

УДК 629.113  
UDC 629.113

## ВИЗНАЧЕННЯ РІВНОДІЮЧОЇ СИЛ ВЗАЄМОДІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА З НЕРІВНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ДОРОГИ

*Поляков В.М.*, кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна

*Разбойников О.О.*, Національний транспортний університет, Київ, Україна

## DEFINITION OF INTERACTION FORCE BETWEEN THE CAR WHEEL AND UNEVEN ROAD SURFACE

*Polyakov V.M.*, Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine

*Razboynikov A.A.*, National Transport University, Kyiv, Ukraine

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАВНОДЕЙСТВУЮЩЕЙ СИЛ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА С НЕРОВНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ДОРОГИ

*Поляков В.М.*, кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина

*Разбойников А.А.*, Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина

**Постановка проблеми.** Відображення реальних фізичних процесів взаємодії автомобіля з навколишнім середовищем за допомогою математичного моделювання є однією з основних задач теорії експлуатаційних властивостей автомобіля. Проте, в більшості випадків при дослідженні експлуатаційних властивостей автомобіля розглядається його рух по рівній опорній поверхні. Але на практиці з часом відбувається зміна поверхні дороги: виникають та поступово збільшуються вибоїни та інші нерівності покриття (наприклад, напливи). Разом з тим, спостерігається тенденція зростання швидкостей руху автотранспортних засобів, що, в свою чергу, супроводжується зростанням динамічних навантажень на автотранспортний засіб та дорогу, негативно впливає на їх технічний стан, а також погіршує показники експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів. В зв'язку з цим, підвищуються вимоги до експлуатаційних властивостей зазначених транспортних засобів, які, перш за все, характеризують безпеку руху (стійкість, керованість), екологічну безпеку (паливна економічність) та комфортабельність (плавність ходу) тощо [1].

**Аналіз останніх досліджень.** Останнім часом для досягнення мінімального динамічного навантаження на автомобіль і дорожнє покриття із забезпеченням надійного контакту шини з опорною поверхнею все більше використовують активну підвіску. Організація робочих процесів такої підвіски може бути реалізована на основі даних про геометричні параметри нерівностей дороги (надаються, наприклад, системою сканування дорожнього полотна) та про режим руху, що дає можливість зменшити динамічне навантаження в момент наїзду колеса на дорожню нерівність [2]. Така організація керування робочими процесами активної підвіски сприяє поліпшенню плавності ходу, стійкості та керованості автомобіля, а також підвищенню довговічності ходової частини останнього.

Відомо [3], що інтенсивне збурююче навантаження на автомобіль чинять хвилеподібні ділянки опорної поверхні (так звані напливи). Раніше було визначено [1] проекції нормальної опорної реакції та сумарної повздовжньої сили на осі нерухомої системи координат при рівномірному прямолінійному русі легкового автомобіля через нерівність дороги синусоїдального профілю та їх зміну в залежності від швидкості руху. Разом з тим, в загальному доступі мало робіт щодо визначення зміни сил в контактні колеса з нерівною дорогою в реальних умовах експлуатації.

**Мета роботи** полягає в визначенні рівнодіючої сил, що діють в контактні колеса при русі автомобіля по нерівній опорній поверхні з урахуванням впливу зміни висоти дорожньої нерівності.

**Основна частина.** Розглянуто прямолінійний рівномірний рух автомобіля по дорозі, що має нерівність синусоїдального профілю. Взаємодія автомобіля з повітряним середовищем не враховується. Для спрощення розрахунків використано так звану (в закордонних виданнях) «quarter-car model» (дослівний переклад з англійської: quarter – четверта частина; car – автомобіль; model – модель), що дозволяє описати переміщення одного автомобільного колеса та приведеної до нього

еквівалентної підресореної маси автомобіля [4]. Дана система складається з двох зосереджених мас (підресореної та непідресореної), з'єднаних між собою пружним та дисипативним елементами підвіски. Зв'язок колеса автомобіля з опорною поверхнею здійснюється через пружну шину (рис.1).

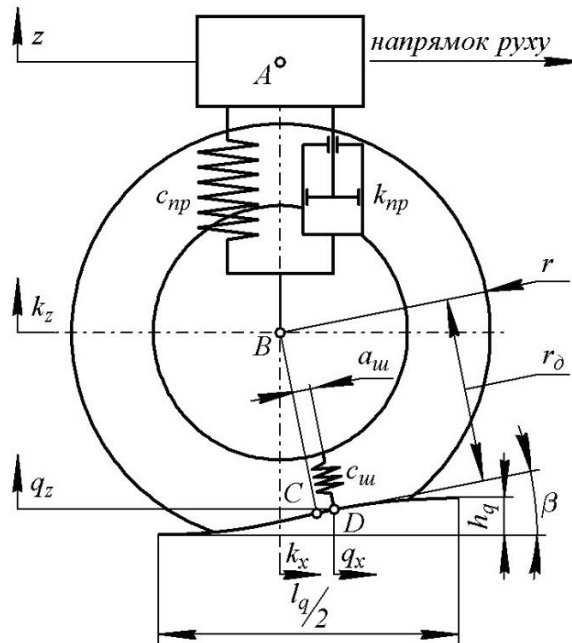


Рисунок 1 – Схема до визначення параметрів взаємодії колеса автомобіля при русі через нерівність дороги синусоїдального профілю

Автомобільне колесо під час наїзду на дорожню нерівність отримує збурення у вигляді переміщення та динамічного навантаження, яке через підвіску передається підресореній масі автомобіля. Таким чином, рух автомобіля по нерівній поверхні супроводжується коливанням його підресорених (точка A) та непідресорених (точка B) мас (рис. 1). Створюючи розрахункову схему, було замінено взаємодію елементів конструкції ходової частини автомобіля, що розглядається, силами взаємозв'язку між ними (рис. 2).

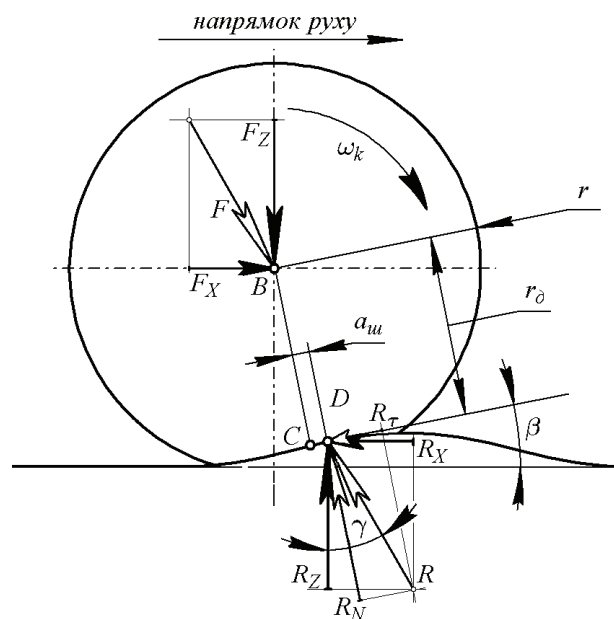


Рисунок 2 – Схема сил, що діють на ведене автомобільне колесо при русі по нерівній дорозі

При рівномірному прямолінійному русі автомобіля по нерівній дорозі до осі обертання його веденого колеса (точка  $B$ ) прикладено певні сили (рис. 2):

- сила від деформації пружного пристрою підвіски розраховується за законом Гука

$$F_n = c_{np} \cdot (k_z - z + l_{n0}), \quad (1)$$

де  $c_{np}$  – приведена до колеса жорсткість пружного елемента підвіски;  $z$ ,  $k_z$  – вертикальна координата відповідно точки  $A$  та точки  $B$ ;  $l_{n0}$  – висота вільного від навантаження приведенного до колеса пружного елемента підвіски;

- сила опору гасильного пристрою підвіски (наприклад, амортизатора) визначається [5]

$$F_a = k_{np} \cdot (\dot{k}_z - \dot{z}), \quad (2)$$

де  $k_{np}$  – приведений до колеса коефіцієнт опору демпфера підвіски, що змінюється в залежності від ходу стиснення або відбою (детальніше в роботі [1]);  $\dot{z}$ ,  $\dot{k}_z$  – швидкості вертикального переміщення відповідно точок  $A$  та  $B$ ;

- сила інерції від вертикального прискорення непідресореної маси записано [5]

$$F_{jn} = m_n \cdot \ddot{k}_z, \quad (3)$$

де  $m_n$  – непідресорена маса;  $\ddot{k}_z$  – вертикальне прискорення точки  $B$ ;

- штовхаюча сила (сила інерції від горизонтального прискорення підресореної та непідресореної мас відсутня тому, що розглядається рух автомобіля з постійною швидкістю), яка врівноважує горизонтальну складову  $R_X$  рівнодіючої  $R$  сил, що діють в контактні колеса з опорною поверхнею

$$F_X = R_X. \quad (4)$$

Сума вертикальних сил, що прикладені до осі обертання  $B$  веденого колеса, записано

$$F_Z = F_n + F_a - F_{jn}. \quad (5)$$

Тоді, рівнодіюча сил, що прикладена до осі обертання  $B$  веденого колеса, визначиться (рис. 2)

$$F = \sqrt{F_X^2 + F_Z^2}. \quad (6)$$

При взаємодії колеса з опорною поверхнею сила  $F$  передається на контактну поверхню у вигляді нерівномірно розподіленого навантаження. Рівнодіюча цих сил (що діють в контактні колеса з опорною поверхнею)  $R$  прикладена до центру тиску (точка  $D$ ), який, в результаті гістерезисних втрат енергії у шині, зміщений відносно проекції центру колеса на опорну поверхню (точка  $C$ ) на величину  $a_u$  (коефіцієнт тертя кочення) [6].

$$a_u = f \cdot r_\delta, \quad (7)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору коченню;  $r_\delta$  – динамічний радіус автомобільного колеса.

Зі зростанням швидкості автомобіля збільшуються витрати енергії (наприклад, зростають гістерезисні витрати в шині) в результаті центр тиску  $D$  зміщується на більшу відстань відносно проекції центру колеса на опорну поверхню (точка  $C$ ). Для врахування впливу швидкості руху на коефіцієнт опору коченню веденого колеса використовують емпіричну залежність [6]

$$f = f_0 \cdot \left(1 + (0,0216 \cdot V_a)^2\right), \quad (8)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню при русі автомобіля з малими швидкостями;  $V_a$  – швидкість руху.

Рівнодіюча сил  $R$  визначається векторною сумою нормальної реакції  $R_N$  та тангенціальної реакції  $R_\tau$  опорної поверхні на колесо автомобіля (рис. 2)

$$R = \sqrt{R_N^2 + R_\tau^2}. \quad (9)$$

В свою чергу нормальна реакція  $R_N$  в роботі [6] визначено

$$R_N = c_u \cdot (r - r_\delta), \quad (10)$$

де  $c_u$  – жорсткість шини;  $r$  – вільний радіус автомобільного колеса.

Друга складова рівнодіючої сили  $R$  – тангенціальна реакція  $R_\tau$  опорної поверхні на колесо автомобіля може бути записана

$$R_\tau = P_f. \quad (11)$$

Для спрощення розрахунків в рівнянні (11) не враховано сили, що виникають в наслідок кутового прискорення колеса при доланні нерівності дороги. Тому на ведене автомобільне колесо по дотичній до опорної поверхні враховано дію лише сили опору коченню  $P_f$ .

Класично сила опору коченню  $P_f$  визначається [7]

$$P_f = f \cdot R_N. \quad (12)$$

Зважаючи на те, що при русі по нерівній дорозі динамічний радіус автомобільного колеса змінюється, рівняння (11) з урахуванням (7), (8) та (12) записано

$$R_\tau = \frac{a_u}{r_\delta} \cdot R_N. \quad (13)$$

Наїзд автомобільного колеса на дорожню нерівність призводить до збурення та коливальних процесів підресореної та непідресореної мас, а також зміни вище зазначених сил. Під час переїзду дорожньої нерівності відбувається зміна геометричних параметрів, що характеризують взаємодію автомобільного колеса з поверхнею дороги. Тому, далі визначено поточні координати точки  $D$  (центру тиску) та кут між дотичною до опорної поверхні (в цій точці) та горизонталлю.

Поточна вертикальна координата нерівності синусоїдального профілю розраховується як [7]

$$q_z = \frac{h_q}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{q_x \cdot 2 \cdot \pi}{l_q}\right), \quad (14)$$

де  $h_q$  та  $l_q$  – відповідно висота та довжина синусоїдальної нерівності;  $q_x$  – поточна горизонтальна координата центру тиску, яка визначається рівнянням

$$q_x = k_x + a_u \cdot \cos \beta + r_\delta \cdot \sin \beta, \quad (15)$$

де  $k_x = V_a \cdot t$  – поточна координата центру колеса  $B$  (раніше прийнято, що в зазначеному режимі руху горизонтальне прискорення відсутнє);  $t$  – поточний час;  $\beta$  – поточний кут між горизонталлю та дотичною до опорної поверхні в точці  $D$ , який розраховується на основі запропонованої в роботі [8] залежності (з урахуванням геометричних особливостей нерівності, що розглядається) набуває вигляду

$$\beta = \arctan \left( \frac{\pi \cdot h_q}{l_q} \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi \cdot q_x}{l_q} \right). \quad (16)$$

Далі складено систему диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує коливальні процеси обраної розрахункової схеми (рис. 1)

$$\begin{cases} F_{jn} = F_n + F_a - G_n \\ F_{jn} = -F_n - F_a + R_z - G_n \end{cases}, \quad (17)$$

де  $F_{jn}$  – сила інерції від вертикального прискорення підресореної маси;  $G_n$  та  $G_n$  – приведена до колеса вага відповідно від підресореної та непідресореної мас автомобіля;  $R_z$  – вертикальна проекція рівнодіючої сил, що діють в контактні колеса з опорною поверхнею.

Сила інерції від вертикального прискорення підресореної маси в рівнянні (17) визначають як

$$F_{jn} = m_n \cdot \ddot{z}, \quad (18)$$

де  $m_n$  – підресорена маса;  $\ddot{z}$  – вертикальне прискорення підресореної маси (точки  $A$ ).

Вага  $G_n$  та  $G_n$  відповідно від підресореної  $m_n$  та непідресореної  $m_n$  мас автомобіля в рівнянні (17) записано

$$G_n = m_n \cdot g, \quad G_n = m_n \cdot g, \quad (19)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Вертикальну проекцію рівнодіючої сил, що діють в контактні колеса з опорною поверхнею (рис. 2) в рівнянні (17) визначено як

$$R_z = R \cdot \cos \gamma, \quad (20)$$

де  $\gamma = \beta + \arccos \frac{R_N}{R}$  – кут між вертикаллю та рівнодіючою  $R$  (рис. 2).

Для розрахунку горизонтальної проекції рівнодіючої  $R$  сил, що діють в контактні колеса з опорною поверхнею (рис. 2), використано рівняння

$$R_x = R \cdot \sin \gamma, \quad (21)$$

В свою чергу, рівнодіюча  $R$  визначається з урахуванням (10) та (13) рівнянням (9). При цьому динамічний радіус  $r_\delta$  автомобільного колеса, який входить в рівняння (10) та (13), дорівнює відстані між точками  $B$  і  $C$  (рис. 1), а його величина обмежується умовою [1]

$$\begin{cases} r_\delta = \frac{k_z - q_z}{\cos \beta}, \text{ якщо } \frac{d}{2} < \frac{k_z - q_z}{\cos \beta} < r \\ r_\delta = \frac{d}{2}, \text{ якщо } \frac{k_z - q_z}{\cos \beta} \leq \frac{d}{2} \\ r_\delta = r, \text{ якщо } \frac{k_z - q_z}{\cos \beta} \geq r \end{cases}, \quad (22)$$

де  $d$  – діаметр обода колеса.

З урахуванням (1) – (3), (18) та (19) систему (17) записано

$$\begin{cases} m_n \cdot \ddot{z} = c_{np} \cdot (k_z - z + l_{n0}) + k_{np} \cdot (\dot{k}_z - \dot{z}) - m_n \cdot g \\ m_n \cdot \ddot{k}_z = -c_{np} \cdot (k_z - z + l_{n0}) - k_{np} \cdot (\dot{k}_z - \dot{z}) + R_z - m_n \cdot g \end{cases} \quad (23)$$

Отримана система рівнянь (23) описує коливальні процеси двох зосереджених мас (підресореної та непідресореної), з'єднаних між собою пружним та дисипативним елементами підвіски, а також дозволяє визначити сили взаємодії елементів зазначеної системи та колеса через пружну шину з поверхнею дороги (рис.1).

За отриманими математичними залежностями проведено розрахунки для легкового автомобіля Renault 15TS. Прийнято, що автомобіль рухається прямолінійно з постійною швидкістю 25 м/с (90 км/год) по опорній поверхні, що має одиничну синусоїдальну нерівність (параметри нерівності: довжина – 1 м, висота – 30 мм, 50 мм та 70 мм). Параметри автомобіля, що необхідні для розрахунків, наведені у таблиці.

Таблиця – Параметри автомобіля Renault 15TS

Параметр	Умовне позначення	Значення
приведена до колеса підресорена маса, кг	$m_n$	307,797
приведена до колеса непідресорена маса, кг	$m_n$	28,542
висота вільного від навантаження приведенного до колеса пружного елемента підвіски, м	$l_{n0}$	0,361
діаметр обода колеса, м	$d$	0,330
вільний радіус автомобільного колеса, м	$r$	0,285
радіальна жорсткість шини, Н/м	$c_u$	119583,241
приведена до колеса жорсткість пружного елемента підвіски, Н/м	$c_{np}$	11000,000
приведений до колеса коефіцієнт опору демпфера, Н(с/м)	на ході стиснення	715,673
	на ході відбою	3067,169

За результатами розрахунків отримані графічні залежності вертикальної (рис. 3) та горизонтальної (рис. 4) проекції рівнодіючої сил, що діють в контактні колеса з опорною поверхнею від поточної горизонтальної координати центру колеса при русі по опорній поверхні, що має одиничну синусоїдальну нерівність.

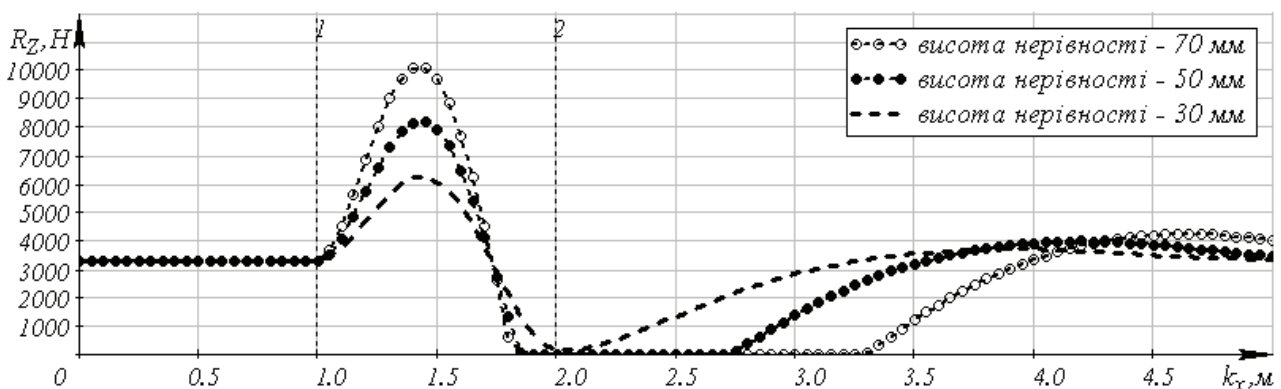


Рисунок 3 – Залежність вертикальної проекції рівнодіючої сил, що діють в контактні колеса автомобіля Renault 15TS з опорною поверхнею від поточної координати центру колеса при доланні нерівності різної висоти (швидкість руху 90 км/год)



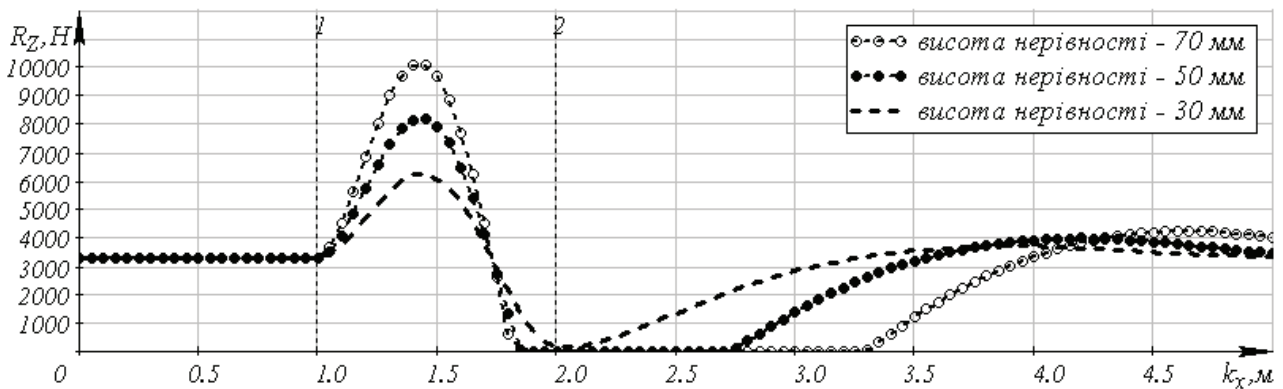


Рисунок 3 – Залежність вертикальної проекції рівнодіючої сил, що діють в контактї колеса автомобіля Renault 15TS з опорною поверхнею від поточної координати центру колеса при долатті нерівності різної висоти (швидкість руху 90 км/год)

На графіках (рис. 3, 4) синусоїдальна нерівність умовно розташовано по горизонтальній осі в межах координат (1,0 – 2,0) м (початок нерівності – вертикаль 1, кінець нерівності – вертикаль 2, вершина нерівності – координата 1,5 м). Довжина нерівності відповідає періоду синусоїди, що описана рівняннями (14) – (16), а зміна висоти нерівності відбувається в межах її амплітуди.

Аналіз графіків (рис. 3, 4) показує, що в межах обраних параметрів нерівності, характер зміни сил, що розраховано, практично однаковий. З отриманих графіків, можуть бути визначені максимальні величини вертикальної (рис. 3) та горизонтальної (рис. 4) проекції рівнодіючої сил, що діють в контактї колеса з опорною поверхнею при долатті нерівності.

Аналіз графіків на рис. 3 показує, що до наїзду на нерівність (вертикаль 1) вертикальна проекція рівнодіючої сил, що діють в контактї колеса автомобіля з опорною поверхнею, постійна і дорівнює статичній вертикальній реакції (за прийнятих умов руху). Після наїзду на синусоїдальну нерівність величина вертикальної проекції рівнодіючої сил зростає до максимального значення, яке досягається до подолання (по горизонталі) вершини нерівності центром автомобільного колеса. Далі вертикальна проекція рівнодіючої сил, зменшуючись, досягає свого мінімального значення. Варто відзначити, що при переїзді нерівності висотою, близькій до 30 мм і вище, мінімальне значення вертикальної проекції рівнодіючої сил становить рівною нулю на протязі останньої чверті довжини нерівності, що свідчить про відрив колеса від опорної поверхні. Поновлення контакту супроводжується збільшенням величини вертикальної проекції зазначеної рівнодіючої сил і, після зростання, поступово повертається до свого статичного значення. Максимуми та мінімуми вертикальної проекції рівнодіючої сил, а також відстань, що пройдена без контакту колеса з опорною поверхнею, залежить від висоти нерівності. Так, наприклад, при збільшенні висоти нерівності з 30 мм до 50 мм максимальне значення вертикальної проекції рівнодіючої сил збільшується з 6230,9 Н до 8140,3 Н; при збільшенні висоти нерівності з 50 мм до 70 мм – збільшується відповідно з 8140,3 Н до 10062,1 Н.

Аналіз графіків на рис. 4 показує, що до наїзду на нерівність (вертикаль 1) горизонтальна проекція рівнодіючої сил, що діють в контактї колеса автомобіля з опорною поверхнею, стала і рівна силі опору коченню колеса по рівній горизонтальній поверхні. При наїзді колеса автомобіля на нерівність синусоїдального профілю горизонтальна проекція рівнодіючої сил починає збільшуватись (тобто, збільшується опір руху) до максимального значення, яке досягається при подоланні (по горизонталі) віссю автомобільного колеса половини підйому нерівності. Так, наприклад, при зростанні висоти нерівності з 30 мм до 50 мм максимальне значення горизонтальної проекції рівнодіючої сил (за модулем) збільшується з - 612,6 Н до - 1172,9 Н; при зростанні висоти нерівності з 50 мм до 70 мм – збільшується з - 1172,9 Н до - 1932,6 Н. Далі, після подолання центру автомобільного колеса вершини нерівності, горизонтальна проекція рівнодіючої сил починає зменшуватись (за модулем) до нуля і, змінивши свій напрям (фактично ставши штовхаючою (!)), збільшується (за модулем), досягаючи свого максимального значення до подолання (по горизонталі) центру автомобільного колеса половини спуску нерівності. Наприклад, при зростанні висоти нерівності з 30 мм до 50 мм максимальне значення горизонтальної проекції рівнодіючої сил збільшується з 235,7 Н до 556,5 Н; при збільшенні висоти нерівності з 50 мм до 70 мм максимальне значення вертикальної проекції рівнодіючої сил, що діють в контактї колеса автомобіля з опорною поверхнею, збільшується з 556,5 Н до 738,7 Н.

**Висновки.** Визначено рівнодіючу сил та її горизонтальну і вертикальну проекції, що діють в контактні колеса при рівномірному прямолінійному русі автомобіля по нерівній поверхні дороги. Отримані графічні залежності дозволяють оцінити вплив висоти нерівності на сили взаємодії колеса з опорною поверхнею при постійній швидкості руху.

Підтверджено, що зростання висоти нерівності призводить до збільшення (за модулем) рівнодіючої сил, які діють в контактні колеса автомобіля з опорною поверхнею, та пройденого шляху без контакту автомобільного колеса з поверхнею дороги. Показано характер зміни (за величиною та напрямком) горизонтальної проекції рівнодіючої зазначених сил під час долання нерівності. При цьому, горизонтальна проекція рівнодіючої сил до подолання центру автомобільного колеса вершини нерівності чинить опір руху, після долання вершини нерівності – сприяє руху, тобто, стає штовхаючою.

Подальша робота буде присвячена визначенню навантажень в ходовій частині легкового автомобіля при його русі по нерівній дорозі.

#### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Поляков В.М. Визначення сил взаємодії колеса легкового автомобіля під час руху нерівною дорогою / В.М. Поляков, О.О. Разбойніков // Вісник ЖДТУ. 2016. – №2 (77). С. 215-223.
2. Поляков В.М. Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля / В.М. Поляков, І.С. Мурова-ний, О.О. Разбойніков // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. –Луцьк: Луцький НТУ. 2015. – №1(3). С. 128-135.
3. Гордеев В. Н. Статистическое исследование возмущающих воздействий от неровностей пути на движущиеся транспортные средства: автореферат дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 01.02.06 / Днепропетр. гос. ун-т им. 300-летия воссоединения Украины с Россией. / В. Н. Гордеев – Днепропетровск: [б. и.], 1973. –14 с.
4. Mitschke M. and Wallentowitz H. (2004) *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Springer, Berlin, 806 p.
5. Селифонон В.В. Теория автомобиля: Учебное пособие / В.В. Селифонон, А.Ш. Хусаинов, В.В. Ломакин – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. –102 с.
6. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. –478 с.
7. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. – М.: Машиностроение. 1972. –392 с.
8. Певзнер Я.М. К расчету вертикальных колебаний автомобиля / Я.М. Певзнер // Автомобильная промышленность. 1976. – №1. –С. 21-24.

#### REFERENCES

1. Poljakov, V.M. and Razbojnikov, O.O. (2016), «Vyznachennja syl vzajemodii' koleasa legkovogo avtomobilja pry rusi po nerivnij dorozij», *Visnyk ZhDTU*, No. 2(77). pp. 215-223. (Ukr)
2. Poljakov, V.M., Murovanyj, I.S. and Razbojnikov, O.O. (2015), «Analiz rozvytku konstrukcij pidvisok avtomobilja», *Suchasni tehnologii' v mashynobuduvanni ta transporti*, No1(3), pp. 128-135. (Ukr)
3. Gordeev, V.N. (1973), *Statisticheskoe issledovanie vozmushchayushchikh vozdeystviy ot nerovnostey puti na dvizhushchiesya transportnye sredstva: dissertation*, Dnepropetrovsk, 14 p. (Rus)
4. Mitschke M. and Wallentowitz H. (2004) *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Springer, Berlin, 806 p.
5. Selifonov V.V. (2007), *Teoriya avtomobilya: Uchebnoe posobie*, MGTU «МАМИ», Moscow, 102 p. (Rus)
6. Tarasik V.P. (2006), *Teoriya dvizheniya avtomobilya: Uchebnik dlya vuzov*, BKhV-Peterburg, SPb. 478 p. (Rus)
7. Rotenberg, R.V. (1972), *Podveska avtomobilya*, Mashinostroenie, Moscow, 392 p. (Rus)
8. Pevzner, Y.M. (1976), «K raschetu vertikal'nykh kolebaniy avtomobilya», *Avtomobil'naya promyshlennost'*, No. 1. pp. 21-24. (Rus)

#### РЕФЕРАТ

Поляков В.М. Визначення рівнодіючої сил взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги / В.М. Поляков, О.О. Разбойніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2017. – Вип. 1 (37).

Запропоновано підхід до визначення рівнодіючої сил, що діють в контактні колеса під час руху автомобіля по нерівній поверхні дороги. Наведено графічні залежності, що дозволяють оцінити вплив висоти нерівності на сили взаємодії колеса з опорною поверхнею.



Об'єкт дослідження – сили в контактi автомобільного колеса при його взаємодії з нерівною поверхнею дороги.

Мета роботи – визначення рівнодіючої сил, що діють в контактi автомобільного колеса при русі по нерівній поверхні дороги.

Метод дослідження – математичне моделювання.

Визначено рівнодіючу сил, що діють в контактi колеса при рівномірному прямолінійному русі автомобіля по нерівній поверхні дороги. Коливальні процеси підресорених та невідресорених мас описано системою диференціальних рівнянь другого роду. При описі пружних та дисипативних властивостей підвіски враховано зміну коефіцієнта опору демпфера (на ході стиснення та відбою) та відрив автомобільного колеса від опорної поверхні.

Проведено розрахунки для легкового автомобіля Renault 15TS. При рівномірному прямолінійному русі автомобільного транспортного засобу вертикальна та горизонтальна реакції опорної поверхні на колесо автомобіля постійні а після наїзду на нерівність – змінюються за величиною, а горизонтальна реакція - і за напрямком.

Максимуми та мінімуми вертикальної і горизонтальної проекції рівнодіючої зазначених сил, а також відстань, пройдена без контакту автомобільного колеса з опорною поверхнею, відображені на графічних залежностях.

Отримані дані є кроком на шляху до визначення параметрів стійкості автомобіля в розглянутому режимі руху.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** АВТОМОБІЛЬ; АКТИВНА ПІДВІСКА; АВТОМОБІЛЬНЕ КОЛЕСО; ОПОРНА ПОВЕРХНЯ; ДОРОЖНЯ НЕРІВНІСТЬ.

#### **ABSTRACT**

Polyakov V.M., Razboynikov A.A. Definition of interaction force between the car wheel and uneven road surface. Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2017. – Issue 1 (37).

An approach to the definition of interaction force between the car wheel and uneven road surface was developed. It was presented the plots which allowing to estimate the effect of the height of the road roughness on the definition of interaction force between the car wheel and bearing surface.

The object of study – interaction forces between the car wheel and uneven road surface.

Objective – definition of resultant forces acting in the contact wheel driving on uneven road surfaces.

The research method – mathematical modeling.

The resultant of the forces acting in the contact wheel with rough road surfaces while car driving with an uniform rectilinear movement was determined. Was described oscillatory processes of sprung and unsprung masses by the system of differential equations second order. To description of elastic and dissipative properties of the suspension takes into account parameters changing the damper coefficient of resistance (in the course of compression and rebound) and separation car wheel from the support surface.

Were conducted calculations for car Renault 15TS. For uniform rectilinear motion of vehicle, horizontal and vertical reactions from support surface of the car constant, after running over uneven - change in value, and the horizontal reaction – even in direction.

The maxima and minima of the vertical and horizontal projection of the resultant force and the distance traveled by the wheel without contact with the supporting surface, depending on the height of the irregularities. These graphic dependences allow evaluating the effect of the height of the irregularities on the strength of interaction between the car wheel and bearing surface.

Maximums and minimums of the vertical and horizontal projections of the resultant of these forces, and distance traveled by car wheel without contact with road surfaces, displayed on the graphical dependencies.

The obtained data is a step to determine stability parameters of vehicle in said driving mode.

**KEYWORDS:** CAR; ACTIVE SUSPENSION; CAR WHEEL; BEARING SURFACE; ROAD ROUGHNESS.

#### **РЕФЕРАТ**

Поляков В.М. Определение равнодействующей сил взаимодействия автомобильного колеса с неровной поверхностью дороги / В.М. Поляков, А.А. Разбойников // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К. : НТУ, 2017. – Вып. 1 (37).

Предложен подход к определению равнодействующей сил, действующих в контакте колеса при движении автомобиля по неровной поверхности дороги. Приведены графические зависимости,

позволяющие оценить влияние высоты неровности на силы взаимодействия колеса с опорной поверхностью.

Объект исследования – силы в контакте автомобильного колеса при его взаимодействии с неровной поверхностью дороги.

Цель работы – определение равнодействующей сил, действующих в контакте автомобильного колеса при движении по неровной поверхности дороги.

Метод исследования – математическое моделирование.

Определена равнодействующая сил, действующих в контакте колеса при равномерном прямолинейном движении автомобиля по неровной поверхности дороги. Колебательные процессы подпрессоренных и неподпрессоренных масс описаны системой дифференциальных уравнений второго рода. При описании упругих и диссипативных свойств подвески учтено изменение коэффициента сопротивления демпфера (на ходе сжатия и отбоя) и отрыв автомобильного колеса от опорной поверхности.

Проведены расчеты для легкового автомобиля Renault 15TS. При равномерном прямолинейном движении автомобильного транспортного средства вертикальная и горизонтальная реакции опорной поверхности на колесо автомобиля постоянные, а после наезда на неровность – изменяются по величине, а горизонтальная реакция – и по направлению.

Максимумы и минимумы вертикальной и горизонтальной проекций равнодействующей указанных сил, а также расстояние, пройденное без контакта автомобильного колеса с опорной поверхностью, отобразены на графических зависимостях.

Полученные данные являются шагом на пути к определению параметров устойчивости автомобиля в рассматриваемом режиме движения.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** АВТОМОБИЛЬ; АКТИВНАЯ ПОДВЕСКА; АВТОМОБИЛЬНОЕ КОЛЕСО; ОПОРНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ; ДОРОЖНАЯ НЕРОВНОСТЬ.

**АВТОРИ:**

Поляков Віктор Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net), тел. +380673861468, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 306.

Разбойников Александр Александрович, инженер лабораторії «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: [razboyn1k@ukr.net](mailto:razboyn1k@ukr.net), тел. +380972214790 Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 306.

**AUTHOR:**

Victor M. Polyakov, Ph.D., associate professor, professor of «Automobiles», National Transport University, e-mail: [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net), tel. +380673861468, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 306.

Razboynikov Alexander, laboratory engineer «Automobiles», National Transport University, e-mail: [razboyn1k@ukr.net](mailto:razboyn1k@ukr.net), tel. +380972214790 Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 306.

**АВТОРЫ:**

Поляков Виктор Михайлович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net), тел. +380673861468, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 306.

Разбойников Александр Александрович, инженер лаборатории «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: [razboyn1k@ukr.net](mailto:razboyn1k@ukr.net), тел. +380972214790 Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 306.

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

Кравченко О.П., доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, професор кафедри автомобілі та автомобільне господарство, Житомир, Україна

**REVIEWER:**

Sakhno V.P., Doctor of Engineering, professor, National transport university, head of the department automobiles, Kiev, Ukraine.

Kravchenko A.P., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, Zhytomyr state technological university, professor of department automobiles and automobile industry, Zhytomyr, Ukraine.