

А.Я. КАЛИНОВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доцент, зав. каф. Національний університет цивільного захисту України, Харків;
О.О. ЛАРІН, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ»;
О.О. ВОДКА, канд. техн. наук, ст. викладач, НТУ «ХПІ»;
В.М. БАШТОВИЙ, здобувач, Національна Академія Національної гвардії України, Харків;
Р.О. КАЙДАЛОВ, канд. техн. наук, Національна Академія Національної гвардії України, Харків

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З НЕЛІНІЙНИМ ПІДРЕСОРЕННЯМ ПРИ ПЕРЕЇЗДІ ОДИНОЧНОЇ НЕРІВНОСТІ

В роботі представлені результати експериментальних досліджень коливань вантажу, що розміщений на спеціалізованому транспортному засобі (СТЗ) під час переїзду ним одиночної нерівності. Експерименти проведені у вигляді дорожніх випробувань на реальному макеті транспортного засобу. Конструкції СТЗ, що розглядаються має додатковий рівень піддресорення з нелінійною характеристикою, яка має квазінульову жорсткість. Порівняльний аналіз показав, що піддресорення з квазі-нульовою жорсткістю дозволяє істотно знизити рівні вібрацій, а отже підвищити плавність ходу СТЗ.

Ключові слова: спеціалізований транспортний засіб, плавність ходу, вібрації, небезпечний вантаж

Вступ. Автомобільний транспорт займає суттєву частку транспортної галузі України і широко використовується для транспортування найрізноманітніших вантажів. При цьому одним з пріоритетних напрямів розвитку автомобільної техніки є реалізація заходів, що спрямовані на забезпечення безпеки перевезень. Зазначені питання набувають особливого значення при виконанні транспортування небезпечних вантажів спеціальними підрозділами МВС та Державної служби з надзвичайних ситуацій України. Серед основних експлуатаційних властивостей транспортних засобів, що забезпечують перевезень небезпечних вантажів є плавність ходу (сукупність властивостей ТЗ, що забезпечують віброзахист пасажирів, вантажів, які перевозяться та власних агрегатів від впливу вібрацій [1]). Це пояснюється тим, що вібрації, які виникають під час руху по нерівностях дороги, здатні вкрай небезпечно впливати на вантажі відповідної категорії та призводити до аварійно небезпечних ситуацій [2-5]. Разом з тим характерною особливістю загальної дорожньої мережі України є велика кількість ґрунтових доріг і доріг з покриттям незадовільної якості. Поліпшення плавності ходу дозволяє знизити вібрації,

що діють на вантаж під час його транспортування. Окремо слід відзначити проблему транспортування від місця знаходження до пункту утилізації застарілих боєприпасів та інших вибухонебезпечних предметів [6].

Науково-обґрунтовані рекомендації, направлені на поліпшення показників плавності ходу, можуть бути отримані лише на основі поглибленого вивчення процесів коливань елементів транспортного засобу під час його експлуатації. Вібраційні показники спеціалізованих транспортних засобів, що призначені для перевезення небезпечних та інших віброчутливих вантажів, суттєво залежать від її геометричних, масових та жорсткісних параметрів. Рациональний вибір, в межах можливих змін, зазначених параметрів здатен суттєво покращити основні експлуатаційні параметри транспортного засобу, а отже підвищити безпеку їх експлуатації та збереженість вантажів. Відзначені питання підкреслюють актуальність теоретичних та експериментальних досліджень, які спрямовані на вивчення закономірностей формування вібраційного стану зазначених транспортних засобів в дорожніх умовах і обґрунтування вибору їх компоновальних параметрів.

Для транспортування зазначених об'єктів зазвичай використовуються спеціалізовані візки-причепи (спеціалізовані транспортні засоби – СТЗ), конструкція яких оснащена ресорним підвішуванням [6]. Нажаль, традиційні системи підресорення візків-причепів не дозволяють отримати вібраційний вплив на вантаж на необхідному низькому рівні. В сучасних наукових роботах багато уваги приділяється створенню нових систем підресорення із нелінійними характеристиками жорсткості або демпфування [7-11]. Серед різних ідей, щодо забезпечення високої плавності ходу ТЗ із нелінійною підвіскою на окрему увагу заслуговують системи, які реалізують віброізоляцію вантажів, що може бути досягнуто суттєвим зменшенням динамічних реакцій у підвісці ТЗ. Зменшення динамічної реакції в коливальній системі може бути досягнуто шляхом зменшення жорсткості пружних елементів в цій системі [12]. Для звичайних пружин відповідна зміна жорсткості із збереженням несучої спроможності вимагає істотного збільшення розмірів. Проте використання пружин (або спеціально сконструйованих пружинних блоків) з нелінійною характеристикою дозволяє отримати певний проміжок роботи системи з суттєво малою жорсткістю за збереження компактних розмірів та необхідної несучої спроможності. Такі системи прийнято називати системами із квазінульовою жорсткістю. Співавторами цієї статті в попередніх роботах [13,14] було запропоновано конструкції СТЗ, який має додаткову ступінь підресорення, що має реалізовувати віброізоляцію вантажу.

Постановка задачі. В даній роботі розглядаються експериментальні дорожні випробовування вертикальних коливань вантажу, що розміщений на дослідному зразку СТЗ, який має дворівневу систему підресорення при чому другий рівень реалізує стан квазінульової жорсткості. Метою досліджень є визначення фактичного ефекту щодо покращення плавності ходу запропонованої системи у порівнянні із класичною конструкцією подібних причепів.

Конструкція дослідного зразку СТЗ із додатковою системою підресорення, яка має квазінульову жорсткість. Дослідний зразок СТЗ являє собою одновісний несамохідний причіп, що під'єднується до легкових автомобілів. Конструкція складається з однієї колісної вісі, несучої рами (кузова), ватажної платформи на якій розташовується вантаж та двох рівнів підресорення (рис. 1).

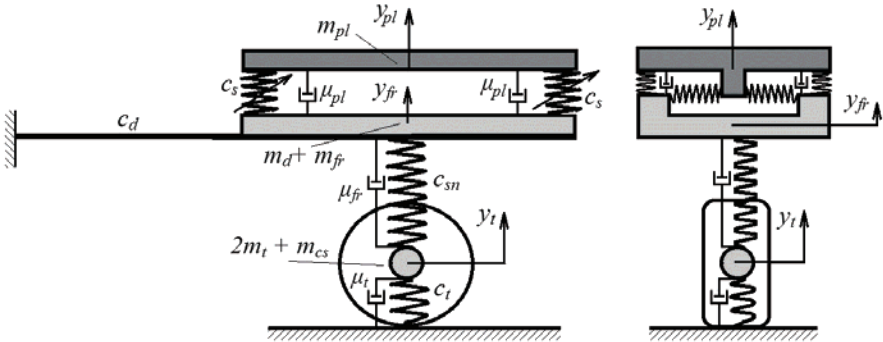


Рисунок 1 – Схема конструкції СТЗ, що досліджується

Перший рівень підресорення в конструкції має лінійну характеристику, що є традиційним для автомобілебудування (СТЗ, що оснащений лише одним рівнем підресорення, являє собою класичний причіп легкового автомобіля).

Для реалізації другого рівня підресорення на рамі причепа монтується за допомогою пружинного блоку (рис. 2, а) вантажна платформа на якій закріплюється небезпечний вантаж, що перевозиться. Пружинний блок має нелінійну характеристику із областю, що реалізує стан квазінульової жорсткості.

Конструктивно, даний блок був створений з циліндричних пружин стиснення, які утворювали між собою ферму Мізеса (рис. 2).

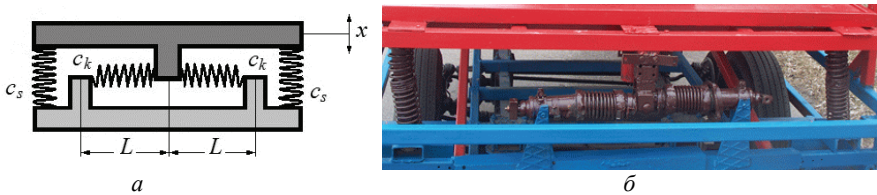


Рисунок 2 – Схема конструкції (а) та фотографія дослідного зразка (б) другої ступені ресорного підвищення, що реалізує квазінульову жорсткість

Нелінійна характеристика даної системи сформована геометричними співвідношеннями між деформацією горизонтальних пружин та вертикальними переміщеннями. Причому горизонтальні пружини повинні бути попередньо у стисненому стані. Якщо ввести позначення L – довжина пружини у

горизонтальному стисненому положенні, Δ – величина попереднього стиснення, c_s – жорсткість пружин вертикальних, c_k – жорсткість пружин горизонтальних, x – вертикальне переміщення платформи із вантажем, то нелінійна приведена пружна сила, що виникатиме в пружинному блоці матиме вигляд:

$$F_{nl}(y) = c_k \cdot y + c_s \cdot y \cdot \left[1 - \frac{L + \Delta}{\sqrt{L^2 + y^2}} \right]. \quad (1)$$

На рис. 3 наведено графік залежності нелінійної пружної сили F_{nl} від вертикальних переміщень платформи.

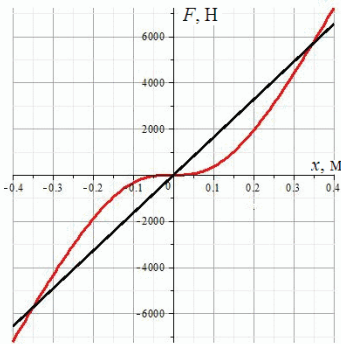


Рисунок 3 – Нелінійна пружна сила

Для наочності на графіку побудована лінійна пружна сила, що утворюється при демонтажі горизонтальних пружин коректорів жорсткості. Величини жорсткості та геометричні розміри були взяті у відповідності до величин, що були застосовані у дослідному зразку СТЗ.

Наведена залежність нелінійної пружної сили вказує на наявність області із квазінульовою жорсткістю: це інтервал переміщень $\pm 0,1$ м. Крім того в межах переміщень $\pm 0,3$ м горизонтальні коректори забезпечують меншу пружну силу ніж лінійна компоновка без коректорів жорсткості.

Окремо слід зазначити, що із збільшення можливих переміщень в жорсткість даної системи різко зростає, що призведе до протилежного відносно віброізоляції ефекту.

Слід також відмітити, що нелінійна характеристика матиме область із квазінульовою жорсткістю лише у випадку, якщо жорсткості пружин та їх попереднє стиснення будуть у раціональному співвідношенні:

$$c_s L = c_k \Delta. \quad (2)$$

Результати дорожніх випробувань вертикальних коливань вантажної платформи СТЗ. Дослідний зразок візка (із макетом небезпечного вантажу на ньому) підчас дорожніх досліджень був закріплений у якості причепа до автомобіля УАЗ, який рухався із заданою швидкістю (рис. 4). Платформа була попередньо навантажена (вантаж 100 кг), що реалізує робочі масові характеристики при перевезеннях та реалізує у системі внаслідок присутності додаткових сил тяжіння, необхідне базове положення рівноваги. На причепі було розташовано макет небезпечного вантажу.

Відповідно до задач експериментальних досліджень було використано вимірювальний комплекс «Ультра-В-І» [15], який розроблений на кафедрі динаміки та міцності машин НТУ «ХП». Вимірювальний комплекс склада-

ється із: датчика віброприскорень, що оснащений мікроелектромеханічним ємнісним сенсором; аналого-цифрового перетворювача (АЦП) та портативного комп'ютера. «Ультра-В-І» має дійсне свідоцтво про Державну метрологічну атестацію і дозволяє проводити вимірювання віброприскорень у точці конструкції за трьома напрямками.

Під час досліджень датчик вібрацій встановлювався під платформою (рис. 5). Далі через дріт датчик був під'єднаний до АЦП і комп'ютера, що знаходились в салоні автомобіля Система мала автономне акумуляторне живлення. Час безперервної роботи складав 2 години.



Рисунок 4 – Лабораторні випробовування дослідницького зразка візка



Рисунок 5 – Розміщення датчику вібрацій



Рисунок 6 – Переїзд візком одиничної нерівності

У роботі розглядався випадок переїзду візком одиничної нерівності із різною швидкістю. Так, на шляху руху автомобіля із причепом, що реалізує спеціальний транспортний засіб для перевезення небезпечних вантажів, було розміщено перешкоду, яка має розміри 40 x 40 мм (рис. 6). Таким чином, візок, що рухається по дорозі із асфальтобетонним покриттям у певний момент

часу переїжджав задану нерівність. Експеримент проводився із рухом на швидкості 5, 10 та 20 км/год. Дослідження проводились окремо без нелінійних компенсаторів вібрацій та з ними. Останнє зводило конструкцію до класичного причепа для транспортування вантажів.

На рис. 7-9 подані зареєстровані віброприскорення, що супроводжують коливання платформи із вантажем під час переїзду нерівності.

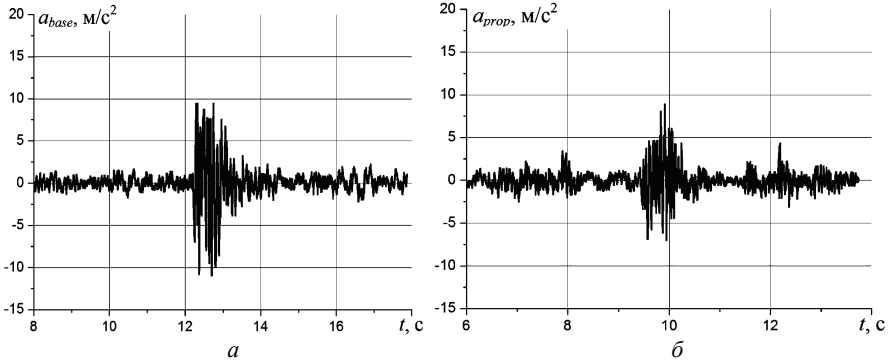


Рисунок 7 – Віброприскорення платформи візка класичної (а) та запропонованої (б) конструкцій під час переїзду одиначної перешкоди зі швидкістю 5 км/год

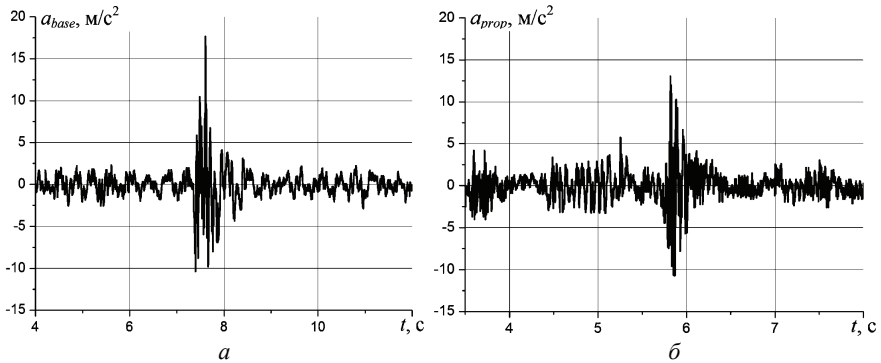


Рисунок 8 – Віброприскорення платформи візка класичної (а) та запропонованої (б) конструкцій під час переїзду одиначної перешкоди зі швидкістю 10 км/год

Аналізуючи наведені результати, слід зазначити, що зменшення рівня пікових прискорень за допомогою нелінійного підресорення із квазінульовою жорсткістю є можливим лише під час переїзду перешкоди з дуже невеликою швидкістю. Так, зменшення по амплітудах пікових прискорень під час переїзду перешкоди зі швидкістю 5 км/год становили дещо більше 20 % у той час як під час переїзду зі швидкістю 20 км/год відповідне зменшення складо менше 5 % тобто, фактично відсутнє.

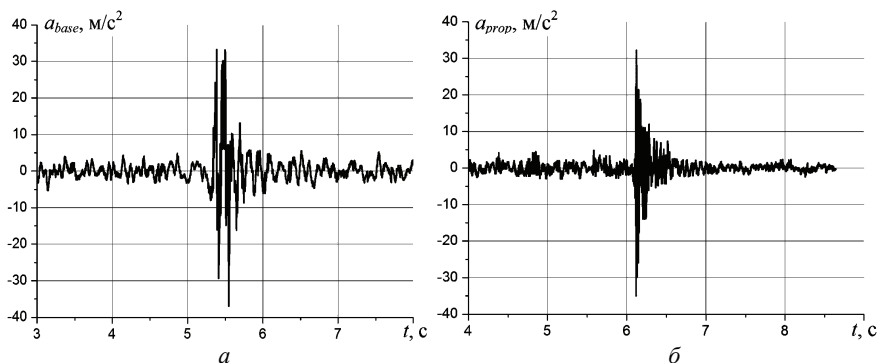


Рисунок 9 – Віброприскорення платформи візка класичної (а) та запропонованої (б) конструкцій під час переїзду одиначної перешкоди зі швидкістю 20 км/год

Висновки. У роботі представлені результати дорожніх досліджень створеного дослідного зразку СТЗ, що має дворівневу схему підресорення, яка забезпечує високу плавність ходу. Проведено експериментальні дослідження щодо ефективності використання запропонованої конструкції під час переїзду одиначних нерівностей із різними швидкостями та встановлено, що під час переїзду зі швидкістю понад 20 км/год призводить до неприпустимих рівнів пікових значень віброприскорень, отже відсутня ефективність використання системи із квазінульовою жорсткістю. Задовільна робота віброізоляції пікових значень під час переїзду одиначної нерівності спостерігалась лише на швидкості 5 км/год. У цьому випадку ефективність близько 20 %.

Список літератури: 1. *Волков В. П.* Теорія руху автомобіля: Підручник / *В. П. Волков, Г. Б. Вільський.* – Суми: Університетська книга, 2010. – 320 с. 2. ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011), New York and Geneva // Режим доступу: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf 3. European Commission. (2006). European road safety action programme mid-term review. Brussels: European Commission // Режим доступу: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm 4. *Nijol Batarlien* Accident probability risk factors of hazardous freight transportation / *Nijol Batarlien* // Proc. of the 12th International Conference «Reliability and Statistics in Transportation and Communication» (RelStat'12), 17–20 October 2012, Riga, Latvia. – P. 122-127. 5. *A. C.H. Skorna* Risk and loss prevention within the transport chain / *Alexander C.H. Skorna, Christoph Bode, Markus Weiss* // Proc. of 20th International Conference on Management of Technology Risk and loss prevention within the transport chain 10-14 April 2011, Florida. – P. 16. 6. *Соколовский С.А.* Проблема транспортировки опасных грузов / *А.Я. Калиновский, С.А. Соколовский* // Об'єднання теорії та практики – залог підвищення постійної готовності оперативно-рятувальних підрозділів до виконання дій за призначенням. Матеріали VIII науково-технічної конференції. – Х.: НУЦЗУ, 2011. – С. 52-53 7. *Elmadany M. M.* On a subclass of nonlinear passive and semi-active damping for vibration isolation / *M. M. Elmadany, A. El-Tamimi* // Computers & Structures, 1990. – Vol. 36, № 5. – P. 921-931. 8. *Chavan S. P.* Experimental Verification of Passive Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Road Excitation with Nonlinear Parameters / *S. P. Chavan, S. H. Sawant, J. A. Tamboli* // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE), February, 2013. – P. 39-45. 9. *Daniel da Silva M.* Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model / *Motta Daniel da Silva,*

Zampieri Douglas Eduardo // Proc. of COBEM 2005 18th International Congress of Mechanical engineering, November 6-11, 2005, Ouro Preto, MG. **10.** Younesian D. Numerical and Experimental Analysis of Nonlinear Parabolic Springs Employed in Suspension System of freight cars / D.Younesian, M. S. Fallahzadeh // International Journal of Automotive Engineering. – Sept 2001. – Vol. 4, № 3. – P. 812-826. **11.** Verros G. Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / G. Verros, S. Natsiavas, C. Papadimitriou // Journal of Vibration and Control. – 2005. – V. 11. – P. 581-606. **12.** Алабу́жев П. М. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью / К. М. Рагульскис, П. М. Алабу́жев, А. А. Гритчин, Л. И. Ким и др. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1986. – 96 с. **13.** Ларин О.О. Моделирование колебаний специализированного транспортного средства, которое имеет виброзащитную систему с квазинулевой жесткостью под час перевезения небезопасных грузов / А.Я. Калининский, О.О. Ларин, С.А. Соколовский // Вісник Севастопольського національного технічного університету, Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – № 135. – С. 64-67. **14.** Ларин О.О. Експериментальні дорожні дослідження плавності ходу специализированного транспортного средства з нелінійним підросоренням // О. О. Водка, С.А. Соколовський, О. О. Назаров, О. О. Ларин // Вісник НТУ «ХП». – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 55 (961). – С. 91-99. **15.** Водка А.А. Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора / А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012. – № 9 (180). Ч.1. – С. 140-147.

References (transliterated): **1.** Volkov V.P. Theory of car movement: textbook. V.P. Volkov, G.B. Vilskiy. Sumy: Universitetska knyga, 2010. 320 Print. **2.** ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011), New York and Geneva. Rezhym dostupu: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf **3.** European Commission. (2006). European road safety action programme mid-term review. Brussels: European Commission. Rezhym dostupu: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm **4.** Nijol Batarlien Accident probability risk factors of hazardous freight transportation. Nijol Batarlien. Proc. of the 12th International Conference «Reliability and Statistics in Transportation and Communication» (RelStat'12), 17–20 October 2012, Riga, Latvia, 122-127 Print. **5.** A. C.H. Skorna Risk and loss prevention within the transport chain. Alexander C.H. Skorna, Christoph Bode, Markus Weiss. Proc. of 20th International Conference on Management of Technology Risk and loss prevention within the transport chain 10-14 April 2011, Florida. 16 Print. **6.** Sokolovsky S.A. A problem of dangerous goods transportation. A.Ya Kalinovsky, S.A. Sokolovsky. Ob'ednannya teorii ta praktyky – zalog pidvyshennya postijnoii gotovnosti operatyvno-ryatuvalnyh pidrozdiliv do vykonannya diy za pryznachenniam. Proc. of VIII technical conference. Kharkiv: NUDDU, 2011. 52 – 53 Print. **7.** Elmadany M. M. On a subclass of nonlinear passive and semi-active damping for vibration isolation. Elmadany M M. and El-Tamimi A. Computers & Structures, 1990. Vol. 36. No. 5. 921-931 Print. **8.** S. P. Chavan Experimental Verification of Passive Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Road Excitation with Nonlinear Parameters. S. P. Chavan, S. H. Sawant2, J. A. Tamboli. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE), February, 2013. 39-45 Print. **9.** M. Daniel da Silva Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model. Motta Daniel da Silva, Zampieri Douglas Eduardo. Proc. of COBEM 2005 18th International Congress of Mechanical engineering, November 6-11, 2005, Ouro Preto, MG. **10.** D.Younesian Numerical and Experimental Analysis of Nonlinear Parabolic Springs Employed in Suspension System of freight cars. D.Younesian, M. S. Fallahzadeh. International Journal of Automotive Engineering. Vol. 4, № 3, Sept 2001. 812-826 Print. **11.** G. Verros Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation. G. Verros, S. Natsiavas, C. Papadimitriou. Journal of Vibration and Control, V. 11, 2005. 581–606 Print. **12.** Alabugev P.M. Vibro-protection systems with a quasy-zero stiffness (Vibro-zashitnye sistemy s kvazinukevoy gestkostiu). K. M. Ragul'skis, P.M. Alabugev, A. A. Gritchin, L.I. Kim. Leningrad: Mashinostroenie, 1986. 96 Print. **13.** Larin O.O. Modelling of the vibrations of the specialized vehicle which has a suspension with quasy-zero stiffness during danerous goods transportation. A.Ya Kalinovsky, S.A. Sokolovsky, O.O. Larin. Vistnuk Sevastopolskogo nacionalnogo technichnogo unicersytetu, Sria Mashinopryladobuduvannya. Sevtopol: SevNTU, 2012. №135. 64-67 Print. **14.**

Larin O.O. Experimental on-road tests of the smooth movement of the specialized vehicle with non-linear cushioning. Vodka O.O., S.A. Sokolovsky, O.O. Larin, O.O. Nazarov. Vestnik NTU "KPI". Scientific Papers. Thematic issue "Dynamics and Strength of Machines". Kharkiv, 2012. № 55 (961). 91-99 Print. 15. Vodka A.A. Vibrational measurements system based on microelectromechanical sensor. A.A. Vodka, A.I. Trubayev, Yu. N. Uliyanov. Vestnik of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University. Lugansk, 2012. № 9 (180). p. 1. 140-147 Print.

Поступила (received) 20.11.2014

УДК 519:539:534

С. В. КРАСНИКОВ, канд. техн. наук, ст. наук. співр., НТУ «ХПІ»

МОДЕЛЬ ПРОГНОЗУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ФУНДАМЕНТУ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

Розглядається оцінка вібраційного стану та прогнозування робочого стану фундаментів парових турбін за весь період експлуатації. На основі раніше розроблених методів проведено комплекс розрахункових та експериментальних досліджень фундаменту парової турбіни працюючого енергоблоку електростанції. На основі отриманих даних проведено оцінку робочого стану в окремі періоди експлуатації, поточного робочого стану та остаточного стану. Побудовано криву стану конструкції. Отримано залишковий та загальний ресурс фундаменту. Зроблено рекомендації щодо подальшої експлуатації фундаменту парової турбіни.

Ключові слова: працездатність, вібраційний стан, вібрація, фундамент, парова турбіна.

Вступ. Більшість існуючих у східній Європі фундаментів парових турбін мають значний час експлуатації. Крім цього значна кількість зазначених фундаментів не задовольняють існуючим нормам з їх вібрації. Це зумовлено в менший мірі зменшенням ресурсу фундаментів та підвищенням норм з вібрації. Основною причиною є відсутність норм та вібраційної оцінки для фундаментів енергоблоків, що спроектовано більше 40 років тому. Ці енергоблоки потребують заміни або модернізації. Заміна є більш економічно та ресурсозатратною, тому для більшості енергоблоків її не використовують. Саме тому найчастіше турбіну та генератор модернізують частково замінюючи відпрацьовані вузли та агрегати на нове обладнання. Фундамент парової турбіни завжди використовують старий, проте виконують його оновлення щодо підвищення ресурсу та змін згідно модернізованого обладнання. Результатом є фундамент, що відрізняється від проектного. Це є причиною необхідності прогнозування характеристик статичної, динамічної міцності та ресурсу модернізованого фундаменту. За останнє сторіччя розроблено багато методів аналізу міцності та коливань залізобетонних фундаментів енергоблоків елек-

© С. В. Красніков, 2014