

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ НАПІВПРИЧЕПУ АВТОЦИСТЕРНИ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ МЕТОДАМИ КОМП'ЮТЕРНОЇ МЕХАНІКИ

О. О. ЛАРИН, К. Є. ГРИНЧЕНКО*

Кафедра динаміки та міцності машин, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, УКРАЇНА

*email: ksenia_grinchenko@ukr.net

АННОТАЦІЯ У роботі визначаються показники надійності та ресурс напівпричепу автоцистерни на основі ймовірнісних характеристик вібрацій елементів конструкції під час її руху по дорогам з покриття різної якості. Досліджується випадковий вплив навантаження з урахуванням його запізнення у часі на задній вісі транспортного засобу. За допомогою метода скінченних елементів та методів статистичної динаміки визначені ймовірнісні характеристики поведінки системи. Запропоновано підхід до оцінки надійності конструкції за критерієм накопичення втоми.

Ключові слова: автоцистерна, транспортний засіб, випадкові коливання, МСЕ, ресурс, надійність.

АННОТАЦИЯ В работе определяются показатели надежности и ресурс полуприцепа автоцистерны на основе вероятностных характеристик вибраций элементов конструкции во время ее движения по дорогам с покрытием разного качества. Исследовалось случайное влияние нагрузки с учетом запаздывания во времени ее действия на заднюю ось транспортного средства. С помощью метода конечных элементов и методов статистической динамики определены вероятностные характеристики поведения системы. Предложен подход к оценке надежности конструкции по критерию накопления усталости.

Ключевые слова: автоцистерна, транспортное средство, случайные колебания, МКЭ, ресурс, надежность.

DEFINITION OF RELIABILITY PARAMETERS TANKER OF SEMITRAILER IN EXPLOITATION BY COMPUTER MECHANICS

O. LARIN, K. GRINCHENKO

Department of dynamics and strength of machines, National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute», Kharkiv, UKRAINE

ABSTRACT The paper presents the determination of reliability and life-time of semi-trailers based on random vibrations of driving on different type of roads. Damage to the tank capable appears during operation due to the accumulation and development of fatigue or corrosion, which leads to cracks and depressurization boiler tank. Therefore, development of methods for modeling settlement tank designs to assess their durability and reliability prediction at the design stage and in operation to ensure safety is important for practical problem. For solving problem random vibrations of vehicle with the influence of the lag effect the mathematical model was made. Particularly was considered the mathematical model random impacts vector with lag time effect on axis of vehicle. Finite-element model of the boiler semitrailer tanker was developed. The problem of natural vibrations was solved using the FEM, obtained natural frequencies and modes. The natural frequencies has dense spectrum. The next step was obtained probabilistic behaviors of the system, such as spectral density and standard deviation of displacements and stresses, the influence of the lag effect of external forces using the methods of statistical dynamics. After analysis of spectral density of displacement and stress was determined that in account of time lag spectral density has a lot of peaks. In paper has been determined that the distribution of the standard deviation. The largest amplitude was in the middle of the tank. When analyzing the standard deviation at stresses determined that there are dangerous zone near the supports and hatches. Using probabilistic characteristics were obtained determine the parameters of reliability. The approach to assessing the reliability of construction was offered by criteria for the accumulation of fatigue. The graph probability of failure-free operation is life-time has been defined for all types of loading.

Keywords: Semi-trailer, boiler tank, heavy vehicle, random vibrations, FEM, life-time, reliability.

Вступ

Перевезення нафтопродуктів в автомобільних напівпричепках по автошляхам України є важливим елементом системи їх транспортування і відіграє значну роль у забезпеченні потреб в них кінцевого споживача. При перевезенні нафтопродуктів автоцистерни зазнають великі динамічні перевантаження, а також відчувають дію агресивного

середовища, що за певний час експлуатації може привезти до їх пошкодження. Так, накопичення втоми та корозії металу, здатне призвести до утворення та росту тріщин і, внаслідок цього, розгерметизації її котла. Несвоєчасне виявлення пошкоджень конструкції може призвести до виникнення аварійно-небезпечних ситуацій. Для того, щоб попередити такі події важливо вчасно провести технічне обслуговування та ремонт. Тому діагностування

технічного стану автоцистерн з метою своєчасного виявлення пошкоджень її елементів є вкрай важливою та актуальною задачею.

В сучасній технічній літературі приділяється багато уваги питанням дослідження працездатності елементів конструкції великогабаритних транспортних засобів (ТЗ) [1-11], оцінці втоми та надійності несучих рамних елементів [1-3]. Більшість робіт поділяється на дві групи. До першої групи слід віднести дослідження динаміки транспортних засобів (ТЗ) на спрощених моделях. До другої відносяться дослідження в яких представлено скінченно-елементним моделюванням гармонічних та випадкових коливань відповідних ТЗ.

В роботах [7-11] проводиться аналіз надійності ТЗ, у яких модель представлена у вигляді зосереджених мас і жорсткостей, що їх зв'язують. Навантаження задається у вигляді спектральної щільності вертикальної нерівності [7,8], або процес розкладається на декілька стаціонарних процесів [10]. В якості вихідних даних використовувалися результати експериментів, проведених різними авторами. У статті [11] описується аналіз вібрацій ТЗ методом псевдо збуджень. Результати отримані у вигляді середньоквадратичного відхилення переміщень. За рахунок того, що використовувалась спрощена модель, не можна визначити напруження, що виникають у внутрішніх частинах транспортного засобу.

Відповідна проблема вирішується визначенням динамічного напружено-деформованого стану (НДС) елементів конструкції в експлуатації, застосовуючи для цього скінченно-елементні (СЕ) моделі [8-14]. Випадкові коливання досліджувались в лінійній постановці вважаючи, що навантаження представляє собою вектор незалежних стаціонарних широкосмугових процесів, які моделюють вплив нерівностей дорожнього покриття на колеса під час руху ТЗ. Працездатність конструкції аналізується на основі оцінки їх ресурсу по втомі. Розглянуті в роботах моделі є вузько спеціалізованими, а результати придатні для оцінки втоми лише конкретних типів та моделей транспортних засобів. Проте підходи та загальні висновки з актуальності питань аналізу втоми колісних транспортних засобів,

а також необхідність розв'язання задачі їх випадкових коливань є більш загальними та співпадають із задачами та метою даної роботи.

Проведений аналіз робіт [1-6], дозволяє стверджувати, що в зазначених роботах недостатньо уваги приділено визначенню параметрів надійності конструкцій напівпричепів автоцистерн безрамного типу. В цьому сенсі заслуговує на увагу робота [4], де представлено підхід до оцінки надійності залізничних цистерн. Виконано аналіз НДС циліндричної оболонки та еліптичних днищ котла залізничної цистерни при статичному навантаженні та залишкових деформацій котла залізничної цистерни від пошкоджень типу «вм'ятина» з використанням МСЕ і проведено оцінку надійності її елементів при відмовах багатовісних циклової втоми. Але автори обмежились лише аналізом міцності у детермінованій постановці, що є досить грубим припущенням, та в рамках досліджень автоцистерни є неприпустимим.

Загалом аналіз літературних джерел інформації вказує на те, що зазвичай автори досліджень недостатньо уваги приділяють питанням адекватності завдання зовнішнього навантаження, що значно впливає на показники надійності. Так, у більшості робіт навантаження задається або детермінованим, або у вигляді шуму, при цьому не враховується, що багатовісні колісні ТЗ мають залежний вплив на свої осі. Дійсно навантаження, яке діє на передню вісь автомобіля під час цього руху є таким самим як і навантаження на задню вісь але воно діє із запізненням на час проходження ТЗ шляху між цими осями [12, 6]. Для детермінованого навантаження це відповідає зміні фази, а у разі застосування моделі випадкового навантаження необхідно враховувати наявність взаємної кореляції між компонентами вектору навантаження.

Мета роботи

Метою даного дослідження є визначення показників надійності та ресурсу напівпричепу автоцистерни на основі імовірнісних характеристик вібрацій елементів конструкції під час її руху з урахуванням запізнення у часі навантаження, що діє на задню вісь ТЗ.

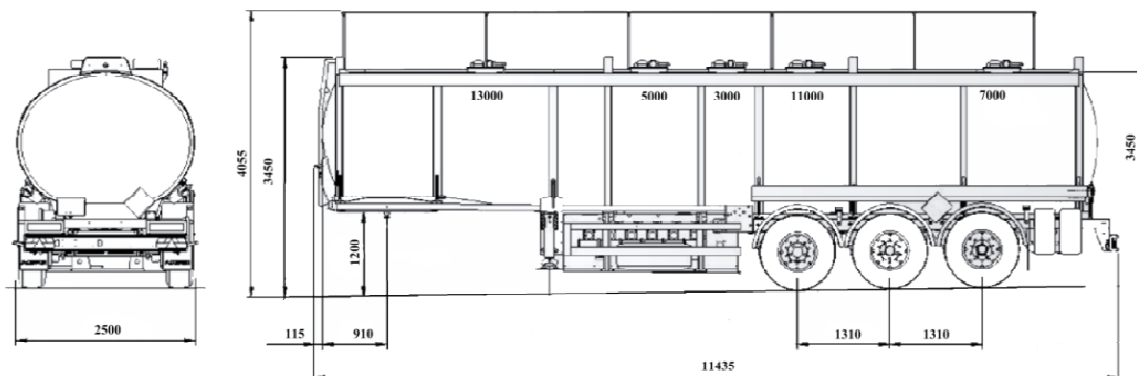


Рис. 1 – Креслення напівпричепу автоцистерни [13]

Напівпричіп складається зі зовнішньої оболонки, внутрішніх хвилерізів, глухих перегородок, люків та опор. Креслення конструкції представлено на рис.1. Напівпричіп має наступні базові розміри: корпус еліптичної форми (менший радіус – 0,964 м, більший – 1,244 м), довжина корпусу цистерни – 11,435 м, висота еліптичних днищ – 0,288 м, товщина стінок прийнята однакова для усієї конструкції (10 мм). Матеріалом є сталь 09Г2С з наступними механічними властивостями: межа пружності $[\sigma_B]=456$ МПа, модуль пружності $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, щільність $\rho = 7850$ кг/м³, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0.21$ [14].

Моделювання випадкових коливань

Основним збудником випадкових вібрацій є нерівності дорожньої поверхні, що діють на колеса автоцистерни під час руху.

Мікропрофіль дороги є випадковою функцією протяжності дороги і його прийнято розглядати як випадкову функцію, що задовольняє наступним припущенням: функція ординати мікропрофілю підпорядковуються нормальному закону розподілу; довжини нерівностей обмежені по верхній і нижній межам; мікропрофіль змінюється випадковим чином тільки в вертикальній поздовжній площині дороги.

Достатніми статистичними характеристиками мікропрофілю дороги є його спектральна щільність, яка дає уявлення про частоту повторення довжин нерівностей (про переважаючих частотах).

З літературних джерел відомі спектральні щільності збурення від нерівностей для твердих дорожніх покриттів [13]:

$$S_{\eta}(\omega) = \frac{0.00135v}{\omega^2 + 0.04v^2} + \frac{0.00006v(\omega^2 + 0.36v)}{(\omega^2 - 0.36v^2)^2 + 0.0036v^4}, \quad (1)$$

$$S_{\eta}(\omega) = \frac{0.003375v}{\omega^2 + 0.25v^2} + \frac{0.00025v(\omega^2 + 4v^2)}{(\omega^2 - 4v^2)^2 + 0.64v^4}, \quad (2)$$

де v – швидкість у м/с, ω – частота, $S_{\eta}(\omega)$ – спектральна щільність мікропрофілю дороги.

Спектральна щільність мікропрофілю дороги для асфальтного та булижного покриття на швидкостях 60 км/год та 90 км/год (див. рис.2).

Рішення зазначеної задачі полягає у визначенні ймовірнісних характеристик відгуку системи по заданим ймовірнісним характеристикам навантажень і параметрів системи [15].

З огляду на те, що конструкція напівпричепа автоцистерни є досить складною, для визначення параметрів її руху пропонується використовувати МСЕ [16].

Задача вимушених коливань, в тому числі випадкових, в рамках МСЕ зводиться до вирішення наступного рівняння:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\}, \quad (3)$$

де $[M]$, $[D]$, $[K]$ - матриці мас, демпфування та жорсткості відповідно, $\{u\}$ - переміщення системи, $\{F(t)\}$ - випадкове зовнішнє навантаження, t - час.

При дослідженні випадкових коливань використовується метод спектральних перетворень. Суть методу полягає у розгляді задачі у частотному діапазоні. Для цього навантаження та відгук системи представляється у виді спектрів.

Введемо спектральне взаємно зворотне перетворення для вектору навантаження та відгуку системи:

$$\{F(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} \{C_F(\omega)\} e^{i\omega t} d\omega, \quad (4)$$

$$\{u\} = \int_{-\infty}^{\infty} \{C_u(\omega)\} e^{i\omega t} d\omega, \quad (5)$$

де ω – частота, на який відбуваються випадкові коливання, $i = \sqrt{-1}$ – мнима одиниця, $\{C_F(\omega)\}$ та $\{C_u(\omega)\}$ - вектори вузлових спектральних функцій навантаження та відгуку системи.

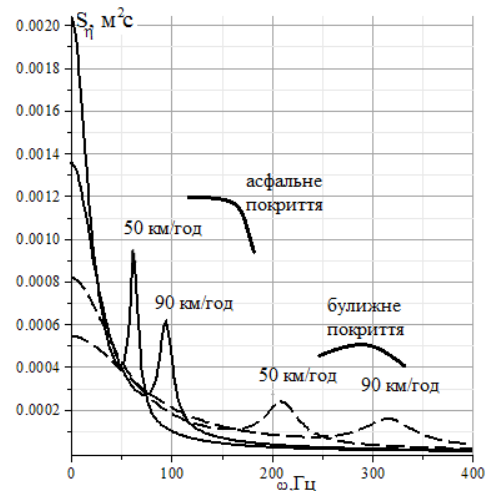


Рис. 2 – Графік навантаження при швидкості 50 км/год та 90 км/год

Підставляючи (4) та (6) у співвідношення (3) отримуємо рівняння для спектрів:

$$[Z(\omega)]\{C_u\} = \{C_F\}, \quad (6)$$

де $[Z(\omega)]$ - динамічна матриця жорсткості.

$$[Z(\omega)] = (-\omega^2[M] + i\omega[D] + [K]), \quad (7)$$

$$\{C_u\} = [Z(\omega)]^{-1}\{C_F\} = [A(\omega)]\{C_F\}. \quad (8)$$

Матриця динамічної податливості $[A(\omega)]$ може бути знайдена з розкладанням за власними формами [17] або безпосереднім оберненням $[Z(\omega)]$ на кожній частоті ω_e .

Зв'язок між спектрами відгуку та навантажень, дозволяє визначити матрицю спектральних щільностей відгуку системи, яка знаходиться за формулою:

$$[S_u(\omega)] = [A(\omega)][S_f(\omega)][A^*(\omega)], \quad (10)$$

де $[S_f(\omega)]$ - матриця взаємних спектральних щільностей навантаження, $[A^*(\omega)]$ - спряжена матриця динамічної податливості.

Таким чином вирішення задачі випадкових коливань зводиться до матричного виразу (10). Важливим питанням залишається визначення матриці взаємних спектральних щільностей вектору навантаження. Навантаження на котел цистерни передається від системи підресорення. Моделювання навантаження в СЕ моделі зосередженні в пружних елементах в двох точках конструкції.

$$\{F(t)\} = \{0 \dots f_1(t) \dots 0 \dots f_2(t) \dots 0\}^T, \quad (11)$$

де $f_1(t)$ та $f_2(t)$ - сили, які діють на автоцистерну в наслідок деформації елементів підресорення під час руху по нерівностям дорожнього покриття. При цьому слід враховувати той факт, що на другу вісь ТЗ діє те саме навантаження але з запізненням у часі. Відповідне пояснення наведено у схемі (рис.3). Таким чином, компоненти вектору навантаження мають вид:

$$f_1(t) = -c_{s_1} \eta(t) \text{ та } f_2(t) = -c_{s_2} \eta(t + \tilde{t}), \quad (12)$$

де c_{s_1} - жорсткість підвіски передньої осі ТЗ, c_{s_2} - жорсткість підвіски задньої осі, $\eta(t)$ - нерівність дороги, \tilde{t} - це час запізнення, який залежить від міжосьової довжини (L_s) та швидкості руху ТЗ (v):

$$\tilde{t} = \frac{L_s}{v}. \quad (13)$$

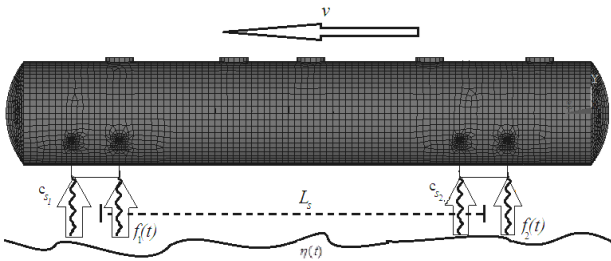


Рис. 3 – Схема навантаження

Спектральна щільність кожного із компонент вектору навантаження визначається за формулою:

$$[S_f(\omega)] = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} [K_f] e^{-i\omega\tau} d\tau, \quad (14)$$

де $K_f(\tau)$ - це кореляційна функція зовнішньої сили, що моделює вплив нерівностей дорожнього полотна через ТЗ.

$$K_{f_j} = \left\langle f_j(t+\tau) \cdot f_j(t)^* \right\rangle = c_{s_j}^2 K_{\eta}(\omega), \quad (15)$$

де j приймає значення 1 та 2 для передньої та задньої осей відповідно. Спектральна щільність цієї компоненти відповідно має вигляд:

$$S(\omega)_{f_j} = c_{s_j}^2 S_{\eta}(\omega), \quad (16)$$

$$S_{f_2 f_1} = S_{f_1 f_2}^* = c_{s_1} c_{s_2} S_{\eta}(\omega) e^{-i\omega\tilde{t}}. \quad (17)$$

Взаємна спектральна щільність це комплексний вираз, функція когерентності для неї, у даному випадку запізнення дорівнює 1, тобто здвиг за фазою між навантаженнями $f_1(t)$ та $f_2(t)$ фіксований у часі, тем не менш сам здвиг за фазою існує, що приводить до періодичної зміни фази дії сил за деяким набором частот. Фаза взаємної спектральної щільності може бути визначена:

$$\gamma(\omega) = \arctg \left(\frac{\text{Im}[S_{f_1 f_2}]}{\text{Re}[S_{f_1 f_2}]} \right). \quad (18)$$

Відповідно до цього виразу, з урахування (23), періодична зміна фази відбувається на частотах кратних величині $\frac{1}{\tilde{t}}$:

$$\Omega = \frac{\pi}{2\tilde{t}} k, \quad (19)$$

де k приймає значення $k = 1, 3, 5, 7, 9 \dots$

Таким чином, враховуючи отримані вирази для спектральних щільностей та кореляційних функцій компонентів вектору навантаження з урахуванням формул Вінера-Хінчина можна представити матрицю взаємних спектральних щільностей навантаження $[S_f(\omega)]$ у наступному вигляді:

$$[S_f(\omega)] = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & c_{s_1}^2 S_{\eta}(\omega) & 0 & c_{s_1} c_{s_2} S_{\eta}(\omega) e^{i\omega\tilde{t}} & \dots \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 0 \\ \dots & c_{s_1} c_{s_2} S_{\eta}(\omega) e^{-i\omega\tilde{t}} & 0 & c_{s_2}^2 S_{\eta}(\omega) & \dots \\ \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}, \quad (20)$$

де $S_{\eta}(\omega)$ - це спектральна щільність мікропрофілю дороги (див. (1), (2) та рис. 2).

Скінченно-елементна модель

При моделюванні випадкових коливань використовувалась скінченно-елементна модель, яка складається з основного корпусу, опор та ресор на які приводиться навантаження. СЕ-модель представлена на рисунку 4.

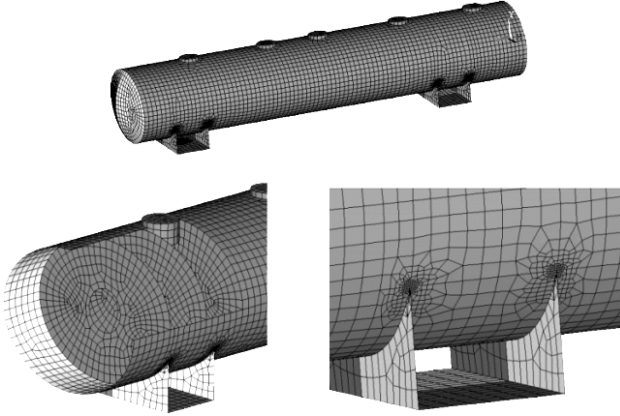


Рис. 4 – СЕ-модель

Аналіз випадкових коливань

Вирішення задачі випадкових коливань шукалось розкладанням за власними формами. Тому був проведений розрахунок власних коливань конструкції та знайдені власні частоти у діапазоні від 0 до 215 Гц. Спектр власних частот достатньо густий. Він представлений на рисунку 5.

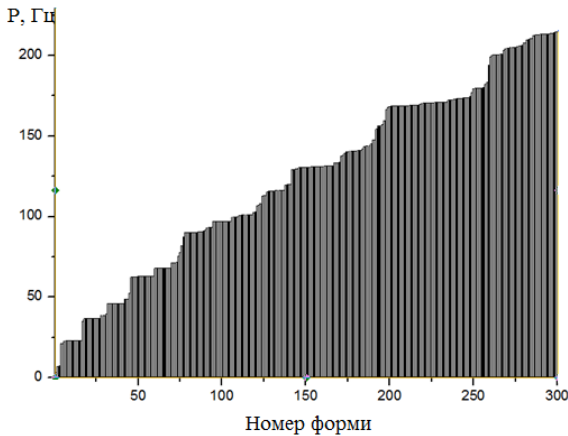


Рис. 5 – Діаграма власних частот

За допомогою отриманих спектральних щільностей було обчислено середнє квадратичне відхилення (СКВ) переміщень.

$$\{\sigma_u\} = \sqrt{\int_0^{\infty} \text{diag}[S_F(\omega)] d\omega}. \quad (21)$$

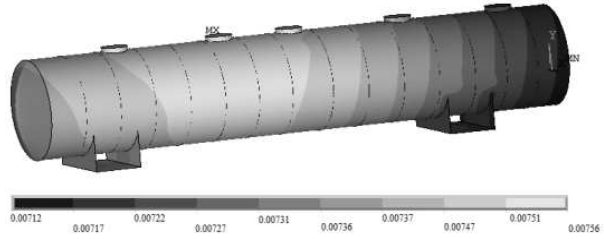


Рис.6 – Розподілення СКВ переміщень конструкції

Аналіз розподілення СКВ переміщень при усіх типах навантаження має той самий вигляд та дозволяє зазначити, що зоною найбільшого СКВ переміщень є середина конструкції. Значення СКВ переміщень при русі по асфальтному та буличному покритті відрізняється майже на 2 порядки. Найбільше значення спостерігається при русі зі швидкістю 50 км/год по буличному покритті, значення СКО переміщень в цьому випадку більше на 19% ніж при русі на швидкості 90 км/год.

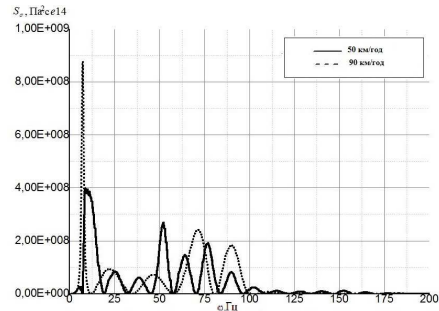


Рис. 7 – Спектральна щільність напружень при швидкості 90 та 50 км/год на буличному покритті.

За зазначеними графіками видно, що, спектральна щільність має дуже багато сплесків, які відповідають здвигу за фазою зовнішнього навантаження. Спектральна щільність при швидкості 90 км/год має сплеск на частоті 7.5 Гц, що відповідає власній формі коливань усієї конструкції. Також більші сплески на спектральних щільностях спостерігаються на частотах відповідних максимальним збудженням від мікропрофілю дороги.

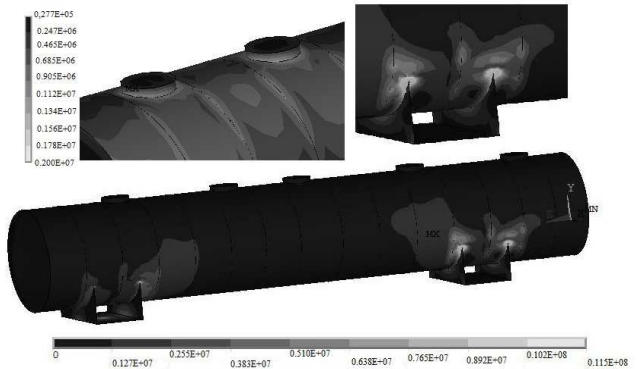


Рис. 8 – Розподілення СКВ напружень конструкції

Таблиця 1 Значення СКВ напружень

Швидкість, км/год	Вид покриття	
	Асфальтне	Булижникове
50	$0.9 \cdot 10^5$ Па	$215 \cdot 10^5$ Па
90	$1.14 \cdot 10^5$ Па	$188 \cdot 10^5$ Па

Після аналіз значень СКВ напружень у зоні біля люку видно, що при русі по булижному покритті значення зростають майже на 3 порядки, порівняно зі значеннями СКВ напружень при русі по асфальтному покритті.

За СКВ напруження визначені небезпечні точки конструкції та підрахована спектральна щільність напруження у цих точках.

Як видно з проведених розрахунків, небезпечною точкою для конструкції є стик основної цистерни з опорою. Для цієї точки отримані спектральні щільності для усіх типів навантаження.

Також можна зазначити, що навкруги люків існують зони, де значення напруження більше ніж на інших ділянках але не перевищують границю пружності. Для цієї точки отримані спектральні щільності напруження для усіх варіантів навантаження.

Аналіз надійності конструкції

Для визначення ресурсу конструкції використовується степеневий закон кінетики накопичення пошкоджуваності у рамках концепції ефективних напружень Работнова-Качанова:

$$\tilde{\sigma}_a = \frac{\sigma_a}{1-D}. \quad (22)$$

Таким чином, кінетика росту пошкоджуваності описується рівнянням [18]:

$$\frac{d}{dt} D = B(\tilde{\sigma}_a)^c = B \left(\frac{\sigma_a}{1-D} \right)^c, \quad (23)$$

де B та c константи кінетичного рівняння, які визначаються експериментально та можуть бути виражені через характеристики кривої Веллера. [16]

$$B = \frac{\omega_e}{\sigma_{-1}^m N_0 (m+1)}, \quad (24)$$

де σ_{-1} - це границя витривалості, N_0 , m - параметри кривої Веллера, ω_e - ефективна частота. Як видно з рис. 7, спектральна щільність має багато сплесків, тому треба розглядати цей процес, як набір вузькополосних процесів, та кожний з них відбувається на відповідній частоті. При визначенні показників надійності в даній роботі використовувалась схематизація процесу випадкових коливань. Вважається, що випадковий процес зміни напружень, який визначено в даній роботі можна

схематично замінити на вузькосмуговий процес, що є еквівалентним за пошкоджуючим впливом на конструкцію. У якості критеріїв еквівалентності використовується рівність щільності ймовірності амплітуд напружень для схематизованого процесу і процесу, що розрахований при вирішенні задачі випадкових коливань, а частота схематизованого процесу може бути визначена за формулою [19]:

$$\omega_e = \left(\frac{\sum_{j=1}^m \omega_j^2 \sigma_{y_j}^2}{\sum_{j=1}^m \omega_j^2} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (24a)$$

Таблиця 2 Значення ефективних частот при різних типах навантаження

Швидкість, км/год	Вид покриття	
	Асфальтне	Булижникове
50	52,1 Гц	106,8 Гц
90	32,33 Гц	72,3 Гц

Для вирішення даної задачі, виділимо нову змінну та її похідну:

$$z(t) = 1 - (1-D)^{m+1}, \quad (25)$$

$$\frac{d}{dt} z(t) = (m+1)(1-D)^{m+1} \frac{d}{dt} (1-D). \quad (26)$$

Виразимо похідну D через нову змінну:

$$\frac{dD}{dt} = \frac{dz}{dt} \frac{1}{(m+1)(1-D)^m}, \quad (27)$$

$$z = \int_0^t B \sigma_a^m(\tau) d\tau. \quad (28)$$

В задачі, що вирішується σ_a випадково змінюються у часі, в наслідок випадкових коливань, але з відомими ймовірнісними характеристиками. Вважаємо, що процес стаціонарний, напруження підпорядковуються закону Гауса та є випадковим процесом, тому амплітуди напружень мають підпорядковуватись закону Релея [20].

Для визначення математичного очікування та дисперсії $z(t)$ треба усереднити інтеграл (28):

$$\langle z \rangle = \left\langle \int_0^t B \sigma_a^m(\tau) d\tau \right\rangle = B \langle \sigma_a^m \rangle t = k_1 t, \quad (29)$$

$$\langle \sigma_a^m \rangle = \int_0^\infty \frac{\sigma_a^{m+1}}{\sigma_\sigma^2} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2\sigma_\sigma^2}\right) d\sigma_a. \quad (29a)$$

Дисперсія знаходиться через кореляційну функцію $z(t)$ при $t_1 = t, t_2 = t$.

$$\sigma_z^2 = K_z(t_1 = t, t_2 = t). \quad (30)$$

У свою чергу кореляційна функція за визначенням виражається через другий початковий момент:

$$K_z = \langle z(t_1) \cdot z(t_2) \rangle - \langle z(t_1) \rangle \cdot \langle z(t_2) \rangle = \langle z(t_1) \cdot z(t_2) \rangle - k_1 t_1 t_2. \quad (31)$$

З урахуванням (31) отримаємо:

$$\langle z(t_1) \cdot z(t_2) \rangle = B \int_0^{t_1} \int_0^{t_2} \langle \sigma_a^m(\tau_1) \cdot \sigma_a^m(\tau_2) \rangle d\tau_1 d\tau_2. \quad (32)$$

Розглянемо окремо підінтегральний вираз (32), який являє собою кореляцію амплітуд напружень в степені m . Відповідно до визначення кореляційного моменту:

$$\langle \sigma_a^m(\tau_1) \cdot \sigma_a^m(\tau_2) \rangle = \int_0^\infty \int_0^\infty \sigma_{a_1}^m \cdot \sigma_{a_2}^m \cdot f_{\sigma_a}(\sigma_{a_1} \cdot \sigma_{a_2}, \tau) d\sigma_{a_1} d\sigma_{a_2}, \quad (33)$$

де, $\tau = \tau_1 - \tau_2$, а $f_{\sigma_a}(\sigma_{a_1} \cdot \sigma_{a_2}, \tau)$ це двомірна функція щільності ймовірності амплітуд напружень як стаціонарного випадкового процесу, яка в свою чергу дорівнює:

$$f_{\sigma_a} = f(x_1) f(x_2) \left[1 + R(\tau) \cdot \left(1 - \frac{x_1^2}{2\sigma_\sigma^2} \right) \left(1 - \frac{x_2^2}{2\sigma_\sigma^2} \right) \right], \quad (34)$$

де для спрощення запису введено $\sigma_a(\tau_1) = x_1$ та $\sigma_a(\tau_2) = x_2$, а також $R(\tau)$ це коефіцієнт кореляції випадкової зміни напружень, який дорівнює:

$$R(\tau) = e^{-\alpha\tau}, \quad (35)$$

де α - це коефіцієнт затухання кореляційно функції.

З урахуванням (34) перепишемо вираз (33):

$$\begin{aligned} \langle \sigma_a^m(\tau_1) \cdot \sigma_a^m(\tau_2) \rangle &= \int_0^\infty \int_0^\infty x_1^m \cdot x_2^m \cdot f(x_1) f(x_2) + \\ &+ x_1^m \cdot x_2^m R(\tau) \cdot \left(1 - \frac{x_1^2}{2\sigma_\sigma^2} \right) \left(1 - \frac{x_2^2}{2\sigma_\sigma^2} \right) dx_1 dx_2 = \\ &= \left(\int_0^\infty x_1^m \cdot f(x_1) dx_1 \right)^2 + \\ &+ \left(\int_0^\infty x_2^m \cdot f(x_2) \left(1 - \frac{x_2^2}{2\sigma_\sigma^2} \right) dx_2 \right)^2 R(\tau) = \\ &= I_1^2 + I_2^2 R(\tau). \end{aligned} \quad (36)$$

Знайдемо значення отриманих інтегралів через гамма-функцію Ейлера:

$$I_1 = \int_0^\infty \sigma_{a_1}^m \cdot f(\sigma_{a_1}^m) d\sigma_{a_1} = \sigma_\sigma^m 2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right), \quad (37)$$

$$\begin{aligned} I_2 &= \int_0^\infty \sigma_{a_1}^m \cdot f(\sigma_{a_1}^m) \left(1 - \frac{\sigma_{a_1}^2}{2\sigma_\sigma^2} \right) d\sigma_{a_1} = \\ &= \sigma_\sigma^m 2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right). \end{aligned} \quad (38)$$

Після підстановки (35) та (36) у (34) отримаємо наступне:

$$\langle \sigma_a^m(\tau_1) \cdot \sigma_a^m(\tau_2) \rangle = k_2 + k_3 R(\tau), \quad (39)$$

де k_2 та k_3 константи, що дорівнюють:

$$k_2 = \sigma_\sigma^{2m} 2^m \Gamma^2\left(\frac{m}{2} + 1\right), \quad (40)$$

$$k_3 = \sigma_\sigma^{2m} 2^m \left[\Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right) - \Gamma\left(\frac{m}{2} + 2\right) \right]^2. \quad (41)$$

З отриманих результатів видно, що коефіцієнти k_2 та k_3 виражається через k_1 :

$$k_2 = \frac{k_1^2}{\psi^2}; \quad k_3 = \frac{m^2}{4} k_1^2. \quad (41a)$$

Наступним кроком є визначення коефіцієнту кореляції з формули (32) з урахуванням (39)-(41):

$$\langle z^m(t_1) \cdot z^m(t_2) \rangle = B \omega_e \int_0^{t_1} \int_0^{t_2} (k_2 + k_3 R(\tau)) d\tau_1 d\tau_2. \quad (42)$$

Позначмо інтеграл від коефіцієнту кореляції, як A :

$$A = \int_0^{t_1} \int_0^{t_2} R(\tau) d\tau_1 d\tau_2 = \int_0^{t_1} \int_0^{t_2} e^{-\alpha|\tau_2 - \tau_1|} d\tau_1 d\tau_2. \quad (43)$$

Оскільки для подальших розрахунків потрібна, не кореляційна функція, а дисперсія то A слід обчислити з урахуванням того, що $t_1 = t_2 = t$:

$$A|_{t_1=t_2=t} = \frac{2(-1 + e^{-\alpha t} + \alpha t)}{\alpha^2}. \quad (44)$$

Вираз (44) можна спростити з урахуванням того, що у нашому випадку час t відповідає ресурсу конструкції, що вимірюється роками (та у даному випадку задається у секундах). Це призводить до того, що доданком $e^{-\alpha t}$ та 1 можна знехтувати у порівнянні з часом t . Отже, вираз (44) буде мати такий вигляд:

$$A|_{t_1=t_2=t} = \frac{2t}{\alpha}. \quad (45)$$

Отже дисперсію $z(t)$, відповідно до (31) з урахуванням (41a) та (45) тепер можна знайти за такою формулою:

$$\begin{aligned} \sigma_z^2 &= K_z(t_1 = t, t_2 = t) = \psi^2 k_3 A|_{t_1=t_2=t} = \\ &= \psi^2 k_3 \frac{2t}{\alpha} = \frac{k_1^2 t m^2}{2\alpha}, \end{aligned} \quad (46)$$

де ψ - це константа, яка виражається через параметри кривої Веллера.

Використовуючи зв'язок між процесом $z(t)$ та пошкоджуваністю (28), щільність розподілу ймовірностей пошкоджуваності має такий вигляд:

$$f_D(D, t) = f_u(z(t), t) \left| \frac{dz}{dt} \right|, \quad (48)$$

$$f_D = \frac{(m+1)(1-D)^m}{\sqrt{2\pi\sigma_z^2(t)}} \exp\left(-\frac{(1-(1-D)^{m+1} - \langle z(t) \rangle)^2}{2\sigma_z^2(t)}\right). \quad (49)$$

Математичне очікування:

$$\langle D \rangle = \int_{-\infty}^{\infty} D f_D(D, t) dD. \quad (50)$$

Імовірність безвідмовної роботи зазначається за такою формулою:

$$P = \int_{-\infty}^{\infty} f_D(D, t) dD. \quad (51)$$

Таким чином були отримані ймовірнісні характеристики накопичення втомних пошкоджень в процесі експлуатації. Ці результати можна використати для оцінки ймовірнісних характеристик часу до відмови як випадкової величини.

За формулою (50) була визначена середня пошкоджуваність при різних типах навантаження.

Отримане математичне очікування пошкоджуваності (рис. 9) відображає процес накопичення пошкоджуваності в залежності від часу. Середній ресурс при русі 50 км/год дорівнює 2,1 роки, а при русі 90 км/год 5,7 років. За отриманою ймовірністю безвідмовної роботи (рис. 10) визначається гарантований ресурс, який у випадку руху при швидкості 90 км/год має значення 5 років, а на швидкості 50 км/год – 2 роки. У випадку при русі по асфальтному покритті значення ресурсу набагато більші за звичайний термін експлуатації.

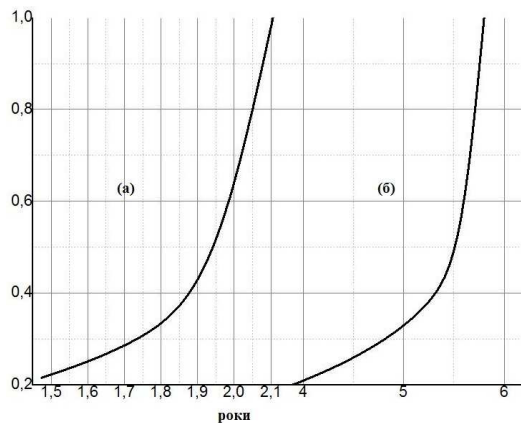


Рис. 9 – Середня пошкоджуваність конструкції при швидкості 50 км/год (а) та 90 км/год (б) при русі по булижному покритті.

Висновки

У роботі визначені параметри надійності конструкції, такі як математичне очікування та вірогідність безвідмовної роботи. Визначено, що рух по булижному покритті більш небезпечний, ніж при русі по асфальтному покритті. При русі по булижному покритті гарантований ресурс при

швидкості 50 км/год більший у два рази ніж при русі 90 км/год.

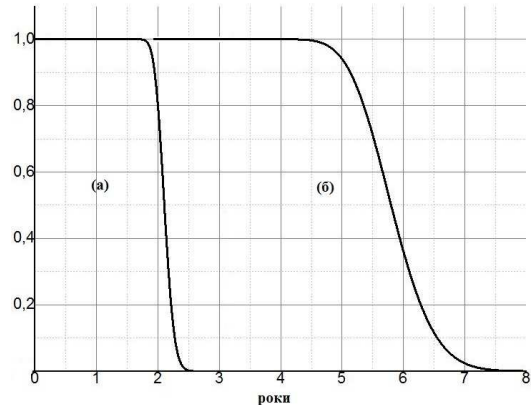


Рис. 10 – Імовірність безвідмовної роботи конструкції при швидкості 50 км/год (а) та 90 км/год (б) при русі по булижному покритті.

Список литературы

- 1 **Аврамов, М. В.** Разработка метода расчета несущих систем колесных машин при случайных стационарных колебаниях / **М.В Аврамов** – Саратов : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец 01.02.06. «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры»/ – 2009. – 17 с.
- 2 **Галимянов, И. Д.** Оценка усталостной долговечности кабин грузовых автомобилей расчетно-экспериментальным методом / **И. Д. Галимянов.** – Набережные Челны : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины». – 2009. – 16 с.
- 3 **Younesian, D.** Fatigue life estimation of MD36 and MD523 bogies based on damage accumulation and random theory / **D. Younesian, A. Solhmirzaei, A. Gachloo.** // *Journal of Mechanical science and technology.* – 2011. – 9 с.
- 4 **Шостак, Р. М.** Ризики виникнення пожеж під час експлуатації залізничних цистерн з пошкодженнями типу «вмятина» / **Р. М. Шостак** – Київ : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 21.06.02 – «пожежна безпека». – 2012. – 23 с.
- 5 **Мясницкий, Р. Н.** Разработка расчетных моделей и методов оценки работоспособности цистерн несущей конструкции / **Мясницкий Р. Н.** – М. : дис. кандидата тех. наук 05.05.04. – 2009. – 173 с.
- 6 **Hougaz, A. B.** Probabilistic Structural Analysis Applied To Spring Leaf Suspension Assembly Of Semi-Trailer Tank Vehicle / **A. B. Hougaz, C. A. N. Dias.** // *San Pauls :17th International Congress of Mechanical Engineering.* – 2003. – 8 с.
- 7 **Milan Saga** Simulation Of Vertical Vehicle Non-Stationary Random Vibrations Considering Various Speeds / **Milan Saga, Lenka Jakubovichova** // *Transport z.84.* – 2014. – 6 с.
- 8 **Dai, J.** Random displacement and acceleration responses of vehicles with uncertainty / **J. Dai, W. Gao, N. Zhang** // *Journal of Mechanical science and technology.* – 2011. – 8 с.
- 9 **Badi, H.** Sensitivity and reliability analysis of articulated heavy vehicle / **H. Badi, F. Bernardin, M. Bouteldja,**

- M. Fogli, C.H. Lamarque** // Leuven, Belgium *Eurodyn.* – 2011. – 9 с.
- 10 **Rouillard, V.** On the Non-Gaussian Nature of random vehicle vibrations / **V. Rouillard.** // *Progressing of the world congress on engineering Vol II*, London U.K. – 2007. – 6 с.
- 11 **Li-Xin Guo** Vehacle Vibration Analysis in changeable speeds solved by pseudoexcitation / **Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang** // *Mathematical Problems in Engineering.* – 2009. – 9 с.
- 12 **Жовдак, В. А.** Виброизмерения рам тележек вагонов метрополитена в эксплуатационных условиях / **В. А. Жовдак, А. Б. Белоцерковский, М. М. Смирнов, Ю. Н. Ульянов, С. И. Яцько, О. В. Черных** // *Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ" : Динаміка та міцність машин.* – 2007. – №22.
- 13 **Дименберг, Ф. М.** Вибрации в технике, т.3. / **Ф. М. Дименберг, К. С. Колесников** // Москва «Машиностроение». – 1980. – 545 с.
- 14 Автоцистерны для перевозки светлых нефтепродуктов. режим доступа: // http://www.oriond.sumy.ua/avtoci stern_neft_ru.html, 1992-2012
- 15 **Ларин, А. А.** Прогнозирование и анализ надежности машиностроительных конструкций / **А. А. Ларин** – Х.: НТУ «ХПИ». – 2011. – 132 с.
- 16 **Ричардс, Р. Б.** Метод конечных элементов в теории оболочек и пластин / **Р. Б. Ричардс** – Р. «Зинатне». – 1988. – 282 с.
- 17 **Ларін, О. О.** Коливання двовісної автоцистерни з урахуванням ефекту запізнення випадкового збурення / **О. О. Ларін, К. Є. Грінченко** // *Вісник НТУ «ХПИ»: серія «Динаміка та міцність машин».* – 2014. – № 58. – С. 44-60.
- 18 **Larin, O. O.** The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation / **O. O. Larin, O. I. Trubayev, O. O. Vodka** . – *Вестник ПНИМУ «Механика».* – №1. – 2014. – С. 167-193.
- 19 **Жовдак, В. А.** Розробка методів прогнозування надійності елементів машинобудівних конструкцій при випадкових коливаннях : автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.02.09 / **В. А. Жовдак**; Харківський держ. політехнічний ун-т. – Х., 1996. – 47 с.
- 20 **Жовдак, В. А.** Прогнозирование надежности механических систем / **В. А. Жовдак, Л. Ф. Тарасова** // Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007. – 107 с.
- 4 **Shostak, R. M.** Risk of fire during the operation of railway tanks with injuries such as "dent" – Kyiv: Author. Thesis. on soyskanye scientific. Steps candidate. Sc. sciences specials. 21.06.02 – "Fire Safety". – 2012. – 23 p.
- 5 **Myasnitskiy, R. N.** The development of computational models and methods for assessing performance tank support structure dis. those candidate – Sciences 05.05.04 – Moskow. – 2009. – 173 p.
- 6 **Hougaz, A. B., Dias, C. A. N.** Probabilistic Structural Analysis Applied To Spring Leaf Suspension Assembly Of Semi-Trailer Tank Vehicle – *Sas Pauls :17th International Congress of Mechanical Engineering.* – 2003. – 8 p.
- 7 **Saga Milan, Jakubovichova Lenka** Simulation Of Vertical Vehicle Non-Stationary Random Vibrations Considering Various Speeds – *Transport z.84.* – 2014. – 6 p.
- 8 **Dai, J., Gao, W., Zhang, N.** Random displacement and acceleration responses of vehicles with uncertainty. *Journal of Mechanical science and technology.* – 2011. – 8 p
- 9 **Badi, H., Bernardin, F., Bouteldja, M., Fogli, M., Lamarque, C. H.** Sensitivity and reliability analysis of articulsted heavy vehicle. – Leuven, Belgium *Eurodyn.* – 2011. – 9 p.
- 10 **Rouillard, V.** On the Non-Gaussian Nature of random vehicle vibrations. *Progressing of the world congress on engineering Vol II*, London U.K. – 2007. – 6 p.
- 11 **Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang** Vehacle Vibration Analysis in changeable speeds solved by pseudoexcitation. *Mathematical Problems in Engineering.* – 2009. – 9 p.
- 12 **Zhovdak, V. A., Belotserkovskii, A. B., Smirnov, M. M., Ulyanov, Y. U., Yatsko, S. I., Black, O. V.** Vibration measurements bogie frames subway cars under operating conditions. *Collection of scientific works "Vestnik NTU" KPI* ": *Dinamika that mitsnist machines.* – 2007. – №22.
- 13 **Dimenberg, F. M., Kolesnikov, K. S.** Vibrations in technique vol.3. – Moscow "Engineering". – 1980. – 545 s.
- 14 Tankers for the transport of light petroleum products. access mode// http://www.oriond.sumy.ua/avtoci stern_neft_ru.html 1992-2012
- 15 **Larin, A. A.** Prediction and reliability analysis of engineering structures – *Kh.: NTU "KPI"*. – 2011. – 132 s.
- 16 **Richards, R. B.** The finite element method in the theory of shells and plates – R. "Zinatne". – 1988. – 282 s.
- 17 **Larin, O. O., Grinchenko, K.** Oscillations dvovisnoi Tanker trucks s urahuvannyam efekta zapiznennya vipadkovogo zburennya. *Vestnik NTU "KhPI": seriya "Dinamika that mitsnist machines."* – 2014. – № 58. – S. 44-60.
- 18 **Larin, O. O., Trubayev, O. I., Vodka, O. O.** The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation. – *Вестник ПНИМУ «Механика».* – №1. – 2014. – С. 167-193.
- 19 **Zhovdak, V. A.** Development of methods for prediction of reliability of engineering structures under random vibrations: Author. dis ... Dr. Sc. Sciences: 05.02.09; Kharkiv State. Polytechnic University. – H., 1996. – 47 s.
- 20 **Zhovdak, V. A., Tarasova, L. F.** Predicting the reliability of mechanical systems. *Kharkov. NTU "KPI"*. – 2007. – 107 s.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Avramov, M. V.** Development of a method for calculating bearing systems-wheeled vehicles with stationary random vibrations – Saratov: author. dis. for obtaining scientific. Candidate stage. tehn. Sciences: 01.02.06 spec. "Dynamics and strength of machines, devices and equipment". – 2009. – 17 s.
- 2 **Galimyanov, I. D.** Assessment of fatigue life truck cabins of methods to assess – Naberezhnye Chelny : Author. dis. for obtaining scientific. Candidate stage. tehn. Sciences: spec. 05.05.03 "Wheeled and tracked vehicles". – 2009. – 16 p.
- 3 **Younesian, D., Solhmirzaei, A., Gachloo, A.** Fatigue life estimation of MD36 and MD523 bogies based on damage accumulation and random theory / *Journal of Mechanical science and technology.* – 2011. – 9 p.

Надійшла (received) 28.06.2015