнта зчеплення на ведучих колесах викликає їх буксування та погіршення тягово-швидкісних показників автомобіля. Відносне буксування $S_x < S_{xкр}$. Згідно з визначенням $S_{xкр}$ – критичне відносне буксування, при досягненні якого колесо переходить у повне буксування, за таких умов зупинка автомобіля не відбувається, але суттєво знижується поздовжнє лінійне прискорення та швидкість руху.

Навіть за умови коли $S_x = 1$ повного буксування ведучих коліс автомобіль деякий час продовжує переміщення (рис. 1.12). У роботі [21] розглянуто динаміку одиночного колеса при зриві колеса у повне буксування. Показано, що

в залежності від величини початкової лінійної швидкості при вході на ділянку дороги зі знизеним коефіцієнтом зчеплення, що викликає повне буксування, автомобіль може зберегти здатність руху і вийти за межі зазначеної ділянки. Цю здатність автор назвав стійкістю поступального руху автомобіля. Зазначена здатність характеризує також прохідність автомобіля.



Рисунок 1.12 – Виникнення повного буксування коліс

Вивченню та дослідженню впливу коефіцієнта зчеплення на динаміку гальмування та курсову стійкість вантажного автомобілів присвячені роботи Я. М. Певзнера, А.А Косолапа, Е.А. Чудакова, Б.Б. Генбома, Г.М.. Ревіна, Є.В. Баклагіна, Л.В. Гуревича, А.Б. Гредескула, А.С. Федосова, М.А. Петренка, М.А. Подригало та ін.

Зменшенням величини коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою являється одним із основних факторів втрати керованості та стійкості автомобіля на дорогах та спричинення дорожньо-транспортних пригод. Найчастіше втрата керованості та стійкості виникає при розгонах та гальмуваннях автомобілів (рис. 1.13).

Вивченню курсової стійкості автомобіля при гальмуванні присвячені роботи Е.А. Чудакова, Я.М. Певзнера, Б.Б. Генбома та Г.М. Косолапа.

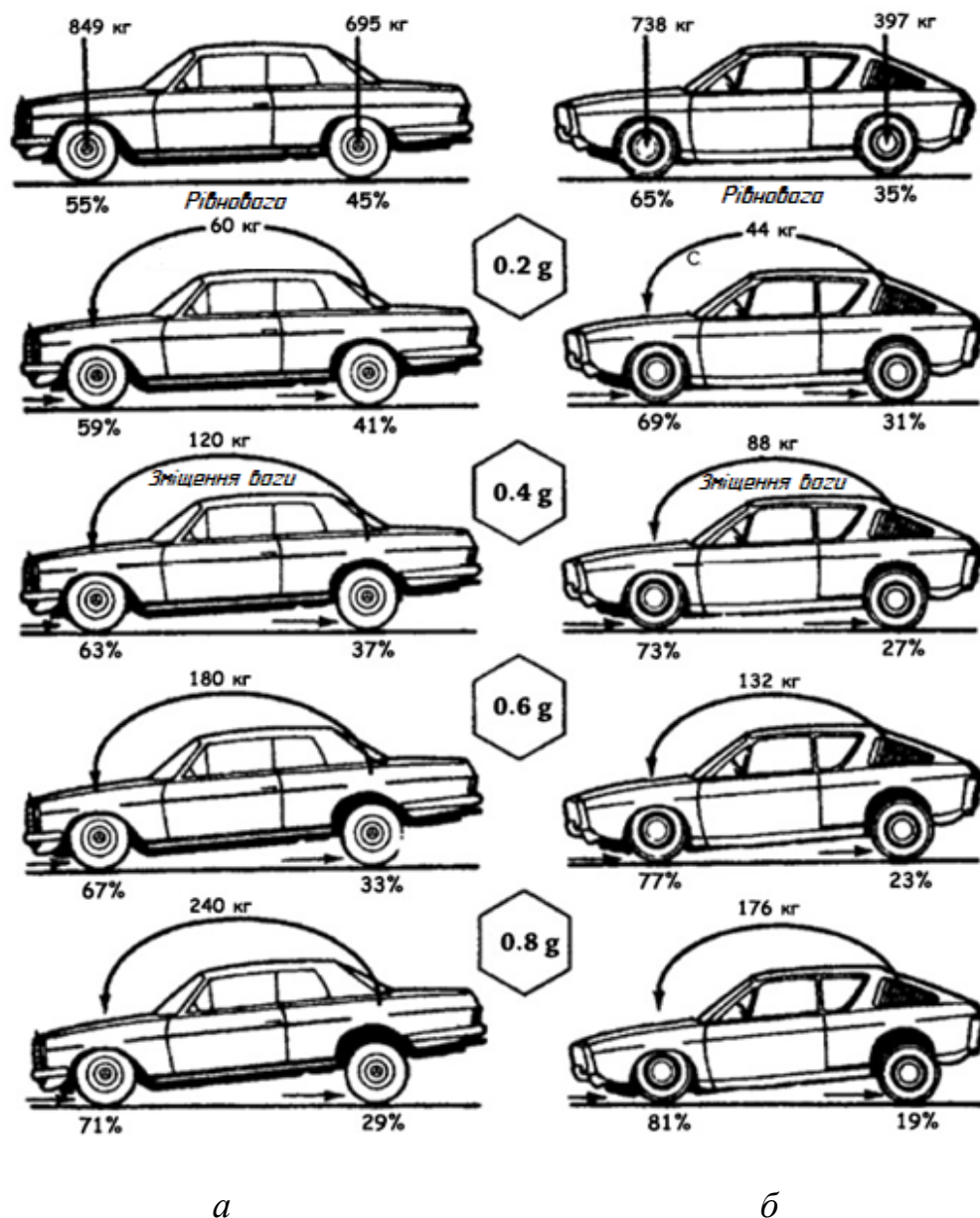


Рисунок 1.13 – Схеми розподілу навантаження на опорні колеса автомобіля підчас гальмування:

а – з приводом задніх коліс; б – з приводом передніх коліс

Провівши аналіз робіт та досліджень не виявлено інформацію стосовно розгляду питання курсової стійкості вантажних автомобілів, що мають на задній осі здвоєні колеса.

Тому актуальним є отримання математичної моделі контакту з дорогою шин здвоєних коліс, визначення поздовжнього та бічного коефіцієнтів зчеплення здвоєних ведучих коліс та оцінка впливу нерівномірності навантаження шин на стійкість руху вантажного автомобіля.

1.4 Висновки

Проведений аналіз результатів відомих досліджень, наведених у науково-технічній та патентній літературі, показав наступне:

– у відомій літературі відсутні існуючі математичні моделі, що дозволяють оцінити величини поздовжнього φ_x та бічного φ_y коефіцієнтів зчеплення залежно від відносного буксування коліс з урахуванням конструктивних параметрів, технічного стану шин та впливу експлуатаційних факторів вимагають доопрацювання. Малодослідженим залишається питання оцінки впливу нерівномірності навантаження шин нормальним навантаженням на максимальні величини поздовжнього φ_{xmax} і бокового φ_{ymax} коефіцієнтів зчеплення;

- викликає необхідність розгляду питання оцінки стійкості руху автомобілів в тяговому режимі при різному розподілі нормального навантаження між шинами здвоєних задніх коліс.

1.5 Мета і завдання досліджень

Мета досліджень - підвищення стійкості та прохідності вантажних автомобілів з здвоєними ведучими колесами за рахунок реалізації максимального значення поздовжнього та бокового коефіцієнта зчеплення шин.

На підставі викладеної мети намічено вирішення наступних завдань:

1. Теоретично дослідити вплив нерівномірності навантаження здвоєних шин на зчеплення з дорогою та зміну величини бокового і поздовжнього коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею;

2. Дослідити контакт здвоєних ведучих коліс з дорогою та розробити нові методики визначення поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею;

3. Дослідити вплив нерівномірності навантаження ведучих здвоєних коліс на прохідність та стійкість вантажного автомобіля.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Теоретичне дослідження впливу навантаження шини на значення поздовжнього коефіцієнта зчеплення

Для встановлення максимального значення поздовжнього коефіцієнта зчеплення в залежності від завантаження шини використаємо напрацювання представлені в роботах [22, 23]. Вертикальну (нормальну) q_z і горизонтальну q_x складові погонної сили пружності q_β шини (рис. 2.1) в розглянутих роботах визначаються за рівнянням:

$$q_z = C_z \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \quad (2.1)$$

$$q_x = C_z \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \frac{\tan \beta \left[\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1 \right]}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \quad (2.2)$$

де C_z – радіальна жорсткість опорного колеса;

q – значення поточної кутової координати елемента відносно плями контакту у точці С (рис. 2.1) ;

α – центральний кут кола радіусом r_{CB} , що відповідає теоретичній довжині плями контакту L_{KT} (рис. 2.1).

Запишемо рівнянням (2.1) і (2.2) провівши перетворення:

$$q_z = C_z F(\alpha) \quad (2.3)$$

$$q_x = C_z F(\alpha) \cdot \tan \beta \quad (2.4)$$

де $F(\alpha)$ – функція, що характеризує радіальну деформацію шини Δz ,

$$\Delta z = r_{CB} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \quad (2.5)$$

Порівнявши (2.3) та (2.4) отримаємо рівняння:

$$q_x = q_z \cdot \tan \beta \quad (2.6)$$

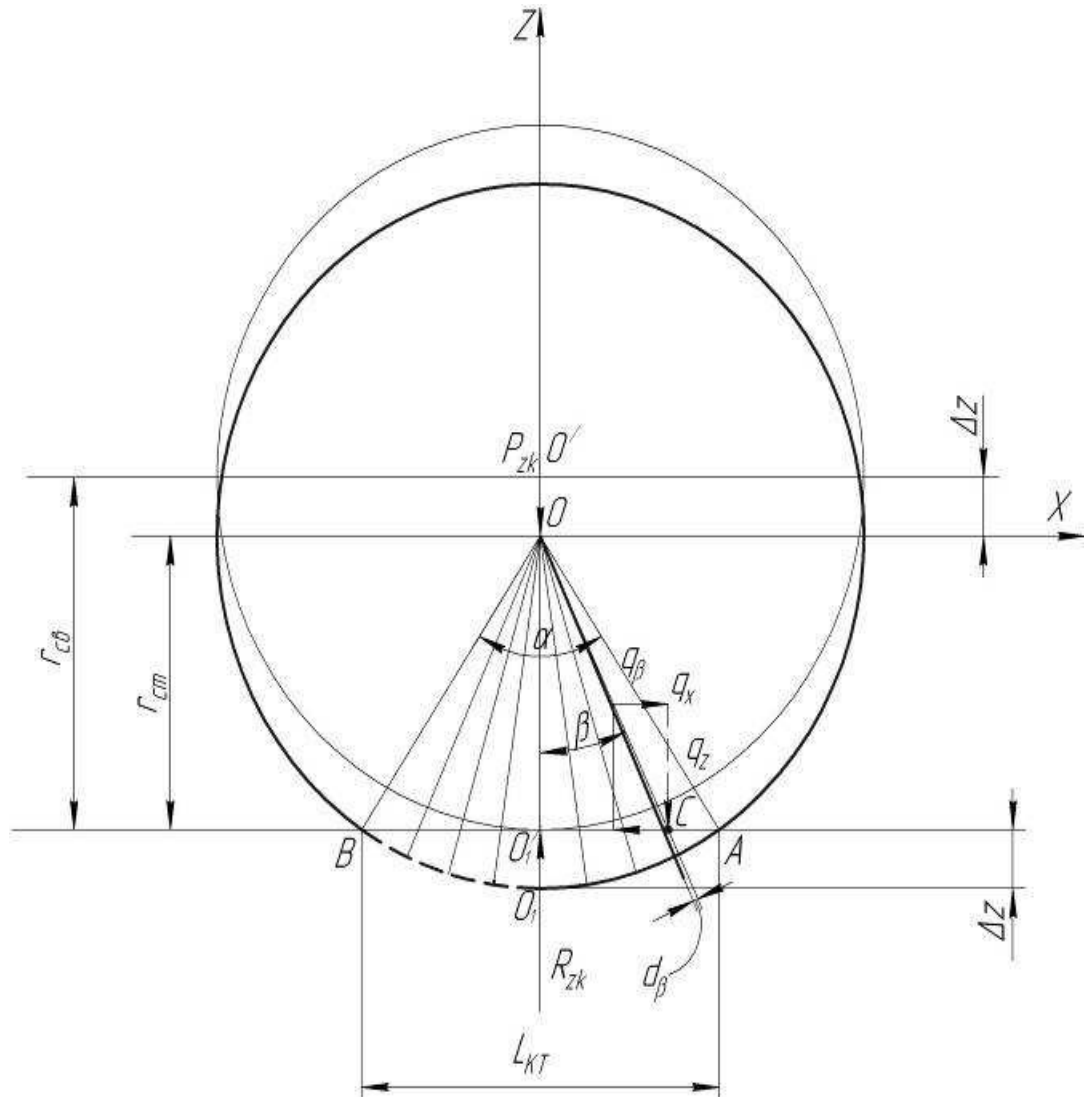


Рисунок 2.1 – Схематичне представлення статичного навантаження нерухомого опорного колеса автомобіля у поздовжній площині [22; 23]

Враховавши граничне значення моменту по зчеплення M_ϕ визначимо коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою. Саме момент створюється за рахунок тертя в площині плями контакту нерухомого колеса з опорною поверхнею за відомого нормального навантаження на колесо P_{zk} .

Протидіяти моменту на колесі M_k можливо за умови запасу зчеплення елементів шини в зоні плями контакту:

$$\mu q_z > q_x \quad (2.7)$$

де μ – коефіцієнт тертя поверхні колеса.

Врахувавши вище наведене елементарний момент зі зчеплення dM_φ , що виникає у точці C (рис. 2.1) визначимо за рівнянням:

$$dM_\varphi = (\mu q_z - q_x) \cdot r \cdot r_\partial d\beta \quad (2.8)$$

де r – лінійна координата елемента плями контакту в точці C (рис.2.1)

$$r = r_{CB} \cdot \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \quad (2.9)$$

r_d – динамічний радіус опорного колеса (рис. 2.1);

r_{CB} – вільний радіус опорного колеса (рис. 2.1);

$$r_\partial = r_{CB} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (2.10)$$

Підставимо у вираз (2.8) рівняння (2.6), (2.9) та (2.10):

$$M_\varphi = q_z (\pi - \tan \beta) \cdot r_{CB}^2 \cdot \frac{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} d\beta \quad (2.11)$$

За умови що $dM_\varphi > 0$ при $\tan \beta < \mu$ елемент плями контакту додатково сприйматиме дотичне навантаження, що створює крутний момент на колесі M_k . Виділимо на осі OZ зону, на яку діятиме навантаження створене крутним

моментом на колесі M_k , тоді кутову координату виділеної зони визначимо за рівнянням:

$$\frac{\alpha_0}{2} = \tan^{-1} \mu \quad (2.12)$$

або

$$\alpha_0 = 2 \tan^{-1} \mu \quad (2.13)$$

Розглянемо два випадка: $\alpha_0 < \alpha$ і $\alpha_0 \geq \alpha$. У першому в зоні плямі контакту ковзання відсутня ($\beta < \alpha_0/2$) і виникнення зони ковзання ($\beta > \alpha_0/2$). У другому випадку зони ковзання відсутні [22, 23]. Тоді рівняння (2.11) матиме вигляд;

$$M_\varphi = C_z \cdot r_{CB}^2 \cos \frac{\alpha}{2} \frac{1 - \cos \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{+\frac{\alpha_0}{2}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \right) (\mu - \tan \beta) d\beta$$

при $\alpha_0 < \alpha$ (2.14)

та

$$M_\varphi = C_z \cdot r_{CB}^2 \cos \frac{\alpha}{2} \frac{1 - \cos \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \right) (\mu - \tan \beta) d\beta$$

$\alpha_0 \geq \alpha$ (2.15)

Враховуючи співвідношення (2.13) визначимо умову отримання $\alpha_0 < \alpha$:

$$2 \tan^{-1} \mu < \alpha \quad (2.16)$$

Тоді врахувавши рівняння (2.5) отримаємо:

$$\alpha = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{\Delta z}{z_{CB}} \right) \quad (2.17)$$

де

$$\Delta Z = \frac{P_{zk}}{C_z} \quad (2.18)$$

Підставимо у нерівність (2.16) рівняння (2.18) та (2.17)

$$\tan^{-1} \mu < \cos^{-1} \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \cdot r_{CB}} \right) \quad (2.19)$$

де P_{zk} – нормальна сила, яка діє на опорне колесо.

Перейдемо від тригонометричних функцій до алгебраїчних:

$$\mu < \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \cdot r_{CB}} \right) \frac{\sqrt{1 - \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \cdot r_{CB}} \right)^2}}{2 \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \cdot r_{CB}} \right)^2 - 1} \quad (2.20)$$

За виконання умов (2.20) момент M_ϕ визначаємо за рівнянням (2.14). За невиконання умови (2.20), момент M_ϕ визначаємо за рівнянням (2.15).

Використавши умови (2.12) знаходимо межі інтегрування в рівнянні (2.14)

$$\mu = \tan \frac{\alpha_0}{2} = \frac{\sin \frac{\alpha_0}{2}}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\alpha_0}{2}}} = \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \frac{\alpha_0}{2}}}{\cos \frac{\alpha_0}{2}}. \quad (2.21)$$

тоді

$$\sin \frac{\alpha_0}{2} = \sin \tan^{-1} \mu = \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \quad (2.22)$$

$$\cos \frac{\alpha_0}{2} = \cos^{-1} \mu = \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \quad (2.23)$$

Виконаємо інтегрування рівняння (2.14) та (2.15) отримаємо рівняння:

$$M_{\varphi} = \begin{cases} C_z \mu \cdot r_{CB}^2 \cos \frac{\alpha}{2} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \frac{2 \tan \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1+\mu^2+\mu}}{\sqrt{1+\mu^2-\mu}} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1+\sin \frac{\alpha}{2}}{1-\sin \frac{\alpha}{2}} \right|} & \text{при } \alpha_0 < \alpha \quad (2.24, 2.25) \\ C_z \mu \cdot r_{CB}^2 \cos \frac{\alpha}{2} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) & \text{при } \alpha_0 \geq \alpha \end{cases}$$

Визначимо значення максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення опорного колеса з опорною поверхнею:

$$\varphi_{x \max} = \frac{M_{\varphi}}{P_{zk} \cdot r_{\partial}} \quad (2.26)$$

Підставимо у рівняння (2.26) вирази (2.5), (2.10) і (2.18):

$$\varphi_{x \max} = \frac{M_{\varphi}}{C_z \cdot r_{CB}^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (2.27)$$

Підставивши рівняння (2.24) і (2.25) у вираз (2.27), отримаємо

$$\varphi_{x \max} = \begin{cases} \mu \frac{2 \tan^{-1} \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1+\mu^2+\mu}}{\sqrt{1+\mu^2-\mu}} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1+\sin \frac{\alpha}{2}}{1-\sin \frac{\alpha}{2}} \right|} & \text{при } \alpha_0 < \alpha \quad (2.28), (2.29). \\ \mu & \text{при } \alpha_0 \geq \alpha \end{cases}$$

Виконавши аналіз рівнянь (2.28) і (2.29), встановлено що максимальне значення коефіцієнта зчеплення $\varphi_{x \max}$ колеса автомобіля з опорною поверхнею залежить тільки від коефіцієнта тертя протектора шини по опорній поверхні та кута α , на який впливає радіальна деформація шини. Проведені теоретичні дослідження дозволили отримати більш простіше рівняння визначення максимального коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею. Результати теоретичних досліджень в графічній інтерпретації наведено на рисунку 2.2.

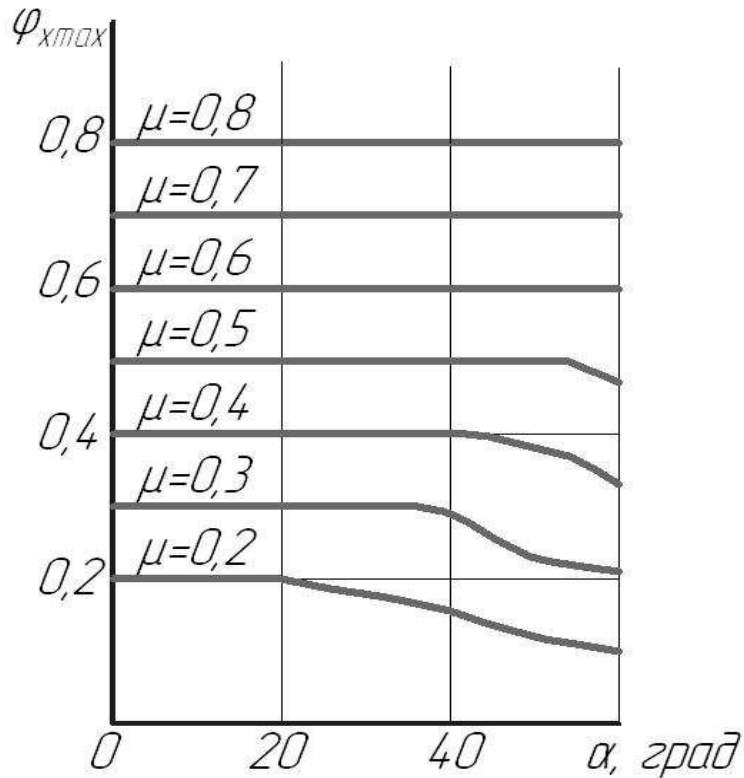


Рисунок 2.2 – Залежність $\varphi_{x \max} = \varphi_{x \max}(\alpha)$ при різних значеннях μ

Аналізуючи отримані графічні залежності можна зробити висновок, що збільшенням кута різко знижує коефіцієнт зчеплення $\varphi_{x \max}$ за $\mu \leq 0,5$. За умови $\mu > 0,5$ значення коефіцієнта зчеплення $\varphi_{x \max}$ не залежить зміни кута α .

2.2 Теоретичні дослідження поздовжнього та бічного коефіцієнтів зчеплення ведучих здвоєних коліс вантажного автомобіля

Однією з важливих експлуатаційних властивостей автомобіля являється його стійкість руху, що безпосередньо впливає на безпеку дорожнього руху. Основними факторами, що впливають на стійкість автомобіля є знос шин, зчеплення коліс з дорогою, гранична зчеплення збоку реакції опорної поверхні. Використання здвоєних коліс впливає на значення граничної по зчепленню бічної сили, яка залежить від розподілу нормальної реакції опорної поверхні відносно здвоєних коліс.

Значення граничної бічної реакції опорної поверхні $R_{y \max}$ за відсутності бічного зміщення здвоєних коліс визначимо за формулою:

$$R_{y \max} = \int_{\beta_{11}}^{\beta_{21}} q_{y1} \cdot r_1 \cdot d\beta_1 + \int_{\beta_{12}}^{\beta_{22}} q_{y2} \cdot r_2 \cdot d\beta_2 \quad (2.30)$$

де $r_1; r_2$ - поточні значення радіусів опорних коліс, для різних точок плями контакту шини;

$\beta_{11}, \beta_{21}, \beta_{12}, \beta_{22}$ - кутові координати меж ділянок контакту шин внутрішнього та зовнішнього коліс (межі інтегрування).

Визначимо граничну бічну силу шляхом інтегрування бічного погонного навантаження q_y [21, 22], яку здатне витримувати колесо, а за її значенням розрахуємо бічний коефіцієнт зчеплення φ_y .

Бічне погонне навантаження визначимо за рівнянням [22]

$$q_y = \sqrt{\mu^2 q_z^2 - q_x^2} \quad (2.31)$$

За умови передачі одним колесом крутного моменту вираз (2.31) отримає вигляд:

$$q_y = \sqrt{\mu^2 q_z^2 - (q_x - q_\mu)^2} \quad (2.32)$$

де q_μ - додаткове погонне навантаження в точці опри шини.

Згідно роботи [24] погонне навантаження q_μ у точці контакту пропорційне нормальному навантаженню q_z , тоді:

$$q_\mu = \varphi_x \cdot q_z \quad (2.33)$$

Підставимо вираз (2.33) у (2.32), тоді:

$$q_y = q_z \sqrt{\mu^2 - (\tan \beta - \varphi_x)^2} \quad (2.34)$$

За рівнянням (2.34) визначимо кутові координати меж ділянок плями контакту шин з опорною поверхнею.

$$\begin{cases} \beta < \tan^{-1}(\mu + \varphi_x) \\ \beta < -\tan^{-1}(\mu + \varphi_x) \end{cases} \quad (2.35)$$

Прийmemo межі інтегрування у рівнянні (2.30):

$$\beta_{11} < -\tan^{-1}(\mu_1 + \varphi_{x_1}) \quad (2.36)$$

$$\beta_{21} < -\tan^{-1}(\mu_1 + \varphi_{x_1}) \quad (2.37)$$

$$\beta_{12} < -\tan^{-1}(\mu_2 + \varphi_{x_2}) \quad (2.38)$$

$$\beta_{22} < \tan^{-1}(\mu_2 + \varphi_{x_2}) \quad (2.39)$$

Нормальні навантаження на внутрішньому та зовнішньому колесах

$$P_{z_1} = R_{z_1} = C_{z_1} \cdot r_{\partial_1} \left(1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}\right) = g_{z_1} P_z \quad (2.40)$$

$$P_{z_2} = R_{z_2} = C_{z_2} \cdot r_{\partial_2} \left(1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}\right) = (1 - g_{z_1}) P_z \quad (2.41)$$

де g_{z_1} – частка загального нормального навантаження, що припадає на внутрішнє колесо [24],

$$g_{z_1} = \frac{P_{z_1}}{P_{z_1} + P_{z_2}} = \frac{P_{z_1}}{P_z} \quad (2.42)$$

Використавши вираз (2.40) та (2.41) визначимо

$$\alpha_1 = 2 \cos^{-1} \left(1 - g_{z_1} \frac{P_z}{c_{z_1} \cdot r_{\partial_1}} \right) \quad (2.43)$$

$$\alpha_2 = 2 \cos^{-1} \left(1 - (1 - g_{z_1}) \frac{P_z}{c_{z_2} \cdot r_{\partial_2}} \right) \quad (2.44)$$

При $\alpha_1 > \alpha_{10}$ та $\alpha_2 > \alpha_{20}$ межі інтегрування в рівнянні (2.30) будуть відповідати співвідношенням (2.36) (2.39). Якщо $\alpha_1 \leq \alpha_{10}$ і $\alpha_2 \leq \alpha_{20}$, межі інтегрування будуть рівні:

$$\beta_{11} = -\frac{\alpha_1}{2} \quad (2.45)$$

$$\beta_{21} = \frac{\alpha_1}{2} \quad (2.46)$$

$$\beta_{12} = -\frac{\alpha_1}{2} \quad (2.47)$$

$$\beta_{22} = \frac{\alpha_2}{2} \quad (2.48)$$

Крутні моменти на зовнішньому та внутрішньому колесах визначимо за рівняннями:

$$M_{K_1} = \int_{-L_{11}}^{+L_{21}} q_{M_1} \cdot r_{\partial_1} \cdot dL_1 = \int_{\beta'_{11}}^{\beta'_{21}} q_{M_1} \cdot r_{\partial_1} \cdot d\beta_1 \quad (2.49)$$

$$M_{K_2} = \int_{-L_{12}}^{+L_{22}} q_{M_2} \cdot r_{\partial_2} \cdot dL_2 = \int_{\beta'_{12}}^{\beta'_{22}} q_{M_2} \cdot r_{\partial_2} \cdot r_2 \beta_2 \quad (2.50)$$

де $-L_{11}$, $+L_{21}$ та $-L_{12}$, $+L_{22}$ – лінійні координати меж ділянок довжин плям контакту внутрішнього та зовнішнього коліс (рис. 2.9);

r_{∂_1} , r_{∂_2} – динамічні радіуси внутрішнього та зовнішнього коліс.

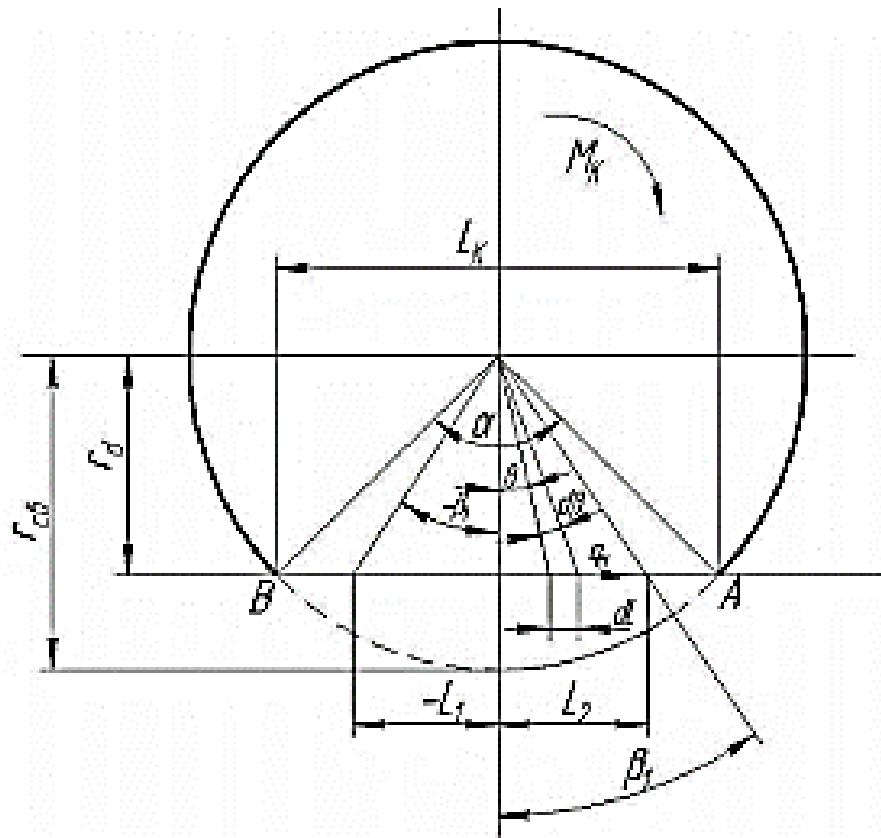


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема визначення q_M [24].

За умови навантаження нормальною силою пари здвоєних коліс (рис. 2.10), їх динамічні радіуси будь рівними:

$$r_{\partial_1} = r_{\partial_2} = r_{\partial} = r_{cb_1} \cos \frac{\alpha_1}{2} = r_{cb_2} \cos \frac{\alpha_2}{2} \quad (2.51)$$

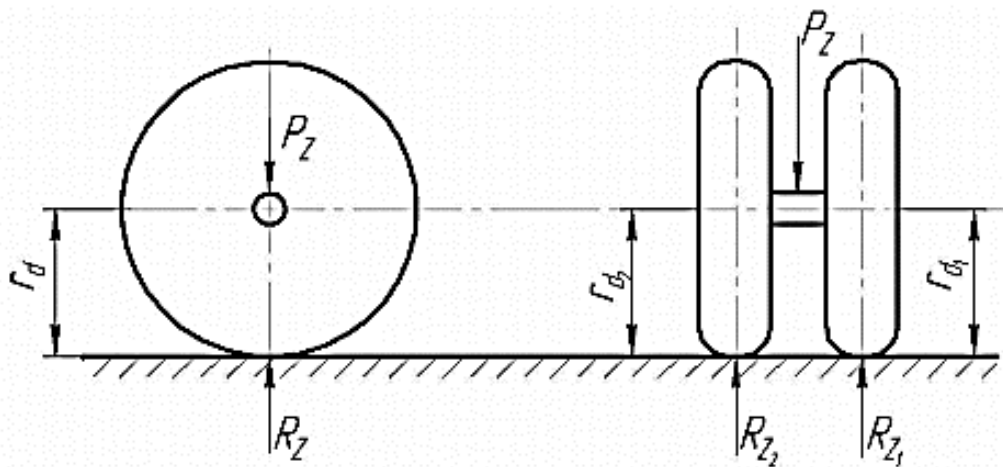


Рисунок 2.10 – Схема навантаження нормальною силою P_z коліс.

Врахувавши співвідношень (2.33) та (2.51) визначимо сумарний крутний момент, що передається парюю коліс

$$M_K = M_{K_1} + M_{K_2} = \varphi_{x_1} \frac{C_{z_1} \cdot r_{CB1}^2 (1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}) \cos \frac{\alpha_1}{2}}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right|} \int_{\beta'_{11}}^{\beta'_{21}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_1}{2}}{\cos \beta_1} \right) d\beta_1 +$$

$$\varphi_{x_2} \frac{C_{z_2} \cdot r_{CB2}^2 (1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}) \cos \frac{\alpha_2}{2}}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}} \right|} \int_{\beta'_{12}}^{\beta'_{22}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_2}{2}}{\cos \beta_2} \right) d\beta_2 \quad (2.52)$$

За умови $\alpha_1 > \alpha_{10}$ та $\alpha_2 > \alpha_{20}$ межі інтегрування (2.52) становитимуть:

$$\beta'_{11} = -\tan^{-1} \mu_1 \quad (2.53)$$

$$\beta'_{21} = \tan^{-1} \mu_1 \quad (2.54)$$

$$\beta'_{12} = -\tan^{-1} \mu_2 \quad (2.55)$$

$$\beta'_{22} = \tan^{-1} \mu_2 \quad (2.56)$$

Тоді після інтегрування рівняння (2.52) отримає вигляд:

$$M_K = \varphi_{x_1} \frac{C_{z_1} \cdot r_{CB1} (1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}) \cdot r_d}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right|} \left(\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{21}}{1 - \sin \beta'_{21}} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{11}} \right| \right) +$$

$$\varphi_{x_2} \frac{C_{z_2} \cdot r_{CB2} (1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}) \cdot r_d}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}} \right|} \left(\beta'_{22} - \beta'_{12} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{22}}{1 - \sin \beta'_{22}} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{12}}{1 + \sin \beta'_{12}} \right| \right) \quad (2.57)$$

Поздовжній коефіцієнт зчеплення φ_x пари коліс визначимо за рівнянням:

$$\varphi_x = \frac{M_K}{P_z \cdot r_d} = \varphi_{x_1} \cdot g_{z_1} \frac{\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{21}}{1 - \sin \beta'_{21}} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{11}} \right|}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right|} +$$

$$+ \varphi_{x_2} (1 \cdot g_{z_1}) \frac{\beta'_{22} - \beta'_{12} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{22}}{1 - \sin \beta'_{22}} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{12}}{1 + \sin \beta'_{12}} \right|}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}} \right|} \quad (2.58)$$

Умови отримання $\alpha_{10} > \alpha_1$ та $\alpha_{20} > \alpha_2$ визначимо врахувавши вирази (2.12), (2.40), (2.41), (2.43), (2.44)

$$\mu_1 > \sqrt{\frac{1}{\left(1 - g_{z1} \frac{P_z}{C_{z1} \cdot r_{CB1}}\right)^2} - 1} \quad (2.59)$$

$$\mu_1 > \sqrt{\frac{1}{\left[1 - (1 - g_{z1}) \frac{P_z}{C_{z2} \cdot r_{CB2}}\right]^2} - 1} \quad (2.60)$$

За умови виконання умов (2.59) та (2.60)

$$\beta'_{11} = -\frac{\alpha_1}{2} \quad (2.61)$$

$$\beta'_{21} = \frac{\alpha_1}{2} \quad (2.62)$$

$$\beta'_{12} = -\frac{\alpha_2}{2} \quad (2.63)$$

$$\beta'_{22} = \frac{\alpha_2}{2} \quad (2.64)$$

Коефіцієнт розподілу крутного моменту внутрішнього колеса визначимо з урахуванням виразу (2.58):

$$g_{M_1} = \frac{M_{K1}}{M_K} = \frac{g_{z1}}{\varphi_x} \frac{\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{21} \cdot 1 - \sin \beta'_{11}}{1 - \sin \beta'_{21} \cdot 1 + \sin \beta'_{11}} \right|}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right|} \quad (2.65)$$

Враховуючи, що $\varphi_x = \frac{M_K}{(P_z \cdot r_\partial)}$ визначимо із виразу (2.65)

$$\varphi_x = \frac{g_{z1}}{\varphi_{M_1}} \frac{\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{21} \cdot 1 - \sin \beta'_{11}}{1 - \sin \beta'_{21} \cdot 1 + \sin \beta'_{11}} \right|}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right|} \quad (2.66)$$

Для внутрішнього та зовнішнього коліс рівняння (2.34) отримає вигляд

$$q_y = q_{z_1} \sqrt{\mu_1^2 - (\tan \beta_1 - \varphi_{x_1})^2} \quad (2.67)$$

$$q_{y_2} = q_{z_2} \sqrt{\mu_2^2 - (\tan \beta_2 - \varphi_{x_2})^2} \quad (2.68)$$

Вираз (2.30) з урахуванням рівнянь , (2.67), (2.68) отримає вигляд:

$$R_{y_{\max}} = \varphi_y \cdot P_Z = \frac{C_{z_1} \cdot r_{c\beta_1} \left(1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}\right)}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right|} \int_{\beta_{11}}^{\beta_{21}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_1}{2}}{\cos \beta_1}\right) \sqrt{\mu_1^2 - (\tan \beta_1 - \varphi_{x_1})^2} d\beta_1 +$$

$$+ \frac{C_{z_2} \cdot r_{c\beta_2} \left(1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}\right) \cos \frac{\alpha_2}{2}}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}} \right|} \int_{\beta_{11}}^{\beta_{22}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_2}{2}}{\cos \beta_2}\right) \sqrt{\mu_2^2 - (\tan \beta_2 - \varphi_{x_2})^2} d\beta_2. \quad (2.69)$$

Бічний коефіцієнт зчеплення коліс з урахуванням співвідношень (2.40) та (2.41) визначимо за рівнянням:

$$\varphi_y = \frac{g_{z_1}}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right|} \int_{\beta'_{11}}^{\beta'_{21}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_1}{2}}{\cos \beta_1}\right) \cdot \sqrt{\mu_1^2 - (\tan \beta_1 - \varphi_{x_1})^2} d\beta_1 +$$

$$+ \frac{1 - g_{z_1}}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}} \right|} \int_{\beta'_{12}}^{\beta'_{22}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_2}{2}}{\cos \beta_2}\right) \sqrt{\mu_2^2 - (\tan \beta_2 - \varphi_{x_2})^2} d\beta_2 \quad (2.70)$$

Аналітичним шляхом вирішити рівняння (2.70) досить складно. Для вирішення даного питання використаємо моделювання з визначенням величин φ_{x1} і φ_{x2} :

$$\varphi_{x_1} = \frac{M_{K_1}}{(P_{z_1} \cdot r_d)} = \frac{g_{M_1} M_K}{g_{z_1} \cdot P_{z_1} \cdot r_d} = \frac{g_{M_1}}{g_{z_1}} \varphi_x \quad (2.71)$$

$$\varphi_{x_2} = \frac{M_{K_2}}{(P_{z_2} \cdot r_d)} = \frac{(1-g_{M_1}) M_K}{(1-g_{z_1}) \cdot P_{z_1} \cdot r_d} = \frac{(1-g_{M_1})}{(1-g_{z_1})} \varphi_x \quad (2.72)$$

Підставимо вираз (2.71) у (2.66) і отримаємо рівняння:

$$\varphi_{x_1} = \varphi_x \cdot \frac{\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{21} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{11}}}{1 - \sin \beta'_{21} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{11}}} \right|}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right|} \quad (2.73)$$

тоді

$$\varphi_{x_2} = \varphi_x \cdot \frac{\beta'_{22} - \beta'_{12} - \frac{1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{22} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{12}}{1 + \sin \beta'_{12}}}{1 - \sin \beta'_{22} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{12}}{1 + \sin \beta'_{12}}} \right|}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}} \right|} \quad (2.74)$$

2.3. Моделювання бокового коефіцієнта зчеплення здвоєних ведучих коліс вантажного автомобіля

На рис. 2.11 наведено графіки залежності φ_y (φ_x) при різних значеннях коефіцієнта g_{zl} . З графіків видно, що при $g_{zl} = 0,5$ (рівному нормальному навантаженні на обидва ведучі колеса), крива φ_y (φ_x) проходить вище за інші. При рівному розподілі нормального навантаження між опорними колесами за однакових значень φ_x реалізується найбільше значення φ_y , що досить добре видно із графічних залежностей, наведених на рисунку 2.12. За будь-яких значень повздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x , максимум кривих φ_y (g_{zl}) реалізується в точках $g_{zl} = 0,5$.

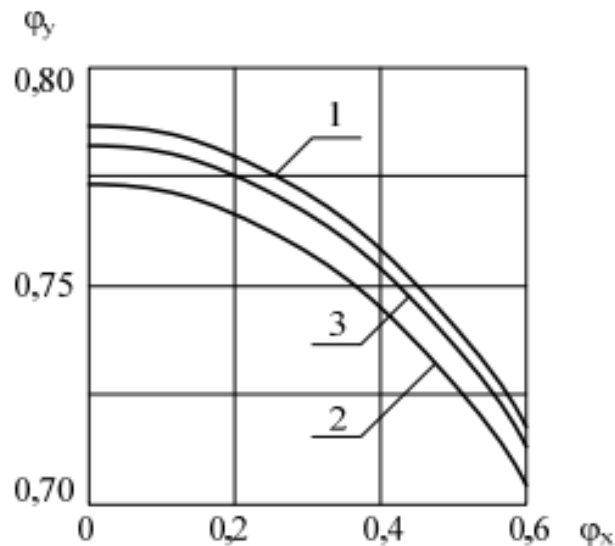


Рисунок 2.11 – Залежність φ_y (φ_x) за різних значень коефіцієнта g_{z1} : 1– $g_{z1} = 0,5$; 2– $g_{z1} = 0,9$; 3– $g_{z1} = 0,7$.

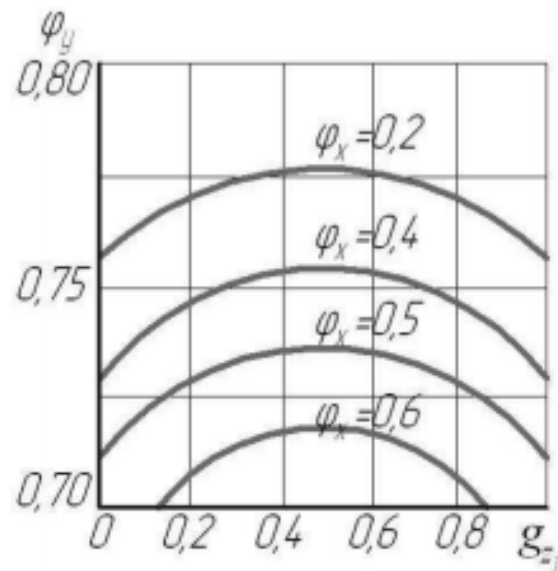


Рисунок 2.12 – Залежність φ_y (g_{z1}) при різних значеннях φ_x

2.4 Розробка критерію оцінки зчеплення колеса з опорною поверхнею

Під час виконання динамічних випробувань вантажних автомобілів та аналізу аварійних ситуацій на дорогах важливо оцінювати, як колеса взаємодіють з опорною поверхнею. На рисунку 2.13 зображено схему, яка ілюструє навантаження на ведуче колесо автомобіля.

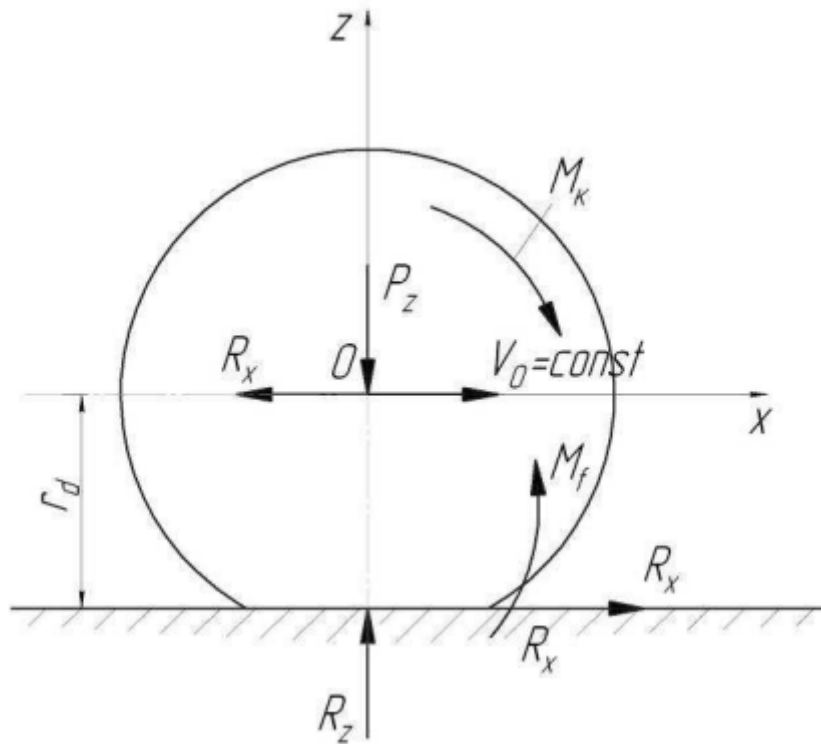


Рисунок 2.13 – Схема навантаження ведучого колеса вантажного автомобіля

Запишемо умову рівноваги обертального руху колеса за постійної швидкості руху автомобіля $V_0 = const$:

$$M_k = R_x \cdot r_d + M_f = R_z \cdot r_d (\varphi_x + f) \quad (2.75)$$

На межі буксування колеса $M_k = M_{k \max}$ відбувається реалізація максимального значення поздовжнього коефіцієнта зчеплення $\varphi_{x \max}$. Використавши враз (2.75) отримаємо:

$$\varphi_{x \max} + f = \frac{M_{k \max}}{R_{zk} \cdot r_d} \quad (2.76)$$

За мови $r_d = r_{ct}$ відбувається визначення суми двох коефіцієнтів – опору коченню і зчеплення. Тоді рівняння (2.76) отримає вигляд

$$\varphi_{x \max} \left(1 + \frac{f}{\varphi_{x \max}} \right) = \frac{M_{k \max}}{R_{zk} \cdot r_{ct}} \quad (2.77)$$

Звідки отримаємо:

$$\varphi_{x \max} = \frac{M_{k \max}}{R_{zk} \cdot r_{\text{ст}} \left(1 + \frac{f}{\varphi_{x \max}}\right)} \quad (2.78)$$

При малих значеннях кута α (див. рис. 2.1), що можливо за малого значення R_z , або великого значення C_z величина $f < \varphi_{x \max}$ і нею можна знехтувати. Значення $\varphi_{x \max}$ і f для різних опорних поверхонь згідно [25, 26] наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти зчеплення та опору коченню коліс на різних дорожніх поверхнях

Тип дороги	f	$\varphi_{x \max}$	$f / \varphi_{x \max}$
Асфальтоване шосе	0,017	0,67	0,025
Гравійно-щебенева дорога	0,025	0,57	0,043
Бруківка	0,30	0,45	0,067
Суша ґрунтова дорога	0,40	0,60	0,067
Ґрунтова дорога після дощу	0,100	0,42	0,238
Пісок	0,200	0,70	0,286
Снігова дорога	0,035	0,32	0,109

Згідно роботі [27] запропоновано критерій кінематичного параметру контакту колеса з дорогою, який визначається за рівнянням:

$$K = \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_{\text{св}}} = (1 - S_x) \cdot \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \cdot r_{\text{св}}}\right) = (1 - S_x) \cdot (1 - \lambda_z) \quad (2.79)$$

де λ_z – радіальна деформації шини,

$$\lambda_z = \frac{P_{zk}}{C_z \cdot r_{\text{св}}} \quad (2.80)$$

Оцінимо зчеплення коліс з урахуванням нестабільності максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення $\varphi_{x \max}$, динамічного радіуса колеса r_d та коефіцієнта опору коченню f .

Помножимо та розділимо праву частину виразу (2.76) на $r_{св}$, отримаємо

$$\varphi_{x \max} + f = \frac{M_{kmax}}{R_{zk} \cdot r_{\partial}} \cdot \frac{r_{св}}{r_{\partial}} \quad (2.81)$$

Для нерухомого вантажного автомобіля, приймаємо $r_d = r_{св}$, тоді:

$$r_{\partial} = r_{св} - \frac{P_{zk}}{C_z} \quad (2.82)$$

Підставимо (2.82) у вираз (2.81), отримаємо

$$\varphi_{x \max} + f = \frac{M_{kmax}}{R_{zk} \cdot r_{\partial}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{P_{zk}}{C_z \cdot r_{св}}} = \frac{M_{kmax}}{R_{zk} \cdot r_{св} (1 - \lambda_z)} \quad (2.83)$$

Виконавши перетворення виразу (2.83) отримаємо:

$$\frac{M_{kmax}}{R_{zk} \cdot r_{св}} = (1 - \lambda_z) \cdot (\varphi_{x \max} + f) = D_{max} \quad (2.84)$$

де D_{max} – максимальний динамічний параметр контакту опорного колеса з дорогою відповідний $\varphi_{x \max}$.

Визначимо динамічний радіус за рівнянням:

$$r_{\partial} = r_{св} - \frac{P_{z\partial}}{C_z} \quad (2.85)$$

де $P_{z\partial}$ – динамічне нормальне навантаження на колесі

$$P_{z\partial} = P_z \cdot K_{дин} \quad (2.86)$$

$K_{дин}$ – коефіцієнт динамічності нормального навантаження на опорне колесо

Тоді рівняння (2.84) з урахуванням виразу (2.86) отримає вигляд

$$D_{max} = (1 - K_{дин} \lambda_z)(\varphi_{x max} + f) \quad (2.87)$$

За статичному навантаженні опорного колеса $K_{дин} = 1$. Розділимо ліву та праву частини виразу (2.84) на ліву та праву частини виразу (2.79), отримаємо

$$\frac{D_{max}}{K} = \frac{\varphi_{x max} + f}{1 - S_x} \quad (2.88)$$

або
$$D_{max} = \frac{\varphi_{x max} + f}{1 - S_x} K \quad (2.89)$$

Отримана залежність (2.89), є аналогом відомої $\varphi_x - S_x$ діаграми [28] і може використовуватися як характеристика зчеплення опорних коліс з дорогою.

Виконаємо перетворення рівняння (2.78), тоді:

$$\varphi_{x max} = \frac{M_{kmax}}{R_z \left(1 + \frac{f}{\varphi_{x max}}\right) \cdot r_{cb}} \cdot \frac{r_{cb}}{r_{ct}} \quad (2.90)$$

Виконаємо статистичний аналіз відношення r_{ct}/r_{cb} для шин вантажних автомобілів [25] (табл. 2.2–2.3).

Таблиця 2.2 – Шини діагональні [25].

Позначення шини	7,50- 20	8,25- 20	9,00- 20	10,00- 20	11,00- 20	12,00- 20	12,00- 24
Зовнішній діаметр $D_0 = 2r_{cb}$, мм	928	970	1012	1050	1080	1120	1220
Статичний радіус r_{ct} , мм	443	462	481	498	511	529	576
$r_{ct}/r_{cb} = 2r_{ct}/r_{cb}D_0$	0,955	0,953	0,951	0,949	0,946	0,945	0,944
Середнє значення r_{ct}/r_{cb}	0,949						
Середнє квадратичне відхилення σ	±0,004						

Таблиця 2.3 - Шини радіальні камерні [25].

Позначення шини	7,50R20	8,25R15	8,25R20	9,00R20	10,00R20	11,00R20	12,00R20	12/80R20	370/70R20	12,00R24
Зовнішній діаметр $D_0 = 2r_{св}$, мм	928	836	962	1018	1052	1082	1122	1008	1020	1226
Статичний радіус $r_{ст}$, мм	440	385	453	475	491	505	526	472	474	570
$\frac{r_{ст}}{r_{св}} = \frac{2r_{ст}}{r_{св}D_0}$	0,948	0,921	0,942	0,933	0,933	0,933	0,938	0,936	0,929	0,930
Середнє значення $\frac{r_{ст}}{r_{св}}$	0,934									
Середнє квадратичне відхилення σ	$\pm 0,008$									

За результатами проведеного аналізу встановлено, що камерні і безкамерні шини мають приблизно однакові значення.

За результатами проведеного аналізу отримали рівняння:

$$\varphi_{x \max} = \frac{M_{k \max}}{R_z \cdot r_{св}} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{f}{\varphi_{x \max}}\right) \left[\left(\frac{r_{св}}{r_{ст}}\right) \pm \sigma\right]} = \frac{M_{k \max}}{R_z \cdot r_{св} \cdot K_{нопр}} \quad (2.91)$$

У таблиці 2.4 наведено значення поправочного коефіцієнта $(K_{нопр})_{\max}$ для різних типу шляху і конструкції шини вантажних автомобілів [25].

Максимальне значення поправочного коефіцієнта

$$(K_{нопр})_{\max} = \left(1 + \frac{f}{\varphi_{x \max}}\right) \left[\left(\frac{r_{св}}{r_{ст}}\right) + \sigma\right] \quad (2.92)$$

Таблиця 2.4 – Результати визначення поправочного коефіцієнта

Тип дороги	Конструкція шин	$(K_{поп})_{max}$
Асфальтоване шосе	діагональна	0,977
	радіальна	0,966
Гравійно-щебенева дорога	діагональна	0,990
	радіальна	0,982
Бруківка	діагональна	1,017
	радіальна	1,005
Ґрунтова дорога після дощу	діагональна	1,180
	радіальна	1,166
Пісок	діагональна	1,226
	радіальна	1,211
Снігова дорога	діагональна	1,057
	радіальна	1,045

Поточне значення динамічного параметру контакту колеса з дорогою аналітично можна визначимо за виразами (2.31) та (2.79)

$$D = \frac{M_{\kappa}}{R_{zx} \cdot r_{cs}} = \frac{M_{\kappa}}{C_z \cdot r_{cs}^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{C_z \cdot r_{cs}^3 \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) EF}{\cos \frac{\alpha}{2}} \times$$

$$\times \left\{ 1 - \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{\cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha} \left[\frac{K}{\cos \frac{\alpha}{2}} + 0,5\mu \left(\ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha + \mu \frac{P_{zk}}{EF} \sin \frac{\alpha}{2} \right) \right] \right\} \quad (2.93)$$

Таким чином, отримано новий узагальнений критерій для оцінки зчеплення опорного колеса з дорогою, що враховують усі фактори, що впливають на зчеплення колеса з опорною поверхнею.

2.5 Висновки

1. В результаті проведених теоретичних досліджень отримано математичну модель визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x , встановлено його критичне максимальне значення $\varphi_{x \max}$. Встановлено залежності $\varphi_{x \max}$ від коефіцієнта тертя матеріалу шини про опорній поверхні, а також від кута α , що характеризує радіальну деформацію шини;

Отримані залежності розрахунку $\varphi_{x \max}$ дозволяють визначити φ_x - S_x діаграми, що характеризують зчеплення колеса автомобіля з твердою опорною поверхнею; отримані результати можуть бути корисними при проектуванні протибуксувальних пристроїв вантажних автомобілів.

2. В результаті проведеного теоретичного дослідження отримано математичну модель визначення коефіцієнта зчеплення нерухомих здвоєних коліс вантажного автомобіля з опорною поверхнею. За результатами досліджень встановлено, що значення максимального бічного коефіцієнта зчеплення нерухомих здвоєних коліс автомобіля з дорогою може бути реалізований за нормального сумарного навантаження, що припадає на внутрішнє колесо, що дорівнює $gz = 0,5$.

3. За отриманими аналітичні рівняння можливо провести моделювання залежності бічного коефіцієнта зчеплення шин ведучих здвоєних коліс з опорною поверхнею при різному розподілі нормального навантаження між колесами. Максимальний бічний коефіцієнт зчеплення ведучих здвоєних коліс з опорною поверхнею можливо реалізувати за рівного розподілу нормального навантаження між опорними колесами.

4. Запропоновано узагальнений критерій оцінки зчеплення коліс з опорною поверхнею (дорогою) – динамічний параметр D контакту колеса з опорною поверхнею (дорогою) дозволяє в комплексі врахувати вплив на дотичну реакцію по граничному зчепленні колеса з дорогою наступних факторів: коефіцієнта опору коченню опорного колеса; максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення колеса; радіальну деформацію опорного колеса

3 ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Програма експериментальних досліджень

З метою підтвердження достовірності результатів теоретичних досліджень наведених в попередньому розділі розроблено програму експериментальних досліджень, яка складається з наступних етапів:

- розробка пристрою для проведення експериментальних досліджень;
- експериментальне визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою;
- експериментальне визначення бокового коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою
- обробка та аналіз результатів експериментальних досліджень;

3.2. Об'єкт дослідження

Для проведення експериментальних досліджень контакту колеса з дорогою в якості об'єкта досліджень обрано вантажний автомобіль Renault Master 165 (рис. 3.1, додаток Б) з комплектом дослідної гуми трьох виробників: Hankook, Barum, Premiorri. Дослідження проводилися з використанням виробничої бази ПП «Агровест-Україна». Дане господарство забезпечує транспортні операції в сфері сільськогосподарського виробництва, а саме перевезення насіннєвого посівного матеріалу різної репродукції. В першу чергу керівник господарства піклується про безпеку виконання транспортних перевезень за рахунок своєчасного проведення обслуговування ходової частини вантажних автомобілів та забезпечення їх стійкості на дорозі. На підприємстві розроблено комплекс пристроїв, що дозволяють визначати поздовжній та бічний коефіцієнти зчеплення опорних коліс нерухомого автомобіля відносно опорної поверхні (дороги). За допомогою розроблених пристроїв виконується також перевірка технічного стану автомобіля та його обслуговування.



Рисунок 3.1 – Об’єкт дослідження вантажний автомобіль
Renault Master 165

3.3 Стенд для проведення експериментальних досліджень

Загальний вигляд стенда для визначення максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення $\varphi_{x \max}$ показано на рисунку 3.2. Стенд складається з редуктора 1, який розміщено на пластині 7 з опорами 8, які дозволяють виконувати регулювання по висоті. На валу 3 редуктора розміщено динамометричний ключ 2, за допомогою якого визначаємо значення крутного моменту, що прикладено до опорного колеса 10. Тихохідний 5 з’єднано з дослідним колесом автомобіля за допомогою муфти 4. Одна сторона муфти з’єднана за допомогою шпонки 5 інша приєднана до маточини ступиці 9 за допомогою болтового з’єднання 6.

Максимальний крутний момент на колесах визначаємо за формулою:

$$M_{k \max} = P_{\text{важ}} \cdot h_{\text{важ}} \cdot \eta_p, \quad (3.1)$$

де $P_{\text{важ}}$ – зусилля прикладене до важеля 2 в момент початку буксування;

$h_{\text{важ}}$ – довжина важеля ;

η_p – ККД черв’ячного редуктора.

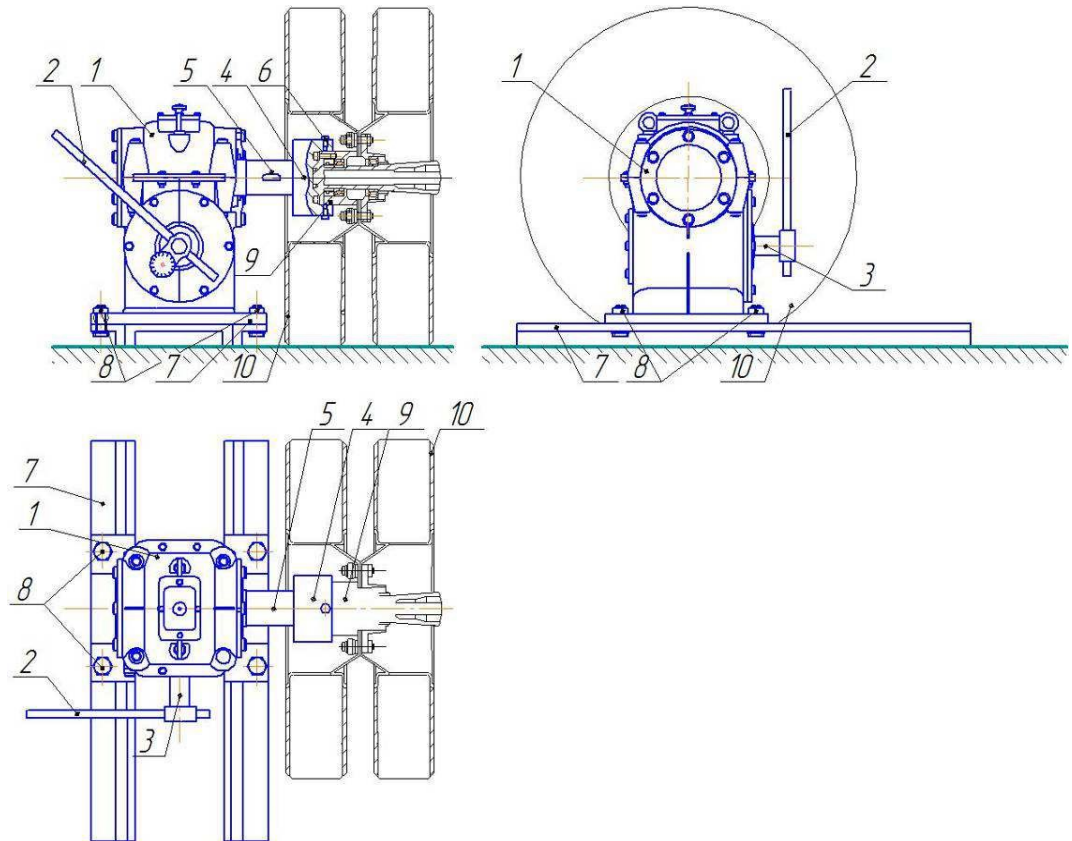


Рисунок 3.2 – Стенд для визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення опорного колеса з опорною поверхнею :

1 –редуктор черв'ячний; 2 – динамометричний ключ; 3 –вал редуктора (швидкохідний); 4 – з'єднувальна муфта; 5 – вал редуктора (тихохідний); 6 – болти; 7 – пластина; 8 – опора; 9 – маточина ступиці; 10 – дослідні колеса.

3.4 Методика та результати експериментальних досліджень стійкості автомобіля в залежності від поздовжнього коефіцієнта зчеплення опорних коліс

Методика визначення стійкості автомобіля за рахунок реалізації максимального значення поздовжнього коефіцієнта зчеплення $\varphi_{x \max}$ колеса з опорною поверхнею складена з урахуванням відомих методів експериментального оцінювання [29-31].

Для проведення експериментів підбиралися шини з різним зносом та малюнком протектора, а також різним значенням зовнішнього діаметра. Дослідження проводили з найбільш поширеними розміром шин 185/75R16С, що використовуються на вантажних автомобілях Renault Master 165 та інших автомобілях, що мають схожі експлуатаційні характеристики.

Використавши виготовлений мірний інструмент за основу якого взято стандартний штангенциркуль визначаємо значення зовнішнього діаметру шини. Вимірювання виконувалися у трьох площинах колеса з кроком 120 градусів.

Експериментальні дослідження поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{max} виконуємо на вантажному нерухомому автомобілі з шинами, що найбільш поширені в експлуатації наступних фірм-виробників: Hankook 195/75R16С, Barum 195/75R16С, Premiorri 195/75R16С.

Дослідження виконуємо шин з різною висотою протектора, тобто з різним зносом опорної поверхні. Основні фактори, які варіювалися: тиск повітря у шинах, кількість коліс (одне або два), розподілення нормального навантаження між опорними колесами. Контроль розподілу нормального навантаження між опорними колесами визначаємо за допомогою клавішного стенду [23] (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 – Встановлення опорних коліс автомобіля на клавішний стенд [23]:

1 – клавіші; 2 – динамометр.

Вимірявши тиск в шинах та нормальне навантаження на них виконуємо визначення максимального значення динамічного параметру контакту коліс з дорогою D_{max} та поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{xmax} використавши дослідний стенд наведений на рис. 3.2. На рисунку 3.4 показано схему з'єднання вимірювального стенда з колесами нерухомого вантажного автомобіля. Вимірювання проводилися для двох умов опорної поверхні в першому випадку на сухому асфальтобетонному покритті в другому на вологому.

Перед початком досліджень розблоковуємо опорні колеса (вимикаємо стоянкові гальма) після чого блокуємо всі колеса автомобіля, крім досліджуваного з використанням противідкотних упорів. З'єднуємо вимірювальний стенд з дослідним колесом (рис. 3.4) забезпечивши співвісність валу стенда і маточини заднього опорного колеса. Для цього скористаємося регульовальними болтами. Після чого поступово прикладаємо зусилля на динамічному ключі, створюючи крутний момент, що через редуктор вимірювального стенда передається на колесо. За початком буксування дослідного колеса відносно опорної поверхні реєструємо максимальне значення крутного моменту..



а)



б)

Рисунок 3.4 – Схема з'єднання експериментального пристрою із задніми колесами нерухомого автомобіля:

а – здвоєними; б – одинарним.

Результати експериментальних випробувань стійкості автомобіля заносимо в таблицю 3.1. Розрахунок максимального крутного моменту, виконуємо використавши формулу

$$M_{k\ max} = M_{2\ max} = M_{1\ max} \cdot i_p \cdot \eta_p \quad (3.2)$$

де $M_{k\ max}$ – максимальний крутний момент на вхідному валу черв'ячного редуктора, Н;

M_1, M_2 – крутні моменти відповідно на вхідному і вихідному валі редуктора, Н;

i_p – передане число черв'ячного редуктора, $i_p = 3,8$.

Максимальне значення динамічного параметра D_{max} контакту колеса з дорогою визначаємо згідно з теоретичними дослідженнями проведеними в попередньому розділі. Використавши дані таблиці 2.1 та таблиці 2.2 і рівняння (2.90) визначимо максимального значення поздовжнього коефіцієнта зчеплення $\varphi_{x\ max}$. Результат досліджень представлено в таблиці 3.1

За результатами проведеного аналізу відносна похибка при використанні D_{max} замість $\varphi_{x\ max}$ не перевищує $\delta = 6\%$.

За результатами випробувань, наведених у таблиці 3.1, встановлено, що зі зменшенням внутрішнього тиску в одинарних та здвоєних шинах відбувається збільшення коефіцієнта зчеплення $\varphi_{x\ max}$, а відповідно і стійкості вантажного автомобіля.

Однак слід мати на увазі, що зазначене збільшення $\varphi_{x\ max}$ може відбуватися за рахунок збільшення відношення $f/\varphi_{x\ max}$ при зниженні внутрішнього тиску повітря та збільшенні довжини плями контакту шини з дорогою. Це легко можна довести, перетворивши вираз (2.90) на вигляд

$$M_{k\ max} = R_z \left(1 + \frac{f}{\varphi_{x\ max}} \right) \varphi_{x\ max} \cdot r_{cn} \quad (3.3)$$

Таблиця 3.1 –Результати досліджень стійкості автомобіля

Конструкція колеса	Модель шини		Тиск в шині, МПа		Навантаження на шину, $R_{зк}$, кН		Вільний радіус $r_{св}$, мм		Висота протектора, мм		Mk_{max}	Стан поверхні	D_{max}	Φ_{max}	δ , %
	Зовнішнє колесо (ЗК)	Внутрішнє колесо (БК)	ЗК	БК	ЗК	БК	ЗК	БК	ЗК	БК					
1	2		4		5		6		7		8	9	10	11	12
Одинарне	Hankook 195/75R16C		0,40	4,500	0,343	10			765,70	вологе	0,496	0,518	4,23		
			0,35						824,60		0,534	0,558	4,30		
			0,30						859,94		0,557	0,592	4,30		
		0,40									765,70	сухе	0,496	0,518	4,25
		0,35									859,94		0,557	0,582	4,30
		0,30									907,06		0,588	0,613	4,08
		0,40									824,60	вологе	0,534	0,558	4,30
		0,35									859,94		0,557	0,582	4,30
		0,30									883,50		0,572	0,598	4,35
	Barum 195/75R16C		0,40	4,500	0,340	7			883,50	сухе	0,577	0,603	4,31		
			0,35						918,84		0,600	0,627	4,31		
			0,30						942,40		0,616	0,643	4,20		
		0,40									824,60	вологе	0,538	0,563	4,44
		0,35									853,50		0,577	0,603	4,31
		0,30									918,84		0,600	0,627	4,31
	Premiorri 195/75R16C		0,40	4500	0,334	2			647,90	сухе	0,431	0,442	2,49		
			0,35						706,80		0,470	0,482	2,49		
			0,30						730,36		0,486	0,498	2,41		
		0,40									706,80	вологе	0,470	0,482	2,49
		0,35									801,04		0,533	0,547	2,56
		0,30									824,60		0,549	0,563	2,49
	Hankook 195/75R16C		0,40	4500	0,345	10			706,80	сухе	0,455	0,475	4,21		
			0,35						742,14		0,478	0,499	4,21		
			0,30						812,82		0,523	0,547	4,55		
0,40										883,50	вологе	0,569	0,594	4,21	
0,35										907,06		0,584	0,620	4,26	
0,30										942,40		0,607	0,634	4,26	

Продовження таблиці 3.1

1	2		4		5		6		7		8	9	10	11	12
Одинарне	Barum 195/75R16C		0,40	4500	0,345	10	942,40	сухе	0,607	0,634	4,26		0,622	0,650	4,31
			0,35				965,96		0,645	0,673	4,16				
			0,30				1001,30		0,645	0,673	4,16				
			0,40				824,60		вологе	0,531	0,554			4,25	
			0,35				853,50			0,569	0,594			4,21	
			0,30				965,96			0,622	0,650			4,55	
	Premiorri 195/75R16C		0,40	4500	0,337	5	942,40	сухе	0,621	0,649	4,31		0,660	0,689	4,21
			0,35				1001,30		0,699	0,730	4,25				
			0,30				1000,20		0,699	0,730	4,25				
			0,40				883,50	вологе	0,583	0,608	4,29				
			0,35				942,40		0,621	0,649	4,31				
			0,30				965,96		0,637	0,665	4,21				
		0,40	4500	0,343	10	647,90	вологе з брудом	0,427	0,446	4,26		0,466	0,487	4,31	
		0,35				706,80		0,544	0,568	4,41					
		0,30				824,60		0,544	0,568	4,41					
		0,40	4500	0,343	10	824,60	сухе	0,534	0,568	5,99		0,572	0,608	5,92	
		0,35				883,50		0,588	0,624	5,77					
		0,30				907,60		0,588	0,624	5,77					
Здвоєне	Barum 195/75R16C	Barum 195/75R16C	0,40	0,40	2,050	2,275	0,337	0,337	5	5	942,40	сухе вологе вологе з брудом	0,646	0,675	4,30
			942,40	0,646	0,675	4,30									
			765,70	0,525	0,548	4,20									
			0,35	0,40	2,025	2,300	0,337	0,337	5	5	1060,20	сухе вологе вологе з брудом	0,727	0,759	4,22
			1060,20	0,727	0,759	4,22									
			824,60	0,566	0,591	4,23									
0,30	0,40	2,000	2,325	0,337	0,337	5	5	1060,20	сухе вологе вологе з брудом	0,727	0,759	4,22			
1119,10	0,768	0,861	4,12												
907,06	0,622	0,650	4,31												
Здвоєне	Premiorri 195/75R16C	Premiorri 195/75R16C	0,40	0,40	2,000	2,500	0,345	0,343	10	10	824,60	сухе вологе	0,533	0,556	4,14
			0,40	0,20	2,250	2,250					801,04		0,517	0,540	4,26

Також збільшення значення відношення $f/\varphi_{x\max}$ викликає зростання крутного моменту $M_{k\max}$. Зростання крутного моменту $M_{k\max}$ за зниження тиску в шинах не пов'язане зі збільшенням максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення $\varphi_{x\max}$, а відбувається завдяки зростанню коефіцієнта опору коченню f .

3.5 Методика та результати експериментальних досліджень стійкості автомобіля в залежності від бокового коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею

З метою проведення експериментальних досліджень стійкості автомобіля в залежності від бокового коефіцієнта зчеплення здвоєних коліс з опорною поверхнею розроблено пристрій, загальний вигляд і конструкцію якого наведено на рис. 3.5. До складу пристрою входить вісь 1, фланець 2 з отворами 3 для кріплення маточини колеса за допомогою болтів. На вісі 1 розміщується втулка 4 з можливістю осевого зміщення по вісі 1. Втулка 4 виконана за одно з фланцем 5 з отворами 6, що мають ідентичну конструкцію з посадковим отвором 3 фланця 2. За допомогою вушок 7 виконаних на втулці 4 з'єднується скоба 8. В центральній частині скоби 8 виконано отвір з різьбою 9, що з'єднується з стержнем 10. Стержень через шарову опору 12, динамометр 13 та реєструючий індикатор 14 спирається на вісь 1. Для фіксації зміщення колеса на його дискові розміщено годинниковий індикатор 15.

Для проведення досліджень обиралися шини з різним ступенем зносу протектора, та різним зовнішнім діаметром колеса. Для досліджень використовувалися шини Hankook 195/75R16C, Barum 195/75R16C, Premiorri 195/75R16C, що застосовуються на вантажних автомобілях Renault Master 165.

Методика вимірювання зовнішнього діаметра аналогічна з попередньо проведеними дослідженнями.

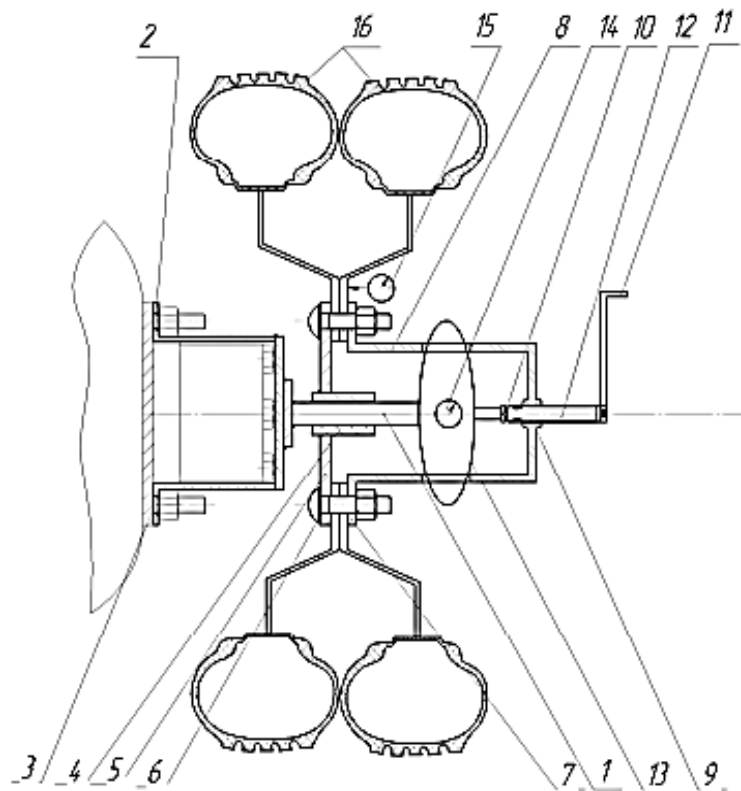


Рисунок 3.5 – Пристрій для визначення бічного коефіцієнта зчеплення шин із опорною поверхнею

1 – вісь; 2 – фланець ; 3 – отвори під маточину; 4 – втулка; 5 – фланець; 6 – отвори; 7 – вушка; 8 – скоба; 9 - різьбовий отвір; 10 – стрижень; 11 –рукоятка; 12 – шарова опора; 13 – динамометр; 14 – реєстраційний індикатор; 15 - індикатор фіксації переміщення коліс; 16 – опорні колеса.

Встановлюємо дослідні шини з тиском 0,4 МПа. Контроль тиску виконуємо за допомогою манометра з ціною поділки 0,005 МПа. Дослідження починали з визначення навантаження в точці контакту шини з опорною поверхнею за допомогою клавішного стенда рис. 3.3. Результати вимірювань наведено в таблиці 3.2.

Перед початком досліджень розблоковуємо опорні колеса (вимикаємо стоянкові гальма) після чого блокуємо всі колеса автомобіля, крім досліджуваного з використанням протидкотних упорів. Після чого встановлюємо пристрій визначення бокового коефіцієнта зчеплення шин автомобільних коліс з опорною поверхнею (рис. 3.6).



Рисунок 3.6 – Дослідження бічного коефіцієнта зчеплення шин із опорною поверхнею

За допомогою домкрату вивішуємо ведучий міст і знімаємо колесо. На болти маточини встановлюємо фланцем 2 з віссю 1 пристрою (рис. 3.5) надійно закріпивши штатними гайками. Після чого встановлюємо на фланець 5 зняте колесо 16 та встановлюють його разом з втулкою 4 на вісь 1. Скобу 8 з встановленим в різьбовому отворі 9 стрижнем 10, рукояткою 11, шаровою опорою реєструючим індикатором 14 приєднують до вушок 7 втулки 4. Після чого проводимо опускання колеса за допомогою домкрату на опорну поверхню. За допомогою рукоятки 11, виставляємо на нульові позначки індикатор 14, та індикатор годинного типу 15.

Обертаючи різьбовий стержень 10 за допомогою рукоятки 11 відбувається натискання шарової опори 12 на пружинний динамометр 13 скоба 8 зміщує втулку 4 по вісі 1. За такої умови виникає бічна сила F , яка призводить до деформації опорного колеса 16 в поперечному перерізі. За допомогою індикаторів 14 і 15 відбувається реєстрація бокового зміщення колеса L . Дослідження проводяться до початку ковзання шини. Після чого повторюємо дослід при тискові в шинах 0,35 МПа та 0,30 МПа. З обов'язковим контролем

навантаження на клавiшному динамометрi. Данi дослiджень заносимо до таблицi 3.2.

Наступним етапом виконаємо дослiдження з рiзних тиском у здвоєних шинах. У внутрiшнiй шинi встановлюємо тиск 0,4 МПа а у зовнiшнiй 0,35 МПа. Пiсля цього зовнiшне залишаємо постійним внутрiшнє знижуємо до 0,3 МПа.

Поступово збiльшуючи значення бiчної сили P_y , визначаємо бiчне змiщення U колеса. За умови досягнення граничного значення бiчної реакцiї $R_{y\max}$ виникає бiчне ковзання шин у точцi контакту колеса з опорною поверхнею. Тодi бiчна сила становитиме:

$$P_y = P_{y\max} = R_{y\max}. \quad (3.4)$$

Максимальне значення бiчного коефiцiєнта зчеплення може бути визначено за такою формулою:

$$\varphi_{y\max} = \frac{P_{y\max}}{R_{zK}}, \quad (3.5)$$

де R_{zK} – нормальна реакцiя опорної поверхнi на шини здвоєного колеса.

Результати розрахунковi $\varphi_{y\max}$ отриманi за формулою (3.5) наведено в таблицi 3.2.

За результатами проведених розрахункiв табл. 3.2 побудовано графiчнi залежностi бiчного змiщення U здвоєних колiс вiд бiчної сили P_y , якi представленi на рис. 3.7 – 3.11 (додаток В).

Таблиця 3.2– Результати дослідження стійкості автомобіля через боковий коефіцієнт зчеплення ϕ_{\max} коліс

Модель шини		Внутрішній тиск повітря в шині, МПа		Нормальне навантаження шини, R_{ZK} , кН		Максимальна бокова сила $P_{y\max}$, кН	Максимальний боковий коефіцієнт зчеплення $\phi_{y\max}$
Внутрішнього колеса	Зовнішнього колеса	Внутрішнього колеса	Зовнішнього колеса	Внутрішнього колеса R_{ZKB} , кН	Зовнішнього колеса R_{ZK3} , кН		
Premiorri 195/75R16C	Premiorri 195/75R16C	0,40	0,40	2,50	2,50	2,15	0,430
		0,40	0,35	2,45	2,55	1,86	0,372
		0,40	0,30	2,40	2,60	2,00	0,400
Barum 195/75R16C	Barum 195/75R16C	0,40	0,40	2,65	2,25	2,61	0,533
		0,35	0,35	2,65	2,25	2,90	0,592
		0,30	0,30	2,65	2,25	2,23	0,455
Hankook 195/75R16C	Hankook 195/75R16C	0,40	0,40	2,45	2,45	1,90	0,404
		0,35	0,35	2,45	2,40	2,08	0,429
		0,30	0,30	2,45	2,40	1,78	0,367
Barum 195/75R16C	Hankook 195/75R16C	0,40	0,40	2,5	2,5	2,15	0,430
		0,35	0,35	2,5	2,5	2,35	0,470
		0,30	0,30	2,5	2,5	2,10	0,420
Barum 195/75R16C	Premiorri 195/75R16C	0,40	0,40	2,30	2,50	2,50	0,521
		0,35	0,35	2,30	2,50	2,15	0,448
		0,30	0,30	2,30	2,50	2,11	0,440

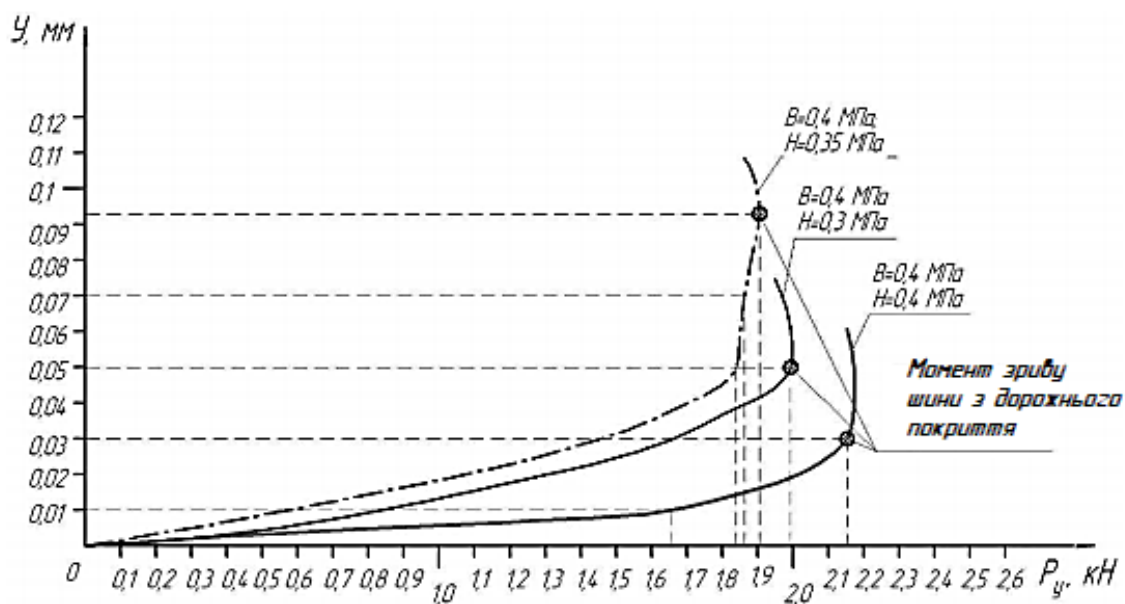


Рисунок 3.7 – Залежність $Y(P_y)$ для шин Premiorri 195/75R16C на внутрішньому та зовнішньому колесах при різних значеннях внутрішнього тиску

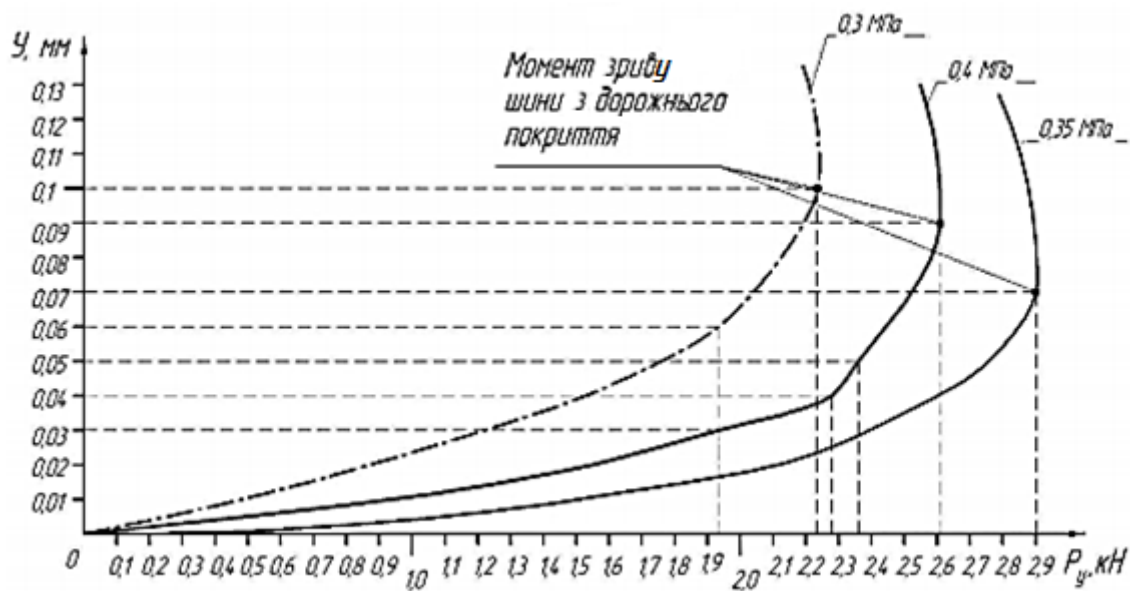


Рисунок 3.8 – Залежність $Y(P_y)$ для шини Varum 195/75R16C на внутрішньому та зовнішньому колесах за різних значеннях внутрішнього тиску повітря.

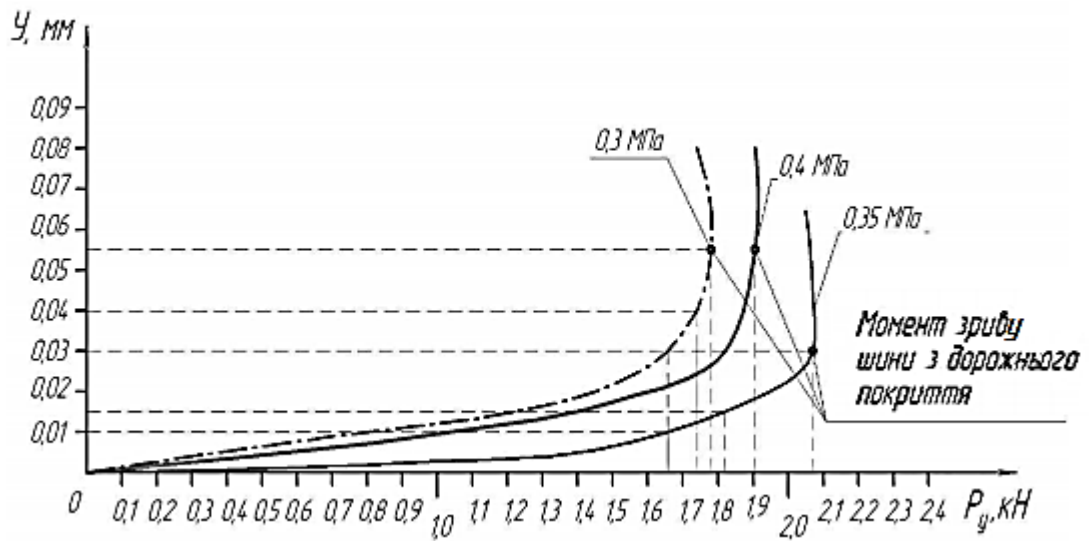


Рисунок 3.9 – Залежності $Y(P_y)$ для шини Hankook 195/75R16C на внутрішньому та зовнішньому колесі при різних значеннях внутрішнього тиску повітря

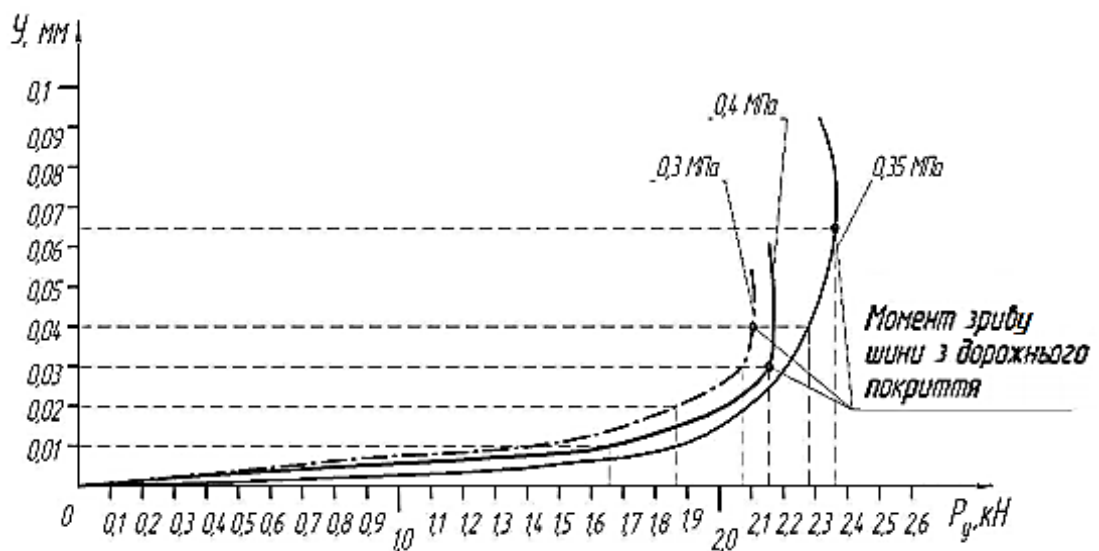


Рисунок 3.10 – Залежність $Y(P_y)$ для шини Hankook 195/75R16C на зовнішньому та Barm 195/75R16C на внутрішньому колесах при різних значеннях внутрішнього тиску в них.

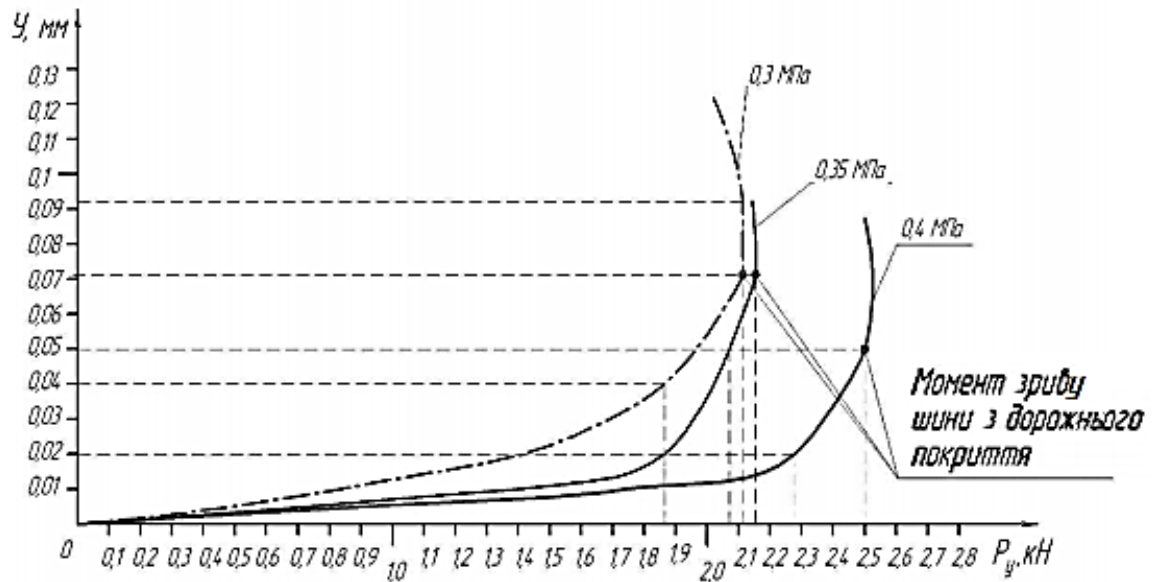


Рисунок 3.11 – Залежність $Y(P_y)$ для шини Premiorri 195/75R16C на внутрішньому та шини Varum 195/75R16C на зовнішньому колесі при різних значеннях внутрішнього тиску повітря

Максимальне значення бокового коефіцієнта зчеплення колеса зі здвоєними шинами Premiorri 195/75R16C в залежності від внутрішнього тиску (тиск в обох шинах однаковий) наведено на рис. 3.12. Максимальне зчеплення спостерігається за тиску в шинах $P_{uw} = 0,35$ МПа. Однак при збереженні тиску повітря в шині внутрішнього колеса $P_{uw}=0,4$ МПа і зменшенні тиску повітря в зовнішній шині від $P_{uz}=0,4$ МПа до $P_{uz}=0,3$ МПа спостерігається на початку зменшення $\varphi_{y\max}$ а потім збільшення (рис 3.13). Мінімальне значення $\varphi_{y\max}$ у разі реалізується при тиску повітря у зовнішній шині, рівному $P_{uz}=0,35$ МПа. Якщо використовувати коефіцієнт g_{z1} розподілу нормального навантаження на внутрішнє колесо [33] то найбільше значення бічного коефіцієнта зчеплення $\varphi_{y\max}$ реалізується при $g_{z1} = 0,5$ (рис. 3.13). Отже отримані результати підтверджують достовірність теоретичних досліджень розглянутих в попередньому розділі.

Залежність максимального бокового зчеплення $\varphi_{y\max}$ від навантаження на шини (P_w) за різного поєднання моделей шин на зовнішньому та внутрішньому колесах представлено на рисунку 3.14.

З графіків видно, що найкраща стійкість вантажного автомобіля відносно опорної поверхні досягається при однаковому тиску повітря в обох шинах, що становить $P_{ш} = 0,35$ МПа.

Також аналізуючи графічну залежність можна зробити висновок що за умови зношення протектора шини Varum 195/75R16С (зношена) збільшення внутрішнього тиску від $P_{шн} = 0,3$ МПа до $P_{шн} = 0,4$ МПа дозволяє підвищити коефіцієнт зчеплення шин φ_{ymax} від 0,45 до 0,53, що становить 19%

$$g_{z1} = \frac{R_{ZKB}}{R_{ZKB} + R_{ZK3}} \quad (3.6)$$

де R_{ZKB} ; R_{ZK3} – нормальні реакції дороги на внутрішньому та зовнішньому колесах, відповідно.

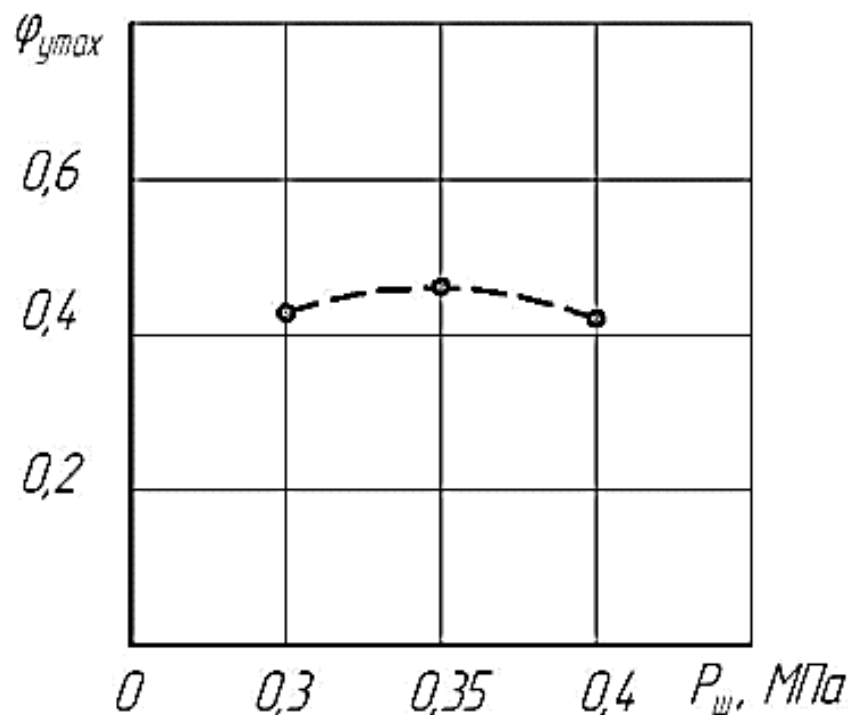


Рисунок 3.12 – Залежність $\varphi_{ymax}(P_{ш})$ для шин Premiorri 195/75R16С на внутрішньому та зовнішньому колесах (тиск у шинах однаковий).

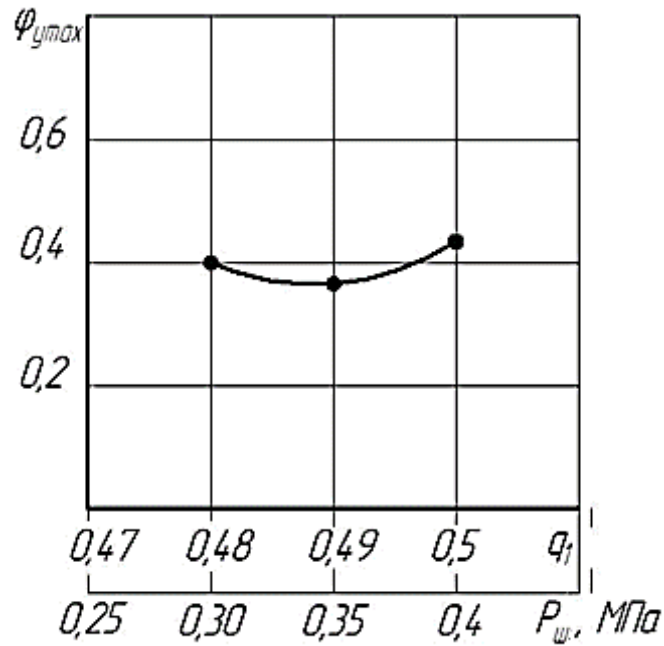


Рисунок 3.13 – Залежність $\varphi_{y\max}(g_{z1})$ для шин Premiorri 195/75R16C на внутрішньому та зовнішньому колесах при зміні внутрішнього тиску повітря P_{uz} у шині зовнішнього колеса в межах [0,30 МПа; 0,40 МПа]. Тиск у шині внутрішнього колеса $P_{ue} = 0,4$ МПа.

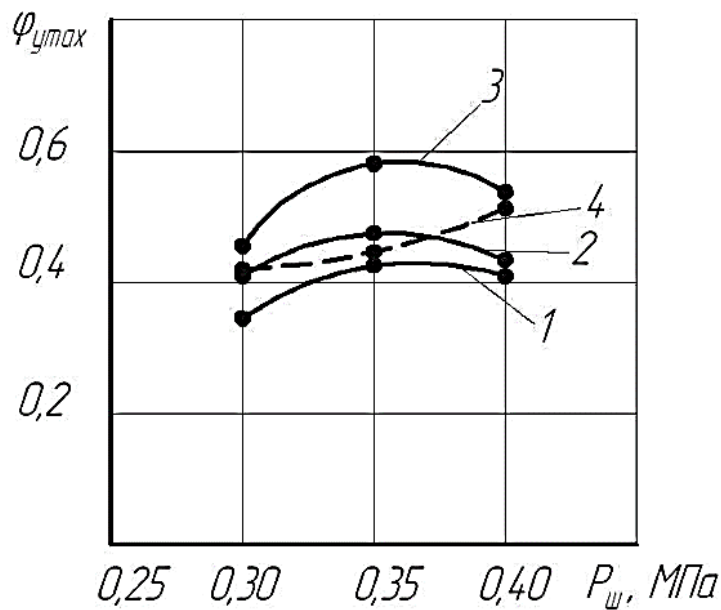


Рисунок 3.14 – Залежність $\varphi_{y\max}(P_w)$ за однакових значень внутрішнього тиску в них:

- 1 – Hankook 195/75R16C / Hankook 195/75R16C; 2 – Barum 195/75R16C/ Barum 195/75R16C; 3 – Hankook 195/75R16C/ Barum 195/75R16C; 4 – Premiorri 195/75R16C/ шини Barum 195/75R16C (зношена).

3.6 Висновки

1. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що оцінка зчеплення коліс з опорною поверхнею за критерієм максимального динамічного параметра контакту D_{max} замість максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{xmax} несуттєво впливає на точність розрахунків. Максимальна відносна похибка між D_{max} і φ_{xmax} не перевищує 6%.

2. Результати проведених експериментальних досліджень підтвердили раніше отримані теоретичні результати щодо збільшення моменту $M_{k\ max}$ при зниженні внутрішнього тиску повітря в шинах. Зазначене збільшення $M_{k\ max}$ обумовлено збільшенням коефіцієнта опору коченню колеса зі збільшенням площі плями контакту з допомогою зниження радіальної жорсткості шини.

3. Запропоновані методики дозволяють визначити максимальне значення поздовжнього та бічного коефіцієнта зчеплення коліс із опорною поверхнею, що впливає на забезпечення стійкості вантажного автомобіля.

4. Для розглянутих варіантів шин здвоєних коліс визначено, що найбільше значення максимального бічного коефіцієнта зчеплення φ_{ymax} колеса з дорогою реалізується при внутрішньому тиску повітря, що становить $P_{ин} = 0,35$ МПа. За умови зношення протектора шини *Barum 195/75R16C* збільшення внутрішнього тиску від $P_{ин} = 0,3$ МПа до $P_{ин} = 0,4$ МПа дозволяє підвищити коефіцієнт зчеплення шин φ_{ymax} від 0,45 до 0,53, що становить 19%, що необхідно враховувати при оцінці стійкості руху автомобілів.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Вимоги з охорони праці під час експлуатації вантажних автомобілів

Дані вимоги розроблено з врахуванням законів та положень України з забезпечення охорони праці на виробничих місцях [33-37]

4.1.1 Загальні положення

1. До керування вантажними автомобілями допускаються особи, які пройшли навчання та отримали професійні навички і водійське посвідчення категорії С, не мають медичних протипоказань

1. Водій повинен:

- а) знати і неухильно виконувати вимоги правил дорожнього руху;
- б) не створювати небезпечні дії в дорожньому русі його учасникам;
- в) мати при собі всі необхідні дозвільні та супровідні документи за потреби працівника поліції передати їх для перевірки;
- д) не допускати керування вантажним автомобілем у хворобливому стані та стані алкогольного чи наркотичного сп'яніння;
- е) виконати перевірити перед початком робочої зміни та в процесі експлуатації технічний стан автомобіля;
- ж) своєчасно проходити перевірки державного технічного огляду;
- з) користуватися засобами пасивної безпеки (ременями);
- і) надавати пріоритет в дорозі транспортним засобам з спец сигналами або ввімкненими синім або червоним проблісковими маячками;
- к) надавати пріоритет пішоходам, що рухаються по пішохідному переході.
- л) вживати заходів щодо збереження чистоти автомобільних доріг, вулиць, залізничних переїздів та смуги відчуження, у тому числі з боку пасажирів;

м) надавати вантажний автомобіль працівникам поліції для транспортування постраждалих до медичного закладу або евакуації транспортних засобів до штраф площадки;

н) надавати вантажний автомобіль робітникам поліції для виконання службових обов'язків.

2. Водій має право знати причину зупинки його працівниками поліції та огляду документів і вантажного автомобіля;

3. До основних шкідливих виробничих факторів при експлуатації вантажного автомобіля належать:

- термічні опіки при обслуговування системи охолодження ДВЗ;
- підвищені показники рівня вібрацій та шумів;
- перегріву тіла в теплу пору року та протяги, підвищена запиленість при перевезенні вантажів по польовим дорогам;
- наявність відпрацьованих газів в робочій зоні водія за не справних системи ДВЗ.

4.1.2 Вимоги безпеки перед початком роботи вантажного автомобіля

1. Перед виїздом за листом-маршруту медпрацівник повинен провести огляд водія та надати допуск до виконання роботи.

2. Перед початком виїзду вантажного автомобіля на маршрут виконується перевірка його технічного стану, велика увага приділяється гальмам, рульовому керуванню, запірним елементам кузова, приладам сигналізації та освітлення, склоомивачу та очиснику, налаштуванню дзеркал на відсутність витоків експлуатаційних рідин;

б) наявність вогнегасника, медичної аптечки та інструменту.

3. При виявленні технічної несправності, за відсутності змоги її усунути на місці повідомити про це головного інженера.

4. Категорично забороняється виїжджати на вантажному автомобілі з виявленими відхиленнями в його роботі, кріпленні вантажу, які наражають на небезпеку водія та інших часників руху.

5. Запуск двигуна за допомогою стартера виконувати пересвідчившись в тому, що важіль перемикачів передач знаходиться в нейтральному положенні.

6. В випадку запуску двигуна пусковим важелем необхідно дотримуватися таких правил:

а) обертати ручку пускового важеля тільки з низу в гору:

б) утримувати ручку пускового важеля без обхвату тобто не відокремлювати великий;

в) не використовувати для полегшення обертання важеля допоміжних засобів (подовжувачі, електроприводи)

7. Заправка автомобіля здійснюється тільки за вимкненого ДВЗ.

8. Не перевищувати швидкість руху: 10 км/год на території господарства і 5 км/год в закритих приміщеннях.

9. Перед виїздом перевірити надійність кріплення та рівномірність розміщення вантажу.

4.1.3 Вимоги безпеки під час виконання вантажних перевезень

1. Дотримуватися правил дорожнього руху та не ухильно їх виконувати.

2. Розпочинати рух переконавшись, що це буде безпечно для всіх учасників, попередити інших учасників про початок руху включенням попереджувального сигналу повороту.

3. Розпочинати рух в зворотному напрямку з подачі попереджувального сигналу та переконавшись, що відсутні перешкоди та пішоходи. За потреби звернутися за допомогою до учасників дорожнього руху.

4. Вибирати швидкісний режим, який дозволить вчасно зреагувати на небезпеку на дорозі та вчасно зупинити чи виконати маневр автомобілем з вантажем без втрати його стійкості.

5. Обов'язково використовувати противіткотні упори при стоянці на схилах.

6. Завантажувальні чи розвантажувальні роботи виконувати за умови справних стоянкових гальм.

7. Перевезення сипких матеріалів дозволяється тільки за умови їх накриття захисним брезентом.

8. Корпусні вантажі повинні надійно бути зафіксовані на вантажній платформі з використанням мотузок, ременів. Категорично заборонено використовувати для кріплення металеві троси та дріт.

9. Виключити можливість переміщення вантажу під час перевезення шляхом заповнення зазорів між ящиками чи іншою корпусною тарою наповнювачами (картон, деревина, пінопласт та ін.).

10. Забороняється:

- перевезення вантажу, що виступають за боковий габарит автомобіля більш ніж на 40 см;
- блокування вантажем дверей кабіни водія;
- завантаження напівпричепа виконується з передньої частини, розвантаження навпаки;

11. Категорично заборонено різке гальмування при перевезенні рідин чи корпусних вантажів.

12. Маневрування на автомобілі виконується з урахуванням зміщення центра ваги за рахунок вантажу.

13. Бути уважним та враховувати висоту прогінної частини мостів тунелів, воріт, дерев та ін.

14. Категорично заборонено відпочивати чи спати в кабіні з включеним ДВЗ.

15. Перевезення пасажирів в кузові дозволяється в випадку супроводження вантажу з метою розвантаження та завантаження його за умови забезпечення місцями для сидіння.

16. Заборонено перевезення пасажирів на підніжках автомобіля.

17. Розміщений вантаж не повинен обмежувати оглядовість, порушувати стійкість автомобіля, закривати світлові та сигнальні прилади, номерні знаки.

18. Водій повинен неухильно дотримуватися режиму праці та відпочинку.

19. Категорично заборонено виїжджати на маршрут водієві за хворобливого чи втомленого стану, що негативно впливає на безпеку дорожнього руху.

20. Буксирування автомобіля виконується за швидкості, що не перевищує 50 км/год з використанням жорсткого зчеплення.

4.1.4 Вимоги безпеки після закінчення транспортних робіт

1. Завершивши роботу виконуємо перевірку технічного стану автомобіля за потреби складаємо заявку на виконання ремонтних робіт. Виконуємо мийку автомобіля та постановку автомобіля на стоянку.

2. В холодну пору доби виконуємо злиття води з системи охолодження.

3. Категорично забороняється залишатися на ніч в кабіні.

4. По завершенню роботи передати забруднений одяг на прання.

5. Прийняти душ.

4.1.5 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях.

1. В випадку дорожньо-транспортної пригоди, водій зобов'язаний:

- негайно припинити рух автмобіля;

- за потреби надати першу медичну допомогу викликати швидку, за потреби направити потерпілого попутним транспортом чи відвести своїм автомобілем до найближчого лікувального закладу. Залишити свої дані, та повернутися до місця ДТП;

- повідомити про пригоду в поліцію та дочекатися її прибуття записавши контактні дані свідків;

- звільнити місце пригоди за умови що рух неможливий попередньо склавши карту ДТП.

4.2 Висновки

Розроблені вимоги з охорони праці під час експлуатації вантажних автомобілів дозволять зменшити травматизм при виконанні транспортних перевезень та підвищать рівень працездатності персоналу.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ

Економічний ефект від розробленої методики визначення максимального зчеплення колеса з опорною поверхнею і відповідно забезпечення стійкості вантажного автомобіля визначимо згідно розроблених загальноприйнятих методик [38-39]. Використання запропонованої методики дозволить досить точно встановлювати максимальне значення зчеплення коліс та вчасно виконувати їх заміну для забезпечення запобігання аварійних ситуацій на дорозі та економії палива за рахунок зменшення буксування коліс вантажних автомобілів. Ефективність визначимо порівнянням експлуатації вантажного автомобіля Renault Master 165+шини Barum 195/75R16C з максимальним коефіцієнтом зчеплення 0,4 (базовий варіант) та з шинами Barum 195/75R16C з максимальним коефіцієнтом зчеплення 0,58 (проектний варіант). Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності базового і проектного варіантів наведено в табл. 5.1..

Таблиця 5.1 – Вихідні дані базового і проектного варіантів

Показники	Базовий	Проектний
1	2	3
Вантажний автомобіль	Renault Master 165+шини Barum 195/75R16C (зношена)	Renault Master 165+шини Barum 195/75R16C (нова шина)
Коефіцієнт зчеплення	0,4	0,58
Річний пробіг, км/рік	60000	60000

Продовження табл. 5.1

1	2	3
Балансова вартість машини, грн	1270000	1296000
Максимальна швидкість, км/год	100	100
Середні витрати палива (дизеля), л/100 км	9,7	8,5
Вартість пального (дизеля), грн/л	49	49
Годинна тарифна ставка, грн	110,5	110,5
Кількість працівників що обслуговують машину, люд	1	1
Кількість днів роботи автомобіля в рік, днів	242	242
Тривалість зміни, год	8	8

Розрахунок доцільно починати з визначення вартості матеріальних, енергетичних і трудових ресурсів тобто вартості базових і проектних експлуатаційних витрат [38-39].

Річні експлуатаційні витрати на експлуатацію вантажного автомобіля:

$$B_{\text{екс}} = B_{\text{оп}} + A + T + B_{\text{рес}} + IB, \quad (5.1)$$

де: $B_{\text{оп}}$ – витрати на заробітну плату, грн;

A – амортизаційні відрахування, грн;

T – відрахування на проведення поточних ремонтів і технічних оглядів, грн;

$B_{\text{рес}}$ – вартість енергоресурсів спожитих за рік, грн;

IB – інші витрати, грн.

Витрати на заробітну плату:

$$B_{on} = Z + H_z, \quad (5.2)$$

де: Z – загальний фонд заробітної плати, грн. (за рік);

H_z - нарахування на фонд робітної плати, грн., 22% де $H_z = 0,22 \cdot Z$.

Фонд заробітної плати :

$$Z = N_n \cdot t_{доб} \cdot D \cdot C_{год}, \quad (5.3)$$

де: N_n – кількість працівників, які керують автомобілем, чол.;

$t_{доб}$ – тривалість зміни, год.;

D – кількість робочих днів автомобіля в рік, днів;

$C_{год}$ – годинна тарифна ставка, грн.

Базовий:

$$Z = 1 \cdot 8 \cdot 242 \cdot 110,5 = 213928 \text{ грн,}$$

Проектний:

$$Z = 1 \cdot 8 \cdot 242 \cdot 110,5 = 213928 \text{ грн.}$$

Базовий:

$$H_z = 0,22 \cdot 213928 = 47064,16 \text{ грн,}$$

Проектний:

$$H_z = 0,22 \cdot 213928 = 47064,16 \text{ грн.}$$

Базовий:

$$B_{on} = 213928 + 47064,16 = 260992,16 \text{ грн,}$$

Проектний:

$$B_{on} = 213928 + 47064,16 = 260992,16 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування на експлуатацію вантажного автомобіля:

$$A = \frac{B_m \cdot \alpha \cdot t_{\text{доб}} \cdot D}{100 \cdot D \cdot Z \cdot t_{\text{доб}}} \quad (5.4)$$

де: B_m - балансова вартість вантажного автомобіля, грн;
 α – відсоток річного відрахування, приймаємо 15 %;
 Z – кількість змін за добу, змін/добу;

Базовий:

$$A = \frac{1270000 \cdot 15 \cdot 8 \cdot 242}{100 \cdot 242 \cdot 8 \cdot 1} = 190500 \text{ грн,}$$

Проектний:

$$A = \frac{1296000 \cdot 15 \cdot 8 \cdot 242}{100 \cdot 242 \cdot 8 \cdot 1} = 194400 \text{ грн.}$$

Відрахування на поточний ремонт і техогляди технічного засобу:

$$T = \frac{B_m \cdot b \cdot t_{\text{доб}} \cdot D}{100 \cdot D \cdot Z \cdot t} \quad (5.5)$$

де: b - річна норма відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування, % приймаємо $b=10\%$.

Базовий:

$$T = \frac{1270000 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 242}{100 \cdot 242 \cdot 8 \cdot 1} = 127000 \text{ грн,}$$

Проектний:

$$T = \frac{1296000 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 242}{100 \cdot 242 \cdot 8 \cdot 1} = 129600 \text{ грн.}$$

Вартість енергоресурсів спожитих за рік:

$$B_{pec} = B_{пмм}, \quad (5.6)$$

де $B_{пмм}$ – витрати на паливо за рік, грн.;

$$B_{пмм} = Z_{пмм} \cdot Ц_{пмм} \cdot П_p / 100, \quad (5.7)$$

де $Z_{пмм}$ – витрати палива (дизеля) на 100 км, л;

$Ц_{пмм}$ – вартість пального (дизеля), грн/л.

$П_p$ – річний пробіг, км/рік.

Базовий:

$$B_{пмм} = 9,7 \cdot 49 \cdot 60000 / 100 = 285180 \text{ грн},$$

Проектний:

$$B_{пмм} = 8,5 \cdot 49 \cdot 60000 / 100 = 249900 \text{ грн}.$$

Тоді вартість, спожитих на протязі року, енергоресурсів становитиме,

Базовий:

$$B_{pec} = B_{пмм} = 285180 \text{ грн},$$

Проектний:

$$B_{pec} = B_{пмм} = 249900 \text{ грн}.$$

Вартість інших витрат, які складають 5% від загальної суми експлуатаційних витрат:

$$IB = \frac{B_{on} + A + T + B_{pec}}{100} \cdot 5, \quad (5.8)$$

Базовий:

$$IB = \frac{260992,16 + 190500 + 127000 + 285180}{100} \cdot 5 = 43183,608 \text{ грн.}$$

Проектний:

$$IB = \frac{260992,16 + 194400 + 129600 + 249900}{100} \cdot 5 = 41744,6 \text{ грн.}$$

Провівши розрахунки складових формули 5.1 визначимо річні експлуатаційні витрати,

Базовий:

$$B_{екс}^B = 260992,16 + 190500 + 127000 + 285180 + 43183,608 = 906855,76 \text{ грн}$$

Проектний:

$$B_{екс}^П = 260992,16 + 194400 + 129600 + 249900 + 41744,6 = 876636,76 \text{ грн}$$

Термін окупності проекту:

$$T_o = \frac{B_{екс}^П - B_{екс}^B}{E_p}, \quad (5.9)$$

де: E_p - річний економічний ефект, грн.

Річний економічний ефект визначимо за формулою:

$$E_p = B_{екс}^B - B_{екс}^П = 906855,76 - 876636,76 = 30219 \text{ грн.} \quad (5.10)$$

Тоді термін окупності становитиме $T_o = \frac{1296000 - 1270000}{30219} = 0,86$ року

Економічні показники ефективності використання запропонованої методики визначення максимального коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею наведено в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Економічні показники проекту

Показник	Варіанти		Проектний варіант в грн(+/-) до базового
	Базовий	Проектний	
Вантажний автомобіль	Renault Master 165+шини Barum 195/75R16C (частково зношена)	Renault Master 165+шини Barum 195/75R16C (нова шина)	-
Коефіцієнт зчеплення	0,4	0,58	0,18
Річний пробіг, км/рік	60000	60000	-
Балансова вартість машини, грн	1270000	1296000	26000
Середні витрати палива (дизеля), л/100 км	9,7	8,5	-1,2
Річні експлуатаційні витрати – всього, грн.	906855,76	876636,76	-30219
У тому числі:			
заробітна плата, грн	260992,16	260992,16	-
амортизаційні відрахування, грн	190500	194400	3900
відрахування на поточний ремонт і техогляди автомобіля, грн	127000	129600	2600
вартість енергоресурсів спожитих за рік , грн	285180	249900	-35280
інші витрати, грн	43183,6	41744,6	-1439
Річний економічний ефект, грн.	30219		
Термін окупності, років	0,86		

Висновки:

В даному розділі було проведено економічне обґрунтування запропонованої методики визначення максимального коефіцієнта зчеплення опорних коліс та стійкості вантажного автомобіля. Запропонована методика дозволила зменшити витрату палива при виконанні вантажних перевезень за рахунок зменшення буксувань, які виникають по мірі зносу шин опорних коліс вантажного автомобіля. Річний економічний ефект від застосування методики склав 30219 грн. при пробігові вантажного автомобіля 60000 км, а термін окупності 0,86 року.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. За результатами проведеного аналізу встановлено що у відомій літературі відсутні існуючі математичні моделі, що дозволяють оцінити величини поздовжнього φ_x та бічного φ_y коефіцієнтів зчеплення залежно від відносного буксування коліс з урахуванням конструктивних параметрів, технічного стану шин та впливу експлуатаційних факторів. Малодослідженим залишається питання оцінки впливу нерівномірності навантаження шин нормальним навантаженням на максимальні величини поздовжнього φ_{xmax} і бокового φ_{ymax} коефіцієнтів зчеплення. Для вирішення даних питань запропоновано методіку оцінки максимального коефіцієнта зчеплення коліс вантажного автомобіля з опорною поверхнею.

2. За результатами теоретичних досліджень:

- отримано математичну модель визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x , встановлено його критичне максимальне значення $\varphi_{x \max}$. Встановлено залежності $\varphi_{x \max}$ від коефіцієнта тертя матеріалу шини про опорній поверхні, а також від кута α , що характеризує радіальну деформацію шини;

- отримані залежності розрахунку $\varphi_{x \max}$ дозволяють визначити φ_x - S_x діаграми, що характеризують зчеплення колеса автомобіля з твердою опорною поверхнею; отримані результати можуть бути корисними при проектуванні протибуксувальних пристроїв вантажних автомобілів.

- отримано математичну модель визначення коефіцієнта зчеплення нерухомих здвоєних коліс вантажного автомобіля з опорною поверхнею. За результатами досліджень встановлено, що значення максимального бічного коефіцієнта зчеплення нерухомих здвоєних коліс автомобіля з дорогою може бути реалізований за нормального сумарного навантаження, що припадає на внутрішнє колесо, що дорівнює $gz = 0,5$.

- запропоновано узагальнений критерій оцінки зчеплення коліс з опорною поверхнею (дорогою) – динамічний параметр D контакту колеса з опорною поверхнею (дорогою).

3. За результатами експериментальних досліджень:

- встановлено, що оцінка зчеплення коліс з опорною поверхнею за критерієм максимального динамічного параметра контакту D_{max} замість максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{xmax} несуттєво впливає на точність розрахунків. Максимальна відносна похибка між D_{max} і φ_{xmax} не перевищує 6%.

- підтверджено раніше отримані теоретичні результати щодо збільшення моменту M_{kmax} при зниженні внутрішнього тиску повітря в шинах.

- запропоновані методики дозволяють визначити максимальне значення поздовжнього та бічного коефіцієнта зчеплення коліс із опорною поверхнею, що впливає на забезпечення стійкості вантажного автомобіля.

- Для розглянутих варіантів шин здвоєних коліс визначено, що найбільше значення максимального бічного коефіцієнта зчеплення φ_{ymax} колеса з дорогою реалізується при внутрішньому тиску повітря, що становить $P_{ин} = 0,35$ МПа. За умови зношення протектора шини *Varum 195/75R16C* збільшення внутрішнього тиску від $P_{ин} = 0,3$ МПа до $P_{ин} = 0,4$ МПа дозволяє підвищити коефіцієнт зчеплення шин φ_{ymax} від 0,45 до 0,53, що становить 19%, що необхідно враховувати при оцінці стійкості автомобілів на дорозі.

4. Розроблені вимоги з охорони праці під час експлуатації вантажних автомобілів дозволяють зменшити травматизм при виконанні транспортних перевезень та підвищують рівень працездатності персоналу.

5. Запропонована методика дозволила зменшити витрату палива при виконанні вантажних перевезень за рахунок зменшення буксування, які виникають по мірі зносу шин опорних коліс вантажного автомобіля. Річний економічний ефект від застосування методики склав 30219 грн. при пробігові вантажного автомобіля 60000 км, а термін окупності 0,86 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лебедєв А. Т. Трактори та автомобілі. Шасі. К.: Вища освіта, 2004. Ч.3. 336 с.
2. Шкарівський Г.В. Основи теорії мобільних машин: Навчальний посібник. К.: ФОП Ямчинський О.М., 2019. 723 с.
3. Бухин Б. Л. Введение в механику пневматических шин / Б. Л. Бухин. – М.: Химия, 1988. – 224 с.
4. Янхай Сю Поліпшення потужності нормальної сили шини за допомогою системи змінної жорсткості та амортизації підвіски / Янхай Сю, Мехді Ахмадіан // Журнал террамеханіки, 2013. С. 121–132
5. Про моделювання авіаційної шини / Конго Конде, І. Росу, Ф. Лебон, О. Брадо, Б. Девеса. // Аерокосмічна наука і техніка. 27, Конго Конде 2013. С. 67–75.
6. Кондрикова А.А. Моделювання контактної взаємодії пневматичних шин з дорогою з урахуванням геометричної та фізичної нелінійності їх деформування / А.А. Кондрикова, О.О. Ларін // Вісник НТУ «ХПИ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2011. – № 52. – С. 94-101.
7. Ларін О.О. Розробка багатоплощинної 3Д комп'ютерної моделі пневматичної шини з урахуванням ортотропії її механічних властивостей / О.О. Ларін, Ю.В. Арефін, О.І. Субочев, О.М. Ларін // Вісник Севастопольського національного технічного університету, Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь: СевНТУ, 2011.–Но 121.– С. 102-105
8. Clark S.K. The pneumatic tire / Clark S.K. – National Highway Traffic Safety Administration. USA Dep. Of Transportation, 2006. –707 p.
9. Kamm W. Kraftwagen und Stkabe in ihrer Wechsel wirpfung (Motor vehicle and Road in their Internation); VDI – Verlag, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934
10. Бережний І. А. Про застосування функції навантаження в деяких завдання руху екіпажу / І. А. Бережний // Механіка твердого тіла. Інженерний журнал. - 1967. - № 5. - С. 47-49.

11. Івлєв Д. Д Теорія ідеальної пластичності / Д. Д. Івлєв. - М.: Наука, 1966. - 232 с.
12. Подригало М. А. Рух заблокованого колеса автомобіля при дії бічної сили з урахуванням анізотропних властивостей шини / М. А. Подригало, В. В. Редько // Автомобільний транспорт. Збірник наукових праць. - Харків: Вид-во ХДАДТУ, 1999. - Вип. 3, С.36 – 39
13. Петров М. А. Робота автомобільного колеса в гальмівному режимі / М. А. Петров - Харків: Вид-во ХДАДТУ, 1997. - 224 с
14. Маневреність та гальмівні властивості колісних машин/[М. О. Подригало, В. П. Волков, В. І. Кірчатий, А. А. Бабошко]; під. ред. М. А. Подригало. - Харків: Вид-во ХНАДУ, 2003. - 403 с.
15. Робота автомобільної шини/під ред. В. І. Кнороз. - К.: Транспорт, 1999. - 238 с.
16. Динаміка колеса та стійкість руху автомобіля / [У. А. Абдулгасіс, А. У. Абдулгасіс, Д. М. Клець, М. А. Подригало]; за ред. У. А.Абдулгасіс. - Сімферополь: ДІАЙПІ, 2010. - 208 с.
17. ДСТУ 8746:2017 Дороги автомобільні. Метод визначення коефіцієнта зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям від 01.07.97. – К.: Дерстандарт, від 20.12.2017.
18. Сільянов В.В. Транспортно-експлуатаційні якості автомобільних доріг та міських вулиць: навч. [для студ. вищ. навч. закладів] / В.В. Сільянов, Е.Р. Будинок. М.: Академія, 2008. - 352 с.
19. Patent 2007/040409 USA МПК G01N 19/02. Friction measuring device / Olsen Thor Wiggo.; – № PCT/NO2006/000342 ; filed 05.10.2006 ; date of print 12.04.2007.
20. Patent 4779447 USA МПК G01N 19/02. Method for determining the coefficient of friction between a vehicle tire and a roadway / Heinrich-Bernhard Rath; Lucas Industries Public Limited Company. – № 55161 ; filed 28.05.1987 ; date of print 25.10.1988.

21. Назарко О.О. Удосконалення методів оцінки стійкості легкових автомобілів в тяговому режимі руху : автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «експлуатація та ремонт засобів транспорту» / О.О. Назарко, – Харків, 2013. – 20 с.

22. 5. Абдулгазіс У. А. Оцінка стійкості нерухомого автомобільного колеса проти бокового ковзання / У. А. Абдулгазіс, А. В. Абдулгазіс, М. А. Подригало, Д. М. Клец, О. А. Назарко // Вчені записки Кримський інженерно-педагогічний університет. Технічні науки. - Сімферополь. - 2011. - № 27. - С. 53-59.

23. Динамика автомобіля / М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько / Под ред. М. А. Подригало. – Харків: Изд-во ХНАДУ, 2008. 424 с.

24. Подригало М. А. Оценка устойчивости ведущего колеса против бокового скольжения / Подригало М. А., Клец Д. М., Назарько О. А. // Механіка та машинобудування: науково-технічний журнал. – 2012. – № 2. – С. 135-143.

25. Охмат П.К., Мельниченко В.І. Основи теорії та розрахунку трактора і автомобіля: Курс лекцій. Дніпропетровськ: ТОВ «ЕНЕМ», 2013. 340 с.

26. Скотников В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Скотников В. А., Машенский А. А., Солонский А. С. – М. : Агропромиздат, 1986. – 383 с.

27. Лебедев А.Т. Радіус кочення та оцінка взаємодії колеса мобільної машини з дорогою / [А.Т. Лебедев, Н.П. Артемов, М.А. Подригало, А.В. Кіт] // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. – 2012. – Вип.. 124. – Том 2. – С. 43-18.

28. Гуревич Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Маламуд – М. : Транспорт, 1978. – 151 с.

29. Подригало М. А. Методичне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М., Гацько В. І. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського

господарства ім. Петра Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 87-99.

30. Адлер Ю.П., Маркова Є.В., Грановський Ю.В. Планування експерименту під час пошуку оптимальних умов. М: Наука. 1976. 280 с.

31. Надикто В.Т. Основи наукових досліджень. Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС. 2019. 268 с.

32. Механіка шини: монографія / В. А. Перегон, В. А. Карненко, Л. П. Гречко, Ю. П. Макєєв, О. О. Заміський, О. М. Левченко. – Харків : ХНАДУ, 2011. - 404 с

33. Основи охорони праці: підручник. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний та ін. – К.: Основа, 2006. – 448 с.

34. Закон України «Про охорону праці». Закон введено в дію з дня опублікування – 24.11.1992 року N 2695-ХІІ)

35. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; Нац. гірн. ун-т. –2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

36. Міністерство охорони здоров'я України Наказ Про затвердження Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» від 08.04.2014 № 248

37. Наказ Мінсоцполітики України від 29.11.2018 № 1804 «Про затвердження Мінімальних вимог безпеки і охорони здоров'я при використанні працівниками засобів індивідуального захисту на робочому місці»

38. Вініченко І.І. Методичні рекомендації з економічного обґрунтування дипломних робіт для студентів факультету механізації сільського господарства / І.І Вініченко, А.О. Сітковська. Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2016. – 27 с.

39. Шпинько О.В. Методика визначення економічної ефективності технології та сільськогосподарської техніки / О.В. Шпинько. – К.: Колос, 1998. - 220 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Прилад для вимірювання коефіцієнта зчеплення колеса вантажного автомобіля з опорною поверхнею виробництва «Форум» (Україна)



Принцип роботи приладу ППК-Ф заснований на імітації процесу ковзання заблокованого колеса автомобіля з опорною поверхнею: навантаження на опорне колесо (2952 ± 41) Н, за умови руху зі швидкістю близько (60 ± 4) км/год на дорозі з мокрою поверхнею і використанням шини з зношеним протектором розміром 13-20 дюймів, тиск у шині $(0,35 \pm 0,01)$ МПа.

Прилад ППК-Ф складається з основи, на якій закріплюється у вертикальному положенні спрямовуюча штанга. У нижній частині штанги розташований повзун, шайба, вимірювальна шкала і пружинний механізм з тягами, на кінці яких встановлені імітатори шин. У верхній частині розташовані ударний вантаж, механізм скидання вантажу та пристрою регулювання пружинного механізму. Вантаж при падінні б'є по повзуну і розсуває гумові імітатори шин, що ковзають по дорожньому покриттю. Коефіцієнт зчеплення визначається за положенням на вимірювальній шкалі шайби, що реєструє.

Додаток Б

Об'єкт досліджень вантажний автомобіль Renault Master 165



Показник	Значення
Двигун	дизель рядний
Об'єм двигуна, см ³	2299
Кількість циліндрів	4
Оберти КВ, хв ⁻¹	3495
Крутний момент, Нм	380
Витрата палива на 100 км, л	8,7
Довжина, мм	5076
Ширина, мм	2075
Висота, мм	2330
Повна маса, кг	3500
Об'єм паливного бака, л	81
Об'єм платформи вантажної з тентом, м ³	8
Кількість місць	3
Коробка передач, ступеней	6-механічна
Привід	Задній

Додаток В

Результати дослідження стійкості автомобіля через боковий коефіцієнт зчеплення φ_{\max} коліс

Модель шини		Внутрішній тиск повітря в шині, МПа		Нормальне навантаження шину, R_{ZK} , кН		Максимальна бокова сила $P_{\text{уmax}}$, кН	Максимальний боковий коефіцієнт зчеплення $\varphi_{\text{уmax}}$
Внутрішнього колеса	Зовнішнього колеса	Внутрішнього колеса	Зовнішнього колеса	Внутрішнього колеса R_{ZKB} , кН	Зовнішнього колеса R_{ZK3} , кН		
Premiorri 195/75R16C	Premiorri 195/75R16C	0,40	0,40	2,50	2,50	2,15	0,430
		0,40	0,35	2,45	2,55	1,86	0,372
		0,40	0,30	2,40	2,60	2,00	0,400
Barum 195/75R16C	Barum 195/75R16C	0,40	0,40	2,65	2,25	2,61	0,533
		0,35	0,35	2,65	2,25	2,90	0,592
		0,30	0,30	2,65	2,25	2,23	0,455
Hankook 195/75R16C	Hankook 195/75R16C	0,40	0,40	2,45	2,45	1,90	0,404
		0,35	0,35	2,45	2,40	2,08	0,429
		0,30	0,30	2,45	2,40	1,78	0,367
Barum 195/75R16C	Hankook 195/75R16C	0,40	0,40	2,5	2,5	2,15	0,430
		0,35	0,35	2,5	2,5	2,35	0,470
		0,30	0,30	2,5	2,5	2,10	0,420
Barum 195/75R16C	Premiorri 195/75R16C	0,40	0,40	2,30	2,50	2,50	0,521
		0,35	0,35	2,30	2,50	2,15	0,448
		0,30	0,30	2,30	2,50	2,11	0,440