

Гандзюк М.О., Дембіцький В.М.  
*Луцький національний технічний університет*

## СТАБІЛІЗАЦІЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ РЕАКЦІЙ ДОРОГИ НА КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ

Розглянуто питання підвищення стійкості руху та плавності ходу автомобіля під час руху по періодичних нерівностях. Коливання автомобіля впливають практично на всі його основні експлуатаційні властивості (стійкість, керованість і плавність ходу), а також на витрату палива. Рух автомобіля в умовах резонансного режиму коліс може супроводжуватися ослабленням вертикальної реакції дороги на них і навіть їх відривом від дороги, що призводить до зниження стійкості автомобіля.

Резонансні коливання кузова характеризуються значними лінійними та кутовими переміщеннями самого кузова й корисного навантаження автомобіля (водій, пасажирів, вантажі тощо). Такі переміщення можуть спричинити небезпечні дорожньо-транспортні ситуації. Таким чином, проявляються несприятливі умови руху з точки зору стійкості та керованості транспортного засобу, а також плавності ходу, що визначає рівень комфорту.

Запропоновано нову систему активної безпеки автомобіля, яка дозволяє підвищити плавність ходу. Наведено результати дослідження впливу роботи системи стабілізації вертикальних реакцій дороги на плавність ходу автомобіля.

**Ключові слова:** автоматизоване керування підвіскою автомобіля, автоматизоване керування, стабілізація вертикальних реакцій дороги, система стабілізації вертикальних реакцій, стійкість руху автомобіля, плавність ходу автомобіля.

### ВСТУП

У світі чимало країн, що займають величезні території (США, Китай, Росія, Індія, Канада тощо), де досить складно забезпечити належну якість доріг, протяжність яких вимірюється десятками й сотнями тисяч кілометрів. Геологічні та кліматичні умови, сезонні явища й характер руху транспортних засобів спричиняють деформації та порушення рівності доріг – як ґрунтових, так і з твердим покриттям.

У багатьох випадках характер деформацій призводить до утворення на дорозі певного періодичного профілю, близького до синусоїди, з довжинами хвиль від 0,5 до 1,5 м. Якщо довжина хвилі періодичного профілю становить 1 м, то при швидкості автомобіля 36 км/год система підресорювання отримує кінематичне збудження з частотою 10 Гц. Це значення частоти перебуває в діапазоні реальних власних частот коліс у системі підресорювання машин (5...12 Гц). При збігу згаданих частот колеса рухомого транспортного засобу починають зазнавати інтенсивних коливань, що супроводжуються значними змінами вертикальної сили, яка діє на колесо з боку дороги. У певних випадках вертикальна реакція дороги на колесо може виявитися нульовою.

Зменшення вертикальної реакції знижує стійкість автомобіля, що може призвести до небезпечних дорожньо-транспортних ситуацій у разі дії бокових сил, створюваних вітром або відцентровою силою під час руху на віражі. Якщо автомобіль зазнає впливу періодичного профілю дороги на частоті власних коливань підресореної маси у русі вздовж вертикальної осі чи в поздовжніх кутових коливаннях, то виникає можливість зменшення вертикальної реакції, що також веде до зниження стійкості автомобіля.

Звідси випливає доцільність створення систем активної безпеки, які знижують такі коливання до безпечних меж і тим самим підвищують безпеку руху транспортних засобів на ділянках із вираженим періодичним профілем. Одним із відомих технічних рішень такого типу є система стабілізації положення підресореної маси, застосована на серійному автомобілі Mercedes W220 S550.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Коливання в системах підресорювання залишаються предметом дослідження вітчизняних та зарубіжних учених уже протягом багатьох років. У публікаціях [3, 5, 6, 7, 8] розглянуто динаміку руху автомобільного колеса та сили, що діють на автомобільне колесо при русі по нерівній дорозі. У працях [1, 4, 9, 10, 11, 12, 13, 14] представлено численні варіанти систем автоматизованого керування підвіскою автомобіля, включаючи активні та напівактивні системи підресорювання.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи – дослідження методу підвищення стійкості руху автомобіля по періодичних нерівностях шляхом стабілізації вертикальних реакцій дороги та його впливу на стабілізацію

положення кузова за висотою й кутами у поздовжній і поперечній вертикальних площинах, тобто на підвищення активної безпеки та плавності ходу автомобіля.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

На рисунку 1 наведено схему системи керування стабілізацією вертикальних реакцій дороги на одне колесо автомобіля, яка включає в себе підресорену масу  $m_2$  та непідресорену масу  $m_1$ , а також підвіску, що їх з'єднує. Перша імітує масу кузова автомобіля, друга – масу автомобільного колеса з рухомими деталями підвіски, підшипникового вузла та гальмівного механізму.

До складу підвіски, що з'єднує маси  $m_2$  та  $m_1$ , входить пружний елемент із жорсткістю  $c_y$ , амортизатор із коефіцієнтом опору  $k_a$  та розташований паралельно до них керований елемент – виконавчий пристрій, який часто називають актуатором. Як такий пристрій можна використовувати практично будь-який двигун лінійної дії: гідравлічний циліндр, електромагнітний лінійний двигун або пневмодвигун. Ці агрегати можуть відрізнятися як за характеристиками, так і за особливостями керування ними.

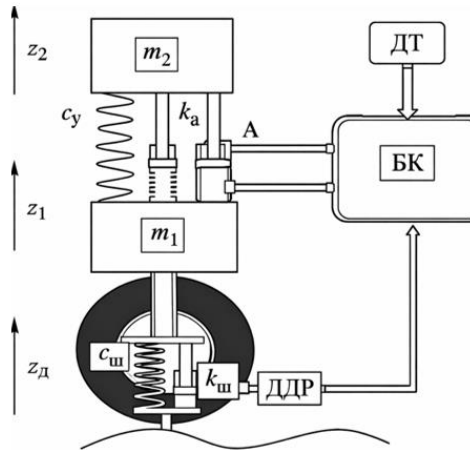


Рисунок 1 – Схема системи керування стабілізацією вертикальних реакцій дороги на колесо автомобіля під час руху по періодичному профілю

А – актуатор (гідроциліндр);  
 ДТ – джерело тиску;  
 БК – блок керування;  
 ДДР – датчик динамічного радіуса

Подана на рисунку 1 модель описується рівняннями

$$m_2 \ddot{z}_2 = c_y (z_1 - z_2 + A_p) + k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_c (z_1 - z_d - r_d) - m_2 g,$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = -c_y (z_1 - z_2 + A_p) - k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_c (z_1 - z_d - r_d) - m_1 g + c_{ш} (z_d - z_1 + A_{ш}) + k_{ш} (\dot{z}_d - \dot{z}_1).$$

де  $\ddot{z}_2, \ddot{z}_1$  – вертикальні прискорення;

$\dot{z}_2, \dot{z}_1$  – вертикальні швидкості;

$z_2, z_1$  – координати підресореної та непідресореної мас відповідно;

$A_p, A_{ш}$  – сталі коефіцієнти;

$c_c$  – передавальний коефіцієнт, що визначає силу, створювану в актуаторі;

$z_d$  – вертикальна координата профілю дороги;

$r_d$  – динамічний радіус колеса автомобіля у стані спокою;

$c_{ш}$  – радіальна жорсткість шини;

$k_{ш}$  – коефіцієнт демпфування в шині.

Для розв'язання задачі про коливання системи підресорювання автомобіля створимо його часткову динамічну модель, а саме модель системи підресорювання з елементами системи керування стабілізацією вертикальних реакцій. Схему цієї системи наведено на рисунку 2, де  $\alpha_x$  – кут крену;  $\alpha_y$  – кут тангажу (кут у поздовжній вертикальній площині між горизонтальною та поздовжньою осями автомобіля);  $C$  – центр ваги автомобіля.

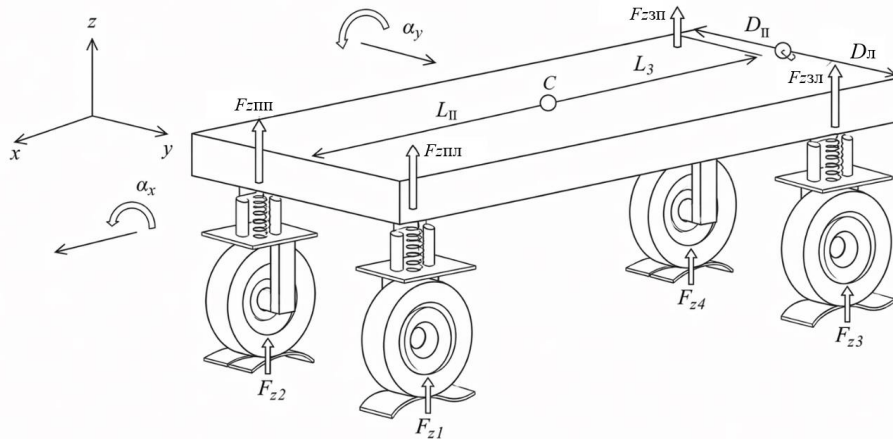


Рисунок 2 – Схема динамічної моделі системи підресорювання автомобіля з активним керуванням вертикальними реакціями дороги на колеса

Подана на рисунку 2 модель описується рівняннями

$$\begin{aligned} J_y \ddot{\alpha}_y &= (F_{z3l} + F_{z3n})L_3 - (F_{znl} + F_{znl})L_n; \\ J_x \ddot{\alpha}_x &= (F_{znl} + F_{z3l})D_l - (F_{znl} + F_{z3n})D_n; \\ m_p \ddot{z} &= F_{znl} + F_{znl} + F_{z3l} + F_{z3n}, \end{aligned}$$

де  $J_y$  і  $J_x$  – моменти інерції кузова автомобіля відносно осей  $y$  та  $x$ ;

$F_{znl}, F_{z3l}, F_{znl}, F_{z3n}$  – сумарні сили, що діють на кузов від підвісок;

$L_3$  і  $L_n$  – відстані від поперечної вертикальної площини, що проходить через центр тяжіння автомобіля, до задньої та передньої підвісок;

$D_l$  і  $D_n$  – відстані від поздовжньої вертикальної площини, що проходить через центр тяжіння, до лівої та правої підвісок;

$m_p$  – підресорена маса автомобіля;

$\ddot{z}$  – прискорення центру ваги відносно осі  $z$ .

При реальному русі автомобіля в режимі резонансу коліс може виникнути їх відрив від дороги. У цьому випадку математичний опис зв'язку колеса з дорогою набуває нелінійного характеру. До прийнятого для лінійної моделі опису додається умова, що вертикальна реакція колеса не може бути від'ємною. Для розв'язання такої нелінійної задачі застосовують метод імітаційного моделювання, який може бути реалізований у пакеті MATLAB/Simulink.

Моделювання руху автомобіля в режимі резонансу колеса (при частоті 11 Гц) по синусоїдальному профілю з амплітудою 0,035 м дозволяє оцінити ефективність керування процесом стабілізації вертикальних реакцій на такій високій частоті. Діаграму зміни у часі  $t$  вертикальної реакції дороги ( $F_z$ ) на колеса автомобіля під час руху в режимі їх резонансу по синусоїдальному профілю з амплітудою 0,035 м – без керування та з керуванням вертикальними реакціями наведено на рисунку 3.

На цьому та наступних рисунках показано режими руху автомобіля без керування вертикальними реакціями у інтервалі 0...10 с та з керуванням вертикальними реакціями у діапазоні 10...20 с.

При русі автомобіля без керування вертикальною реакцією розмах вертикальної реакції колеса становить для автомобіля Mercedes W220 S550 14500 Н, а з керуванням вертикальною реакцією – 7855 Н, тобто її значення зменшується майже вдвічі. Це суттєво підвищує стійкість автомобіля, а отже і безпеку його руху.

Однак при цьому спостерігається невелике збільшення амплітуди вертикальних коливань центра ваги кузова: при частоті 11 Гц у режимі некеруваної підвіски вона становить 0,6 мм, а при застосуванні системи стабілізації вертикальних реакцій – 1,6 мм. Таке зниження плавності ходу автомобіля є цілком допустимим, враховуючи значне підвищення його стійкості.

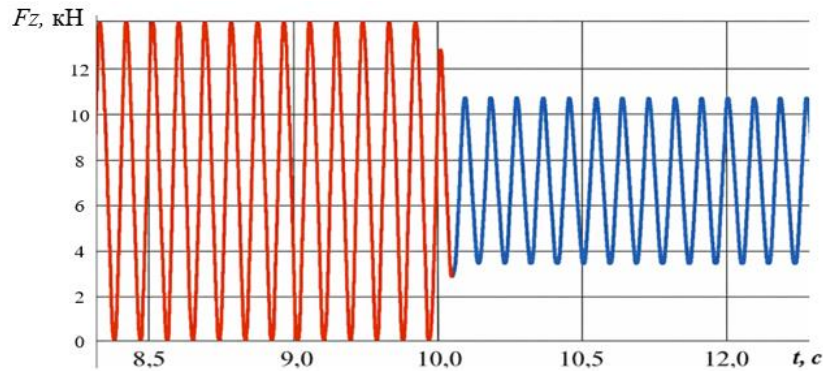


Рисунок 3 – Діаграма зміни у часі  $t$  вертикальної реакції дороги  $F_z$  на колеса автомобіля під час руху в режимі їх резонансу

На рисунку 4 наведено діаграми зміни у часі миттєвої потужності  $P$ , витраченої на керування системою стабілізації вертикальної реакції дороги на колеса, та сили  $F_{ц}$ , створюваної актуатором. Максимальна миттєва потужність  $P$  становить 10 кВт, а середня – 8,3 кВт. Керувальна сила  $F_{ц}$  змінюється в межах  $-4 \dots +4$  кН.

Найважливішою перевагою нового методу керування вертикальними реакціями є здатність системи забезпечувати стабілізацію як вертикальної реакції дороги на колеса автомобіля, так і (у певній мірі) положення його кузова на частоті власних коливань по вертикальній осі, а також при поздовжніх і поперечних кутових коливаннях.

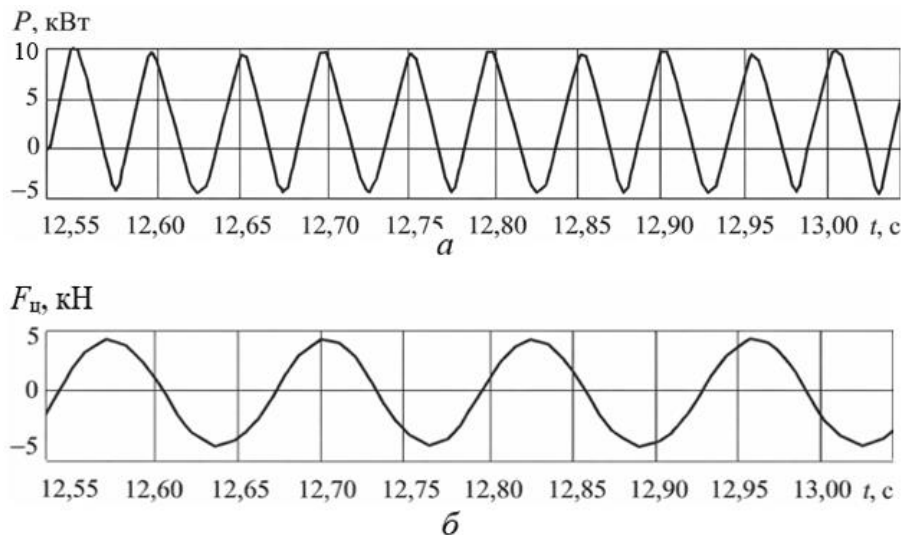


Рисунок 4 – Діаграми зміни у часі  $t$  параметрів роботи системи стабілізації вертикальної реакції дороги на колеса

$a$  – миттєвої потужності  $P$ , витраченої на керування системою стабілізації вертикальної реакції дороги на колеса;  
 $б$  – сили  $F_{ц}$ , створюваної актуатором

При моделюванні коливань автомобіля, підвіска якого збуджується на частоті власних коливань кузова від дії дороги синусоїдального профілю з амплітудою 0,05 м, режим руху без керування вертикальною реакцією представлений у інтервалі  $0 \dots 10$  с, а з керуванням вертикальною реакцією – у діапазоні  $10 \dots 20$  с.

З огляду на те, що при русі автомобіля по періодичних нерівностях у режимі вертикальних коливань кузова всі колеса рухаються та навантажуються однаково (оскільки модель виконана симетрично відносно власних горизонтальних осей), на діаграмі (рисунк 5а) наведено криву зміни у часі вертикальної сили на одному колесі. Амплітуда коливань вертикальної реакції дороги на колеса за відсутності керування вертикальною реакцією становить 5187 Н, а за його наявності – близько 1341 Н, тобто її значення зменшується майже у 4 рази.

Результати розрахунку вертикального положення центра ваги автомобіля при коливаннях на власній частоті кузова в процесі руху по синусоїдальному профілю з амплітудою 0,05 м

(рисунок 5б) показали, що без керування вертикальною реакцією амплітуда вертикальних коливань центра ваги дорівнює 0,26 м, а з керуванням вертикальною реакцією – 0,069 м, тобто друге значення становить 26 % від першого.

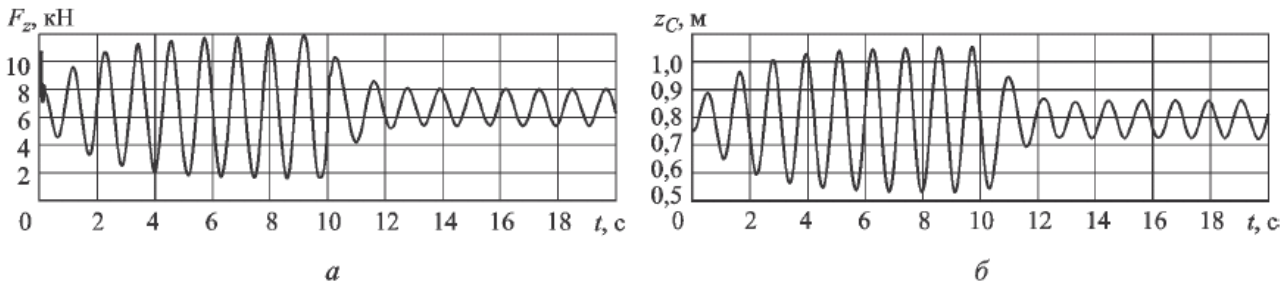


Рисунок 5 – Діаграми зміни у часі  $t$  під час руху по синусоїдальному профілю з амплітудою 0,05 м без керування (0...10 с) та з керуванням (10...20 с) вертикальною реакцією дороги на колесо автомобіля

а – вертикальної реакції дороги  $Fz$  на колеса автомобіля в резонансному режимі коливань кузова ;  
б – вертикального положення центра ваги автомобіля  $z_C$  при коливаннях на власній частоті кузова

При дослідженні впливу роботи системи стабілізації вертикальної реакції дороги на поздовжні кутові коливання кузова автомобіля в розрахунковій моделі прийнято допущення, що автомобіль має симетрично розподілене навантаження на передню і задню осі, а також на ліву і праву сторони, що дає змогу вважати незалежними вертикальні та поздовжні кутові коливання кузова.

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Найважливішою перевагою нового методу керування вертикальними реакціями є здатність системи забезпечувати стабілізацію як вертикальної реакції дороги на колеса автомобіля, так і положення його кузова на частоті власних коливань по вертикальній осі, а також при поздовжніх і поперечних кутових коливаннях.

Результати моделювання режиму руху автомобіля по профілю дороги, який збуджує поздовжні та поперечні кутові коливання кузова з резонансною частотою, показали ефективність керування вертикальними реакціями коліс з точки зору стабілізації положення кузова як за поздовжнім кутом (кутом тангажу), так і за поперечним (кутом крену).

Значення амплітуди коливань кута тангажу  $\alpha_y$  без керування вертикальною реакцією дороги на колесо становить  $8,5^\circ$ , а з керуванням –  $2,5^\circ$ .

Величина амплітуди коливань кута крену  $\alpha_x$  без керування вертикальною реакцією дороги на колесостановить  $12,5^\circ$ , а з керуванням –  $5^\circ$ .

Застосування системи стабілізації вертикальної реакції на колеса дозволило зменшити значення амплітуд  $\alpha_y$  та  $\alpha_x$  до 2,5 і  $5^\circ$ , тобто більш ніж у 3 та 2,5 рази відповідно.

### ВИСНОВОК

Використання запропонованої активної підвіски, що включає систему керування вертикальною реакцією дороги на колеса автомобіля, забезпечує стабілізацію вертикальної реакції дороги на колеса та підвищує стійкість руху автомобіля, зменшуючи амплітуду вертикальної сили взаємодії дороги і колеса на 55...65 % та стабілізацію вертикальної координати положення кузова у просторі, а також кутів тангажу  $\alpha_y$  і крену  $\alpha_x$ , що підвищує плавність ходу автомобіля та комфорт пасажирів, знижуючи амплітуду вертикальних і кутових коливань у 2–3 рази.

Потужність, витрачена на керування підвісками чотирьох коліс легкового автомобіля, у середньому становить від 0,25 до 16 кВт.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Бондаренко А. І. Математичний опис руху не підресорених і підресорених мас вантажного автомобіля в процесі гальмування / А. І. Бондаренко, В. Ю. Ткачов // Вісник НТУ «ХП». Серія «Технічні науки» – 2017. – № 14 (1236). – С. 3–9. URL:

[https://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2017\\_14.pdf](https://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2017_14.pdf)

2. Гандзюк М. О. Визначення нормальних реакцій опорної поверхні при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда ускладі «автомобіль–тягач – двовісний підкатний візок –

тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі / М. О. Гандзюк, Д. М. Гандзюк // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті – 2019. – №2(13). – С. 38–51.

<https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.86>

3. Гащук П. М. Загальний опис динаміки колеса пожежної машини у феноменологічних термінах / П. М. Гащук // Збірник наукових праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека» – 2013. – №23. – С. 50–56. URL: <https://journal.ldubgd.edu.ua/index.php/PB/article/download/494/487/>

4. Манзяк М. О. Тенденції розвитку конструкцій підвісок військових автомобілів / М.О. Манзяк, Л.В. Крайник, М.Г. Грубель // Системи озброєння і військова техніка – 2021. № 1(65). – С. 27–35. URL: <https://journal-hnups.com.ua/index.php/soivt/article/download/540/454/>

5. Опанасюк С. Г. До визначення сил, що діють на автомобільне колесо при буксуванні / С. Г. Опанасюк, Д. Б. Бегерський // Вісник ЖДТУ – 2016. – № 1 (76). – С. 128–136. URL:

<http://eztuir.ztu.edu.ua/123456789/4650>

6. 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» – 2017. – Вип. 1(37). – С. 329–338. URL:

<http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/37/329.pdf>

7. Поляков В. М. Визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні / В. М. Поляков, О. О. Разбойніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». – 2017. – Вип. 3(39). – С. 117–126. URL:

[http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vntu\\_2017\\_3\\_17](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vntu_2017_3_17)

8. Разбойніков О. О. Вплив швидкості автомобіля на зміну сил, що діють в ходовій частині при русі по нерівній дорозі / О. О. Разбойніков. Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukaszewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport. – 2017. – №10. – P. 87–94.

9. Fayyad S.M. Constructing Control System for Active Suspension System. Contemporary Engineering Sciences, 2012, vol. 5, no. 4, pp. 189–200. URL:

<http://m-hikari.com/ces/ces2012/ces1-4-2012/fayyadCES1-4-2012-1.pdf>

10. Fang J. Active suspension system of quarter car. A thesis presented to the graduate school of the University of Florida in partial fulfillment of the requirements for the degree of master of science, University of Florida, 2014. 70 p. URL: <http://matlabproject.ir/form/files/246735.pdf>

11. Kruczek A., Stribrsky A., Honcu J., Hlinovsky M. Automotive active suspension – case study on H-infinity control. Proceedings of the 13th WSEAS International Conference on Automatic Control, Modelling and Simulation, 2011, pp. 392–397. URL:

<http://wseas.us/e-library/conferences/2011/Lanzarote/ACMOS/ACMOS-78.pdf>

12. Kruczek A., Stribrsky A., Honcu J., Hlinovsky M. Active Suspension – Case Study on Robust Control. World Academy of Science, Engineering and Technology, 2011, vol. 78, pp. 411–416. URL: <http://waset.org/publications/15781/active-suspension-case-study-onrobust-control>

13. Schofield B. Model-Based Vehicle Dynamics Control for Active Safety. PHD thesis, Lund Institute of Technology, 2008. 186 p.

14. Venkateswarulu E., Ramesh raj N., Seshadri G. The active suspension system with hydraulic actuator for half car model analysis and self-tuning with PID controllers. International Journal of Research in Engineering and Technology, 2014, vol. 3, is. 9, pp. 415–421. URL:

<http://esatjournals.net/ijret/2014v03/i09/IJRET20140309065.pdf>

## REFERENCES

1. Bondarenko, A. I., & Tkachov, V. Yu. (2017). Mathematical description of the motion of unsprung and sprung masses of a truck during braking. *Bulletin of NTU "KhPI". Technical Sciences Series*, (14/1236), 3–9. Retrieved from [https://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2017\\_14.pdf](https://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2017_14.pdf)

2. Handziuk, M. O., & Handziuk, D. M. (2019). Determination of normal reactions of the supporting surface during the motion of a modular three-link articulated road train consisting of “truck tractor – two-axle dolly – three-axle semi-trailer” in braking mode. *Modern Technologies in Mechanical Engineering and Transport*, 2(13), 38–51.

3. Hashchuk, P. M. (2013). General description of the dynamics of a fire truck wheel in phenomenological terms. *Collection of Scientific Papers of Lviv State University of Life Safety "Fire Safety"*, (23), 50–56. Retrieved from <https://journal.ldubgd.edu.ua/index.php/PB/article/download/494/487/>

4. Manziak, M. O., Kraynyk, L. V., & Hrubel, M. H. (2021). Trends in the development of military vehicle suspension designs. *Weapons Systems and Military Equipment*, 1(65), 27–35. Retrieved from <https://journal-hnups.com.ua/index.php/soivt/article/download/540/454/>
5. Opanasiuk, Ye. H., & Beherskyi, D. B. (2016). On determining the forces acting on a vehicle wheel during slipping. *Bulletin of Zhytomyr State Technological University*, 1(76), 128–136. Retrieved from <http://eztuir.ztu.edu.ua/123456789/4650>
6. Polyakov, V. M., & Razboinikov, O. O. (2017). Determination of the resultant force of interaction between a vehicle wheel and an uneven road surface. *Bulletin of the National Transport University. Technical Sciences Series*, 1(37), 329–338. Retrieved from <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/37/329.pdf>
7. Polyakov, V. M., & Razboinikov, O. O. (2017). Determination of suspension parameters of a vehicle moving on an uneven supporting surface. *Bulletin of the National Transport University. Technical Sciences Series*, 3(39), 117–126. Retrieved from [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vntu\\_2017\\_3\\_17](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vntu_2017_3_17)
8. Razboinikov, O. O. (2017). Influence of vehicle speed on changes in forces acting in the running gear when driving on an uneven road. In K. Lejda (Ed.), *Systems and Means of Road Transport. Series: Transport* (No. 10, pp. 87–94). Rzeszów: Rzeszów University of Technology.
9. Fayyad, S. M. (2012). Constructing control system for active suspension system. *Contemporary Engineering Sciences*, 5(4), 189–200. Retrieved from <http://m-hikari.com/ces/ces2012/ces1-4-2012/fayyadCES1-4-2012-1.pdf>
10. Fang, J. (2014). *Active suspension system of quarter car* (Master's thesis). University of Florida. 70 p. Retrieved from <http://matlabproject.ir/form/files/246735.pdf>
11. Kruczek, A., Stribrsky, A., Honcu, J., & Hlinovsky, M. (2011). Automotive active suspension – case study on H-infinity control. In *Proceedings of the 13th WSEAS International Conference on Automatic Control, Modelling and Simulation* (pp. 392–397). Retrieved from <http://wseas.us/e-library/conferences/2011/Lanzarote/ACMOS/ACMOS-78.pdf>
12. Kruczek, A., Stribrsky, A., Honcu, J., & Hlinovsky, M. (2011). Active suspension – case study on robust control. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 78, 411–416. Retrieved from <http://waset.org/publications/15781/active-suspension-case-study-onrobust-control>
13. Schofield, B. (2008). *Model-based vehicle dynamics control for active safety* (Doctoral dissertation). Lund Institute of Technology. 186 p.
14. Venkateswarulu, E., Ramesh Raju, N., & Seshadri, G. (2014). The active suspension system with hydraulic actuator for half car model analysis and self-tuning with PID controllers. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 3(9), 415–421. Retrieved from <http://esatjournals.net/ijret/2014v03/i09/IJRET20140309065.pdf>

#### **M. Handziuk, V. Dembitskyi. Stabilization of vertical road reactions on automobile wheels**

The issue of improving vehicle stability and ride smoothness when driving over periodic road irregularities is considered. Vehicle oscillations affect almost all of its main performance characteristics (stability, controllability, and ride comfort), as well as fuel consumption. Vehicle motion under wheel resonance conditions may be accompanied by a reduction in the vertical road reaction on the wheels and even their detachment from the road, which leads to decreased vehicle stability. Resonant oscillations of the body are characterized by significant linear and angular displacements of the body itself and the useful load of the vehicle (driver, passengers, cargo, etc.). Such displacements may cause dangerous traffic situations. Thus, unfavorable driving conditions arise in terms of vehicle stability and controllability, as well as ride smoothness, which determines the level of comfort. A new active safety system for the vehicle is proposed, which makes it possible to improve ride smoothness. The results of a study on the influence of the vertical road reaction stabilization system on vehicle ride smoothness are presented.

**Key words:** automated vehicle suspension control, automated control, stabilization of vertical road reactions, vertical reaction stabilization system, vehicle stability, ride smoothness.

ГАНДЗЮК Микола Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: [Gandzyuk64.MG@gmail.com](mailto:Gandzyuk64.MG@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>

ДЕМБІЦЬКИЙ Валерій Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: [dvm2@meta.ua](mailto:dvm2@meta.ua). <https://orcid.org/0000-0002-1006-9218>

*Mykola HANDZIUK*, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: [Gandzyuk64.MG@gmail.com](mailto:Gandzyuk64.MG@gmail.com).  
<http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>

*Valerii DEMBITSKYI*, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: [dvm2@meta.ua](mailto:dvm2@meta.ua).  
<https://orcid.org/0000-0002-1006-9218>

Дата надходження статті до видання: 01.03.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 07.04.2026

<https://doi.org/10.36910/5tj3br85>