

Ю. М. ВАСЬКОВСЬКИЙ, М. В. ПОДА

ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ РЕКУПЕРАЦІЇ ЕНЕРГІЇ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Робота відноситься до проблеми енергозбереження та розширення функціональних можливостей сучасних транспортних засобів. Останнім часом провідними автомобілебудівними фірмами розробляються системи рекуперації енергії механічних коливань транспортних засобів, які виникають під час їх руху в складних дорожніх умовах. В статті проводиться загальна оцінка енергетичної ефективності функціонування запропонованих систем рекуперації енергії, яка ґрунтується на результатах їх математичного моделювання. За результатами проведеного аналізу визначено рівень потужності привідного двигуна, яка марно втрачається при русі транспортного засобу в складних дорожніх умовах та знайдено відсоток енергії, яка може бути повернута в акумуляторну батарею за допомогою запропонованої системи рекуперації. Незважаючи на невеликий відсоток цієї енергії час зарядження акумуляторної батареї на борту транспортного засобу, а також простота і невелика вартість системи рекуперації є прийнятними для обґрунтування доцільності їх впровадження. Оптимальною сферою їх використання є важкі транспортні засоби.

Ключові слова: енергетична ефективність, механічні коливання, транспортні засоби, рекуперація енергії.

Работа относится к проблеме энергосбережения и расширения функциональных возможностей современных транспортных средств. В последнее время ведущими автомобилестроительными фирмами разрабатываются системы рекуперации энергии механических колебаний транспортных средств, которые возникают во время их движения в сложных дорожных условиях. В статье проводится общая оценка энергетической эффективности функционирования предложенных систем рекуперации энергии, которая основывается на результатах их математического моделирования. По результатам проведенного анализа определен уровень мощности приводного двигателя, которая бесполезно теряется при движении транспортного средства в сложных дорожных условиях и найден процент энергии, которая может быть возвращена в аккумуляторную батарею с помощью предложенной системы рекуперации. Несмотря на небольшой процент этой энергии время зарядки аккумуляторной батареи на борту транспортного средства, а также простота и небольшая стоимость системы рекуперации являются приемлемыми для обоснования целесообразности их внедрения. Оптимальной сферой их использования являются тяжелые транспортные средства.

Ключевые слова: энергетическая эффективность, механические колебания, транспортные средства, рекуперация энергии.

Purpose. Evaluation of the efficiency of energy recovery systems of mechanical vibrations of cars. **Methodology.** In the article evaluation of the efficiency of energy recovery systems are investigated by methods of mathematical modeling. **Results.** The power level of the drive motor is determined, which is uselessly lost when the vehicle moves in difficult road conditions and the percentage of energy that can be returned to the battery is found. Despite a small percentage of this energy, the battery charging time on board the vehicle, as well as the simplicity and low cost of the recovery system are acceptable to justify the feasibility of their implementation. **Originality.** The article contains simulation results obtained from the original mathematical models. **Practical value.** It has been established that heavy vehicles are the optimal area for using energy recovery systems.

Keywords: energy efficiency, mechanical fluctuations, vehicles, energy recovery.

Вступ. У сучасному світі особлива увага приділяється створенню та широкому впровадженню енергоефективних та енергозберігаючих систем. Це стосується і сучасних транспортних засобів (ТЗ) оскільки вони стали невід'ємною частиною життя людини. Подальше удосконалення таких систем є одним із важливих напрямків розвитку техніки і технологій.

Останнім часом рядом провідних автомобілебудівних компаній світу проводяться дослідження та розробки систем електромеханічного перетворення енергії механічних коливань (СПЕМК) ТЗ [1-3], які виникають під час руху ТЗ в складних дорожніх умовах.

Зазвичай енергія механічних коливань ТЗ марно втрачається в ресорах і амортизаторах ТЗ. Наявність систем рекуперації такої енергії на борту ТЗ забезпечує економію палива привідного двигуна ТЗ і розширює функціональні можливості ТЗ за рахунок появи на борту додаткової потужності джерел електроживлення.

СПЕМК складається з наступних вузлів: механічний пристрій, який перетворює зворотно-поступальний рух шасі ТЗ в односпрямований обертовий рух ротора електрогенератора; електрогенератор, який перетворює механічну енергію руху в електричну енергію змінного струму; випрямляч змінного струму в постійний струм; акумуляторна батарея (АБ).

Робота СПЕМК відбувається наступним чином. Взаємні зворотно-поступальні переміщення підресо-

реної маси (ПМ) ТЗ (кузов, вантаж, тощо) відносно невід'язаної маси (НПМ) ТЗ (колеса, гальма, тощо) через механічний перетворювальний пристрій перетворюються в односпрямований обертовий рух ротора електрогенератора.

При переміщенні ПМ вниз такий пристрій механічно з'єднує вал генератора з ПМ, чим забезпечується передача її кінетичної енергії на вал генератора. При переміщенні ПМ вгору пристрій механічно від'єднує електрогенератор від ПМ, а ротор здійснює загасаюче обертання до наступного руху ПМ вниз. При цьому зворотної передачі енергії від генератора до ПМ не відбувається. З урахуванням відносно невисоких лінійних швидкостей вертикальних коливань ПМ для отримання оптимальної частоти обертання ротора генератора до складу пристрою включається редуктор з коефіцієнтом редукції k_r . Електрогенератор здійснює електромеханічне перетворення енергії, змінний струм на виході генератора перетворюється випрямлячем в постійний струм і заряджає АБ. З урахуванням специфіки роботи СПЕМК оптимальним типом електрогенератора для СПЕМК є трифазний синхронний генератор з постійними магнітами на роторі [4].

Важливою оцінкою функціонування СПЕМК, яка формує висновки щодо перспектив їх розробки і впровадження є оцінка енергетичної ефективності систем рекуперації енергії механічних коливань ТЗ з урахуванням різних типів ТЗ і відповідних дорожніх умов їх руху.

Метою роботи є загальна оцінка енергетичної ефективності систем рекуперації енергії механічних коливань транспортних засобів на основі попередньо проведених результатів математичного моделювання таких систем.

Основний матеріал. Дано оцінку втрат потужності, які втрачаються привідним двигуном ТЗ під час проходження нерівностей на дорозі. Нехай ТЗ, який має масу m рухається з рівномірною швидкістю V по дорозі з нерівностями у вигляді заглиблень (ямок) глибиною h , віддалених одна від іншої на відстань L . При проходженні кожної ямки ТЗ, опускаючись вниз на глибину h , ТЗ втрачає частину власної потенційної енергії величиною mgh , де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння. Надалі, підіймаючись з ямки в попереднє положення, ТЗ поновлює свою потенційну енергію за рахунок потужності привідного двигуна (ПД) ТЗ. Таким чином кожен раз при проходженні ямки втрачається частка потужності ПД ТЗ. При заданих умовах руху ТЗ ця потужність дорівнює:

$$P_h = \frac{mghV}{L}, \quad (1)$$

Відношення P_h до номінальної потужності ПД ТЗ P_N характеризує долю потужності ПД, яка марно втрачається на подолання зазначених нерівностей на дорозі:

$$k_h = P_h / P_N, \quad (2)$$

Наприклад, нехай автомобіль типу Kraz Shrek з масою 17800 кг, рухається зі швидкістю 40 км/год = 11 м/с і долає ямки глибиною 0,2 м, які розташовані одна від іншої на відстань 25 м. Тоді згідно з формулою (1) потужність, що втрачається для проходження ямок дорівнює 15,1 кВт. З урахування додаткової маси вантажа ТЗ величина втрат потужності збільшується.

При заданій масі ТЗ величина втрат потужності P_h цілком визначається добутком який має розмірність швидкості, залежить від параметрів нерівної дороги (параметри h і L) і швидкості руху по ній ТЗ, і в даному випадку дорівнює величині 0,088 (м/с).

$$v_p = hV/L, \quad (3)$$

Величину v_p назвемо коефіцієнтом швидкості втрат потужності ПД. Оцінка можливих вірогідних реальних умов руху ТЗ показує, що найбільш вірогідним діапазоном значень v_p є діапазон $v_p = 0,04\text{--}0,2$. Таким чином для зазначеного вище прикладу автомобіля типу Kraz Shrek потужність ПД, що втрачається при проходженні нерівностей на дорозі, лежить в діапазоні значень $P_h = 6,85\text{--}34$ кВт. Безумовно можливі і більш складні умови руху ТЗ, при яких зазначені втрати потужності будуть суттєво більшими.

На рис. 1 і рис. 2 зображені залежності коефіцієнта втрат потужності k_h по формулі (2) (в процентах) для ряду легкових і вантажних ТЗ, позначених на цих рисунках. Зокрема це ТЗ типу: ВАЗ, Reno Megane IV, Toyota Camry, Газель-3302, КАМАЗ-45143 і КРАЗ-65055 зі спорядженими масами відповідно 1 т; 1,4 т; 1,35 т; 2,5 т; 22 т; 29,2 т.

На рис. 1 показано залежності k_h від L при швидкості руху 50 (км/год) і глибині ямок $h = 0,06$ м. На

рис. 2 показано залежності коефіцієнта k_h від глибини ямок h при швидкості руху ТЗ 50 км/год і відстані між ямками $L = 30$ м. Залежність k_h від швидкості руху має лінійний характер і легко перераховується з наведених на рис. 1 і рис. 2 залежностей. З даних рис. 1 і рис. 2 видно, що втрати енергії на подолання несприятливих дорожніх умов особливо великі у важких вантажних ТЗ – можуть сягати до 40% потужності привідного двигуна. Для легкових ТЗ в аналогічних дорожніх умовах ці втрати значно менші і знаходяться в межах 3 – 7% потужності ПД.

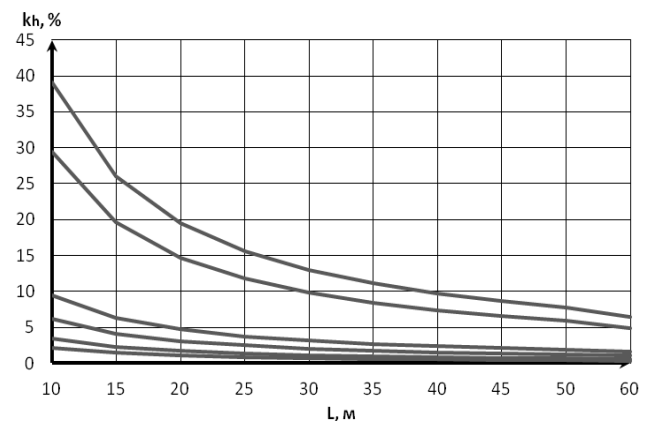


Рис. 1 – Залежності коефіцієнта втрат потужності k_h від відстані між ямками (зверху вниз: КРАЗ-65055, КАМАЗ-45143, Газель-3302, ВАЗ 2101, Reno Megane, Toyota Camry)

З урахуванням суттєво меншої номінальної потужності ПД легкових ТЗ абсолютні значення енергії механічних коливань шасі ТЗ, які марно втрачаються в ресорах і амортизаторах і можуть підлягати електромеханічному перетворенню є також суттєво меншими.

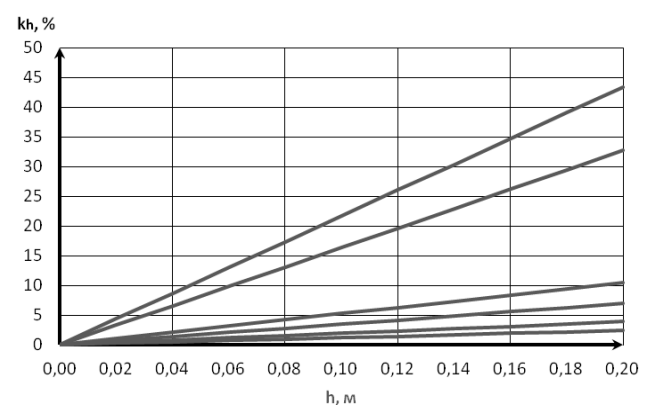


Рис. 2 – Залежності коефіцієнта втрат потужності k_h від глибини ямок (зверху вниз: КРАЗ-65055, КАМАЗ-45143, Газель-3302, ВАЗ 2101, Reno Megane, Toyota Camry)

Проведена оцінка характерна для відносно повільного руху ТЗ, при якому траєкторія руху центра його маси повторює форму дороги. Це більш притаманно для важких і відносно тихохідних ТЗ. Якщо швидкісний ТЗ, наприклад легковий автомобіль, швидко рухається по дорозі з неглибокими ямками, то при проходженні ямки ПМ ТЗ не встигає опуститися вниз. У цьому випадку енергія, що втрачається ТЗ,

пов'язана з роботою пружин ресори. В вихідному стані пружини стиснуті масою ТЗ і в них накопичена відповідна потенційна енергія стиснутої пружини. При проходженні ямки пружини швидко розжимаються і переміщують вниз НПМ ТЗ, втрачаючи при цьому накопичену потенційну енергію, а при виході з ямки пружини знову стискаються за рахунок енергії привідного двигуна ТЗ. При такому характері руху також відбувається взаємне вертикальне переміщення ПМ і НПМ ТЗ, що забезпечує функціонування СПЕМК. Можна показати, що з енергетичної точки зору оцінки втрат потужності при такому характері руху ТЗ будуть аналогічними, оскільки сила опору стиснутої пружини у звичайному стані ТЗ дорівнює силі тяжіння маси ТЗ.

Таким чином, найбільш доцільною сферою застосування СПЕМК є важкі вантажні та спеціальні ТЗ, в яких існують значні втрати потужності ПД при русі ТЗ по нерівній дорозі.

Очевидно, що СПЕМК може повернути (рекупрувати) в акумуляторну батарею на борту ТЗ лише невелику частку енергії, що втрачається ПД на подолання перешкод на дорозі. Електромагнітні сили і моменти, які може розвинути СПЕМК, не можуть урівноважити інерційні сили коливального руху та масові характеристики шасі ТЗ. Тому ресори і амортизатори залишаються важливими вузлами ТЗ. Останнім часом розробляються системи "активної підвіски" ПМ ТЗ [5], які сприяють підвищенню комфортності їзди ТЗ, але вони актуальні лише для легкових ТЗ з невеликою масою шасі.

Оцінку долі енергії механічних коливань ТЗ, яка може бути повернута і накопичена в акумуляторній батареї на борту ТЗ, можна виконати методами математичного моделювання. В роботі [6] розроблена математична модель СПЕМК, яка чисельно реалізована в програмі Matlab Simulink. На рис. 3 зображено отримані за допомогою цієї моделі розрахункові часові залежності струму в амперах і енергії заряду АБ (в процентах від величини повного заряду АБ) на протязі часу 2 с при потужності генератора 250 Вт.

ККД електромеханічного перетворення енергії СПЕМК визначається як відношення приросту електричної енергії ΔE_{AB} заряду АБ до потенційної енергії mgh , яку втрачає ТЗ при подоланні однієї ямки глибиною h :

$$\eta = \Delta E_{AB} / mgh$$

При такому формулюванні ККД його величина є невеликою, оскільки більша частина енергії механічних коливань ТЗ поглинається ресорами і амортизаторами, які забезпечують стабілізацію руху шасі ТЗ.

Проведено дослідження величини ККД ряду варіантів СПЕМК при різних номінальній потужності електрогенератора: 250, 400 і 650 Вт.

Величина ККД суттєво залежить від маси ТЗ і коефіцієнта ν_p відповідно до формули (3). Для правильно спроектованих і узгоджених з характеристиками ТЗ СПЕМК величина ККД лежить в діапазоні (0,5 – 3)%. В свою чергу величина ККД обумовлює час заряджання АБ на борту ТЗ.

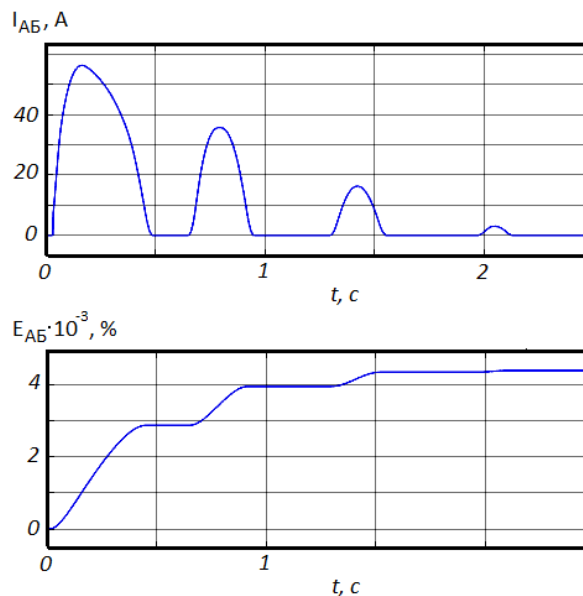


Рис. 3 – струм і енергія заряду АБ

На рис. 4 зображено залежність часу заряджання в годинах штатної АБ типу 6СТ-190 ємністю 180 Аг, що використовуються у важких ТЗ КрАЗ і КАМАЗ від коефіцієнту швидкості втрат потужності ν_p при масі ПМ 16,4 т.

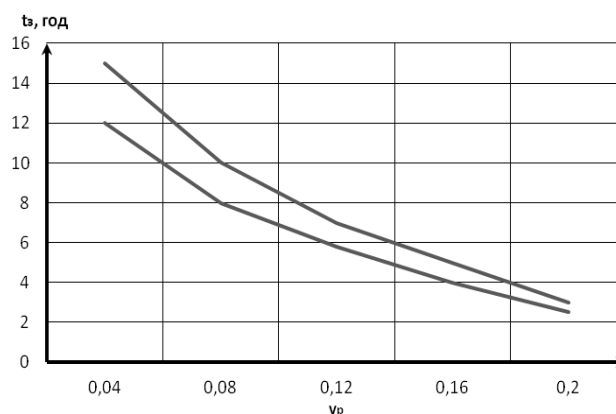


Рис. 4 – Залежність часу заряду АБ від коефіцієнту ν_p

Нижня крива відповідає розрахунковій потужності електрогенератора 400 Вт, верхня – потужності 250 Вт.

В розрахунках приймалося, що перед початком процесу заряджання АБ була розряджена до 50% її повного заряду, що рекомендується правилами експлуатації АБ. Як видно з рис.4, в залежності від дорожніх умов час заряду АБ лежить в межах 2,5 – 15 годин.

Висновки.

З огляду на відносну простоту, відсутність вимог щодо спеціального керування і невелику вартість системи електромеханічного перетворення енергії механічних коливань ТЗ в електричну енергію заряду АБ є перспективними для широкого впровадження в ТЗ, особливо у важких ТЗ, які внаслідок специфіки їх експлуатації рухаються в складних дорожніх умовах і втрачають значну потужність ПД на подолання механічних коливань шасі ТЗ. Хоча енергія, яку СПЕМК перетворює в електричну енергію заряду АБ може

складати декілька відсотків від загальної енергії, яку втрачає ТЗ на подолання дорожніх перешкод, але час зарядження штатних АБ на борту ТЗ є прийнятним для обґрунтування доцільності їх впровадження. При цьому на борту ТЗ формується додаткове джерело електроживлення, яке розширює функціональні можливості ТЗ.

Список літератури

1. The innovative shock absorber system from Audi, 2017. – Режим доступу: <https://web.archive.org/web/20170720120747/https://www.audi-mediacycenter.com/en/press-releases/the-innovative-shock-absorber-system-from-audi-new-technology-saves-fuel-and-enhances-comfort-6551>.
2. Electromagnetic suspension Bose, 2016. – Режим доступу: <https://www.drive2.ru/b/721443>
3. GenShock — suspension system performing the function of energy regeneration, 2016. – Режим доступу: <https://www.drive2.com/b/668040>
4. Васьковський Ю. М. Електрогенератор в системі рекуперації енергії механічних коливань транспортних засобів. / Васьковський Ю. М., Пода М. В., Кошикар І. В. // *Електротехніка і електромеханіка*. – 2018. – №5. – С.24-28
5. Yan Shuai. Energy Regeneration Scheme and Self-powered Criterion of Motor-driven Active Suspension. Proceedings of the 35th Chinese Control Conference. / Yan Shuai, Sun Weichao // – 27-29 липня 2016р., Ченду, Китай, – С. 8926-8931.
6. Васьковський Ю.Н. Моделирование электромеханических систем рекуперации энергии колебаний транспортных средств. /

Васьковський Ю. Н., Пода М. В. // *Технічна електродинаміка*. – 2019. – № 4. – С. 33-40.

References (transliterated)

1. Web archive Audi MediaCenter. 2017. The innovative shock absorber system from Audi. <<https://web.archive.org/web/20170720120747/https://www.audi-mediacycenter.com/en/press-releases/the-innovative-shock-absorber-system-from-audi-new-technology-saves-fuel-and-enhances-comfort-6551>>
2. Electromagnetic suspension Bose. 2016. <<https://www.drive2.ru/b/721443>>
3. GenShock — suspension system performing the function of energy regeneration. 2016. <<https://www.drive2.com/b/668040>>
4. Vaskovskiy Yu. M., Poda M.V., Kochicar I.V. Elektrogenerator v systemi rekupe-ratsii enerhii mekhanichnykh kolyvan transportnykh zasobiv [Electrogenerator in the system of energy recovery of mechanical vibrations of vehicles]. – *Electrical engineering & electro-mechanics*. 2018. No 5. Pp. 24-28. (Ukr) DOI: <https://doi.org/10.20998/2074-272X.2018.5.04>
5. Yan Shuai, Sun Weichao. Energy Regeneration Scheme and Self-powered Criterion of Motor-driven Active Suspension. *35th Chinese Control Conference*, July 27-29, 2016. Chengdu, China. Pp. 8926-8931. DOI: <https://doi.org/10.1109/ChiCC.2016.7554783>
6. Vaskovskiy Yu.M., Poda M.V. Modelirovaniye elektromekhanicheskoykh system rekupe-ratsyy enerhyy kolebaniy transportnykh sredstv [Modeling of electromechanical systems for recovery energy of vehicle vibrations]. *Tekhnichna elektrodynamika*. 2019. No. 4, Pp. 33-40. (Ukr) DOI: <https://doi.org/10.15407/techned2019.04.033>.

Надійшла (received) 30.01.2020

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Васьковський Ю. М. Оцінка енергетичної ефективності систем рекуперації енергії механічних коливань транспортних засобів / Ю. М. Васьковський, М. В. Пода // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: «Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії». – 2020. – № 3 (1357). – С. 52-55. – doi:10.20998/2409-9295.2020.3.09.

Васьковський Ю. Н. Оценка энергетической эффективности систем рекуперации энергии механических колебаний транспортных средств / Ю. Н. Васьковський, М. В. Пода // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: «Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії». – 2020. – № 3 (1357). – С. 52-55. – doi:10.20998/2409-9295.2020.3.09.

Vaskovksy Yu. M. Energy efficiency assessment for energy recovery systems of mechanical vibrations of vehicles / Yu. M. Vaskovksy, M. V. Poda // *Bulletin of NTU "KhPI"*. Series: "Electric machines and electromechanical energy conversion." – 2020. – No. 3 (1357). – P. 52-55. – doi:10.20998/2409-9295.2020.3.09.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Васьковський Юрій Миколайович (Васьковський Юрій Николаевич, Vaskovskiy Yuriy Nikolaevich) – доктор технічних наук, професор кафедри електромеханіки, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», ORCID: 0000-0003-1262-0939, email: vun157@gmail.com.

Пода Михайло Валерійович (Пода Михаил Валерьевич, Poda Mukhailo Valeriiovych) – аспірант кафедри електромеханіки, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», ORCID: 0000-0002-0138-4750, email: poda.mv@gmail.com.