

«Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 303-06-29; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

**Кухтенков Юрий Михайлович** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (050) 303-06-29; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

**Kukhtenkov Yurii Michaylovych** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (050) 303-06-29; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

**Подвойський Юрій Андрійович** – науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 303-06-29; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

**Подвойский Юрий Андреевич** – научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (050) 303-06-29; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

**Podvoisky Yurii Andriyovich** – research associate, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (050) 303-06-29; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

**Варенко Віктор Дмитрович** – начальник сектору комплексних досліджень гідротурбін СКБ «ТГМ», ПАО «Турбоатом», м. Харків; тел.: (057) 349-39-01; моб. тел.: (068) 610-07-50; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

**Варенко Виктор Дмитриевич** – начальник сектора комплексных исследований гидротурбин СКБ «ТГМ», ПАТ «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-39-01; моб. тел.: (068) 610-07-50; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

**Varenko Victor Dmitrovich** – Head of Sector of Integrated Dosage Engineering Enterprises SKB "TGM", PJSC "Turboatom", Kharkov; tel.: (057) 349-39-01; tel.: (068) 610-07-50; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

УДК 629.114.2.073.286

**Б. І. КАЛЬЧЕНКО, А. П. КОЖУШКО, А. Р. КІСЕЛЬОВ**

## ОЦІНКА ПЛАВНОСТІ РУХУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-242К ПРИ ВПЛИВІ НЕРІВНОСТЕЙ ПОВЕРХНІ

Наведено математичний опис руху підресорених мас колісного трактора ХТЗ-242К, який має ресорну підвіску. Представлено передаточну функцію підресореної маси трактора. Сформовано випадкову функцію мікропрофілю поверхні, по якій експлуатується колісний трактор при виконанні транспортних та технологічних операцій. Визначено оціночні характеристики плавності руху колісного трактора, які базуються на обчисленні значення дисперсії вертикальних переміщень та прискорень остову передньої та задньої частин трактора.

**Ключові слова:** трактор, коливання остову, передаточна функція, мікропрофіль, плавність руху.

Приведено математическое описание движения поддресоренных масс колесного трактора ХТЗ-242К, который имеет рессорную подвеску. Представлено передаточную функцию поддресоренной массы трактора. Сформирована случайная функция микропрофиля поверхности, по которой эксплуатируется колесный трактор при выполнении транспортных и технологических операций. Определены оценочные характеристики плавности движения колесного трактора, основанные на вычислении значения дисперсии вертикальных перемещений и ускорений остова передней и задней частей трактора.

**Ключевые слова:** трактор, колебания остова, передаточная функция, микропрофиль, плавность движения.

In this paper the mathematical description of motion of the submerged masses of a wheeled tractor KhTZ-242K, which has spring suspension, is given. The transmission function of the submerged mass of the tractor is presented, on the basis of which the displacements and accelerations of the front and rear parts of the tractor frame are determined. A random function of the microprofile of the surface (asphalt concrete, ground and spherical spike cultures) on which the wheeled tractor is used during transport and technological operations is formed. The estimation characteristics of the smoothness of motion of the wheeled tractor are determined based on the calculation of the value of the dispersion of vertical displacements and acceleration of the front and rear parts of the tractor frame.

**Key words:** tractor, oscillation of body, suspension function, microprofile, smoothness of motion.

**Вступ.** На сьогоднішній день світові виробники галузі тракторобудування намагаються вирішити проблему збільшення об'ємів продукції сільськогосподарського призначення. Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є створення нових енергонасичених тракторів, модернізація конструкції яких покликана збільшити робочі швидкості. Проте дана модернізація веде до виникнення підвищених коливальних процесів в системі «грунт – колесо – силова установка», що, безумовно, призводить до зниження продуктивності, плавності руху, керованості та, як наслідок, погіршення якості виконання технологічних операцій.

Дослідження плавності руху є системоутворюючим процесом, причому як при створенні нової техніки, так і модернізації старої. Одним з напрямків покращення плавності руху самохідних машин є вдосконалення конструкції ходової системи, що напряму впливає на зниження величини зовнішніх впливів.

**Аналіз останніх досліджень.** Існує ряд публікацій [1 – 3], присвячених розгляду питань, пов'язаних з аналізом плавності руху самохідних машин; необхідно звернути увагу на різноплановість цих робіт. В залежності від поставлених задач досліджень, прийнятої розрахункової схеми моделі, а також застосуванням того чи іншого методу дослідження, в цих роботах приймався ряд припущень, які потребують узагальнення, а методи досліджень – подальшого розвитку та аналізу.

Визначенню мікропрофіля дорожньої поверхні присвячені роботи [5 – 9], проте вони розглядають асфальтобетонну поверхню, як базову, що не зовсім відповідає вимогам роботи колісних тракторів.

В роботі [4] наведено підхід щодо визначення завантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні. В даній роботі автори наводять передаточну функцію підвіски, яка описує плавність руху колісного трактора, проте не наводять випадкову функцію для опису мікропрофілю.

**Постанова задачі.** Оцінка плавності руху колісних тракторів при виконанні різноманітних операцій була завжди актуальною проблемою, адже використання в підвісках новітніх технологій (пневматичних ресор, пневмогідролічних ресор) змушує конструкторів та науковців продовжувати дослідження в даному напрямку. Але для реалізації нових технічних рішень необхідно спершу навести оціночні показники для техніки, яка існує сьогодні. Тому метою даної роботи є наведення оціночної характеристики плавності руху колісного трактора ХТЗ-242К шляхом дослідження коливальних процесів, що виникають в підресорених масах остову при експлуатації на різноманітному мікропрофілю поверхні.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- сформулювати передаточну функцію підвіски колісного трактора ХТЗ-242К, яка базуються на представлені математичної моделі руху підресорених мас остову;
- навести випадкову функцію мікропрофілю асфальтобетонної, ґрунтової доріг та стерні колосових культур.

**Передаточна функція підвіски.** Основою для створення математичної моделі підвіски є наведення диференціальних рівнянь, які описують процеси в підвісці за допомогою складання коливальної схеми, зображеної на рис. 1, [4].

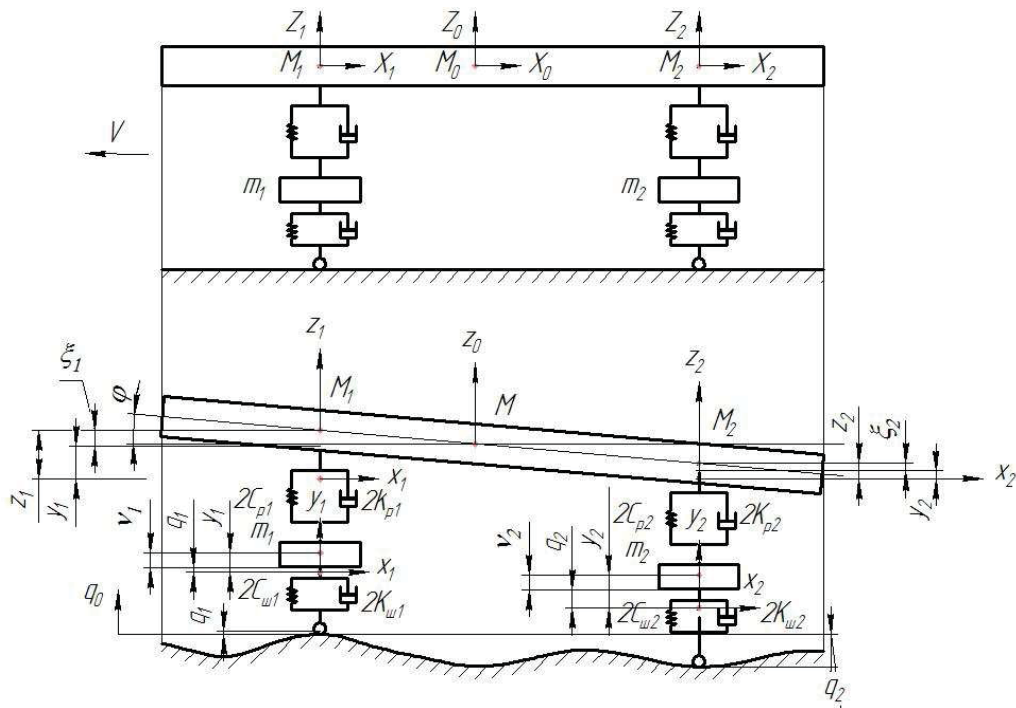


Рис. 1 – Коливальна схема колісного трактора.

Для складання математичної моделі коливальності досліджуваної системи скористаємося основним способом, який базується на *рівнянні Лагранжа 2-го роду*. Рівняння складаються для кожної маси, що входять в розрахункову систему.

Конкретно для колісного трактору типу ХТЗ-242К з двома ведучими мостами диференціальні рівняння мають наступний вигляд:

$$\begin{cases}
 \ddot{z}_1 + (2 \cdot K_{p1} / M_1) \cdot \dot{z}_1 + (2 \cdot C_{p1} / M_1) \cdot z_1 - (2 \cdot K_{p1} / M_1) \cdot \dot{y}_1 - (2 \cdot C_{p1} / M_1) \cdot y_1 = 0; \\
 \ddot{z}_2 + (2 \cdot C_{p2} / M_2) \cdot z_2 - (2 \cdot C_{p2} / M_2) \cdot y_2 = 0; \\
 \ddot{y}_1 + ((2 \cdot K_{p1} + 2 \cdot K_{u1}) / m_1) \cdot \dot{y}_1 + ((2 \cdot C_{p1} + 2 \cdot C_{u1}) / m_1) \cdot y_1 - (2 \cdot K_{p1} / m_1) \cdot \dot{z}_1 - \\
 - (2 \cdot C_{p1} / m_1) \cdot z_1 = (2 \cdot K_{u1} / m_1) \cdot \dot{q}_1(t) + (2 \cdot C_{u1} / m_1) \cdot q_1(t); \\
 \ddot{y}_2 + (2 \cdot K_{u2} / m_2) \cdot \dot{y}_2 + ((2 \cdot C_{p2} + 2 \cdot C_{u2}) / m_2) \cdot y_2 - (2 \cdot C_{p2} / m_2) \cdot z_2 = \\
 = (2 \cdot K_{u2} / m_2) \cdot \dot{q}_2(t) + (2 \cdot C_{u2} / m_2) \cdot q_2(t),
 \end{cases} \quad (1)$$

де  $z_1, z_2$  – переміщення остова в зоні переднього і заднього моста;  $y_1, y_2$  – переміщення переднього і заднього мостів;  $q(t)$  – зовнішній вплив нерівностей;  $K_{p1}, K_{p2}$  – коефіцієнти демпфування амортизаторів;  $K_{u1}, K_{u2}$  – коефіцієнти демпфування шин;  $C_{p1}, C_{p2}$  – жорсткості ресор;  $C_{u1}, C_{u2}$  – жорсткості шин.

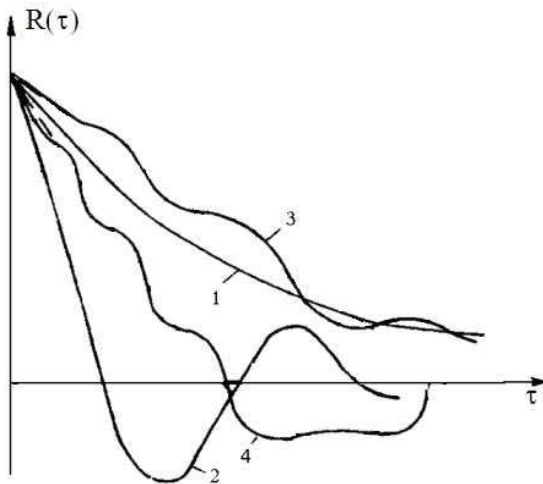


Рис. 2 – Нормовані функції кореляції: 1 – з рівняння (8); 2 – з рівняння (9); 3 – з рівняння (10); 4 – з рівняння (11).

Для механізму, що досліджується, коефіцієнт демпфування амортизатору  $K_{p2}$  дорівнює нулю, тому що задній міст трактора жорстко з'єднано з остовом трактора; окрім того жорсткість ресори  $C_{p2}$  має максимальне значення.

Далі вводяться умовні позначення для парціальних частот, парціальних коефіцієнтів демпфування та парціальних коефіцієнтів зв'язку.

У разі симетричної системи підресорювання чотири рівняння будуть утворювати дві підсистеми, кожна з яких описуватиме рух передньої або задньої частини трактора. Це дозволить розглядати окремо коливання передньої або задньої частини трактора. При цьому немає необхідності виражати  $q_1(t)$  і  $q_2(t)$  через рух центру мас системи, що досліджується.

Рішення лінійних диференціальних рівнянь системи (1), що мають незмінні коефіцієнти, можливо за допомогою *перетворення Лапласа*. Отже, модуль комплексної

передавальної функції по координаті  $z$  має вигляд:

$$|W_z(j\omega)| = \sqrt{\text{Re}_z(\omega)^2 + \text{Im}_z(\omega)^2} \tag{2}$$

Модуль комплексної передавальної функції по координаті  $y$  має вигляд:

$$|W_y(j\omega)| = \sqrt{\text{Re}_y(\omega)^2 + \text{Im}_y(\omega)^2} \tag{3}$$

Максимальне переміщення частин остову:

$$S_z(\omega) = S(\omega) \cdot |W_z(j\omega)|, \tag{4}$$

де  $S_z(\omega)$  – спектральна щільність функції мікропрофілю.

Максимальне прискорення частин остову:

$$S_z(\omega) = S(\omega) \cdot \omega^2 \cdot |W_z(j\omega)|. \tag{5}$$

Таким чином, сформовані основні критерії оцінки характеристик підвіски, які впливають на плавність руху колісного трактора.

**Функція мікропрофілю.** Формування мікропрофілю поверхні, по якій експлуатується колісний трактор, визначається під впливом багатьох факторів (це, насамперед, властивості покриття, інтенсивність руху трактору та інше) [5 – 9].

Аналітичним шляхом визначення зміна мікропрофілю відбувається при обчисленні випадкової функції, яка залежить від координат усередненої площини, відносно якої змінюється висота нерівностей.

Статистичними характеристиками поверхні полотна шляху будуть кореляційні функції [5]:

$$R_q(l) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{2N} \int_{-N}^N q(x) \cdot q(x+l) dx; \tag{6}$$

$$R_\psi(l) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{2N} \int_{-N}^N \psi(x) \cdot \psi(x+l) dx, \tag{7}$$

де  $R_q(l)$  та  $R_\psi(l)$  – кореляційні функції повздовжніх та поперечних перетинів мікропрофілю;  $q$  – ординати середнього перерізу;  $\psi$  – кут нахилу поперечного перетину.

Відомо, що нормовані кореляційні функції ординат середнього перетину апроксимуються за наступними виразами:

$$R(\tau) = D \cdot e^{-\alpha|\tau|}; \tag{8}$$

$$R(\tau) = D \cdot e^{-\alpha|\tau|} \cdot \cos(\beta \cdot \tau); \tag{9}$$

$$R(\tau) = \begin{cases} D \cdot (A_1 \cdot e^{-\alpha_2|\tau|} + A_2 \cdot e^{-\alpha_2|\tau|} \cdot \cos(\beta \cdot \tau)); \\ A_1 + A_2 = 1; \end{cases} \tag{10}$$

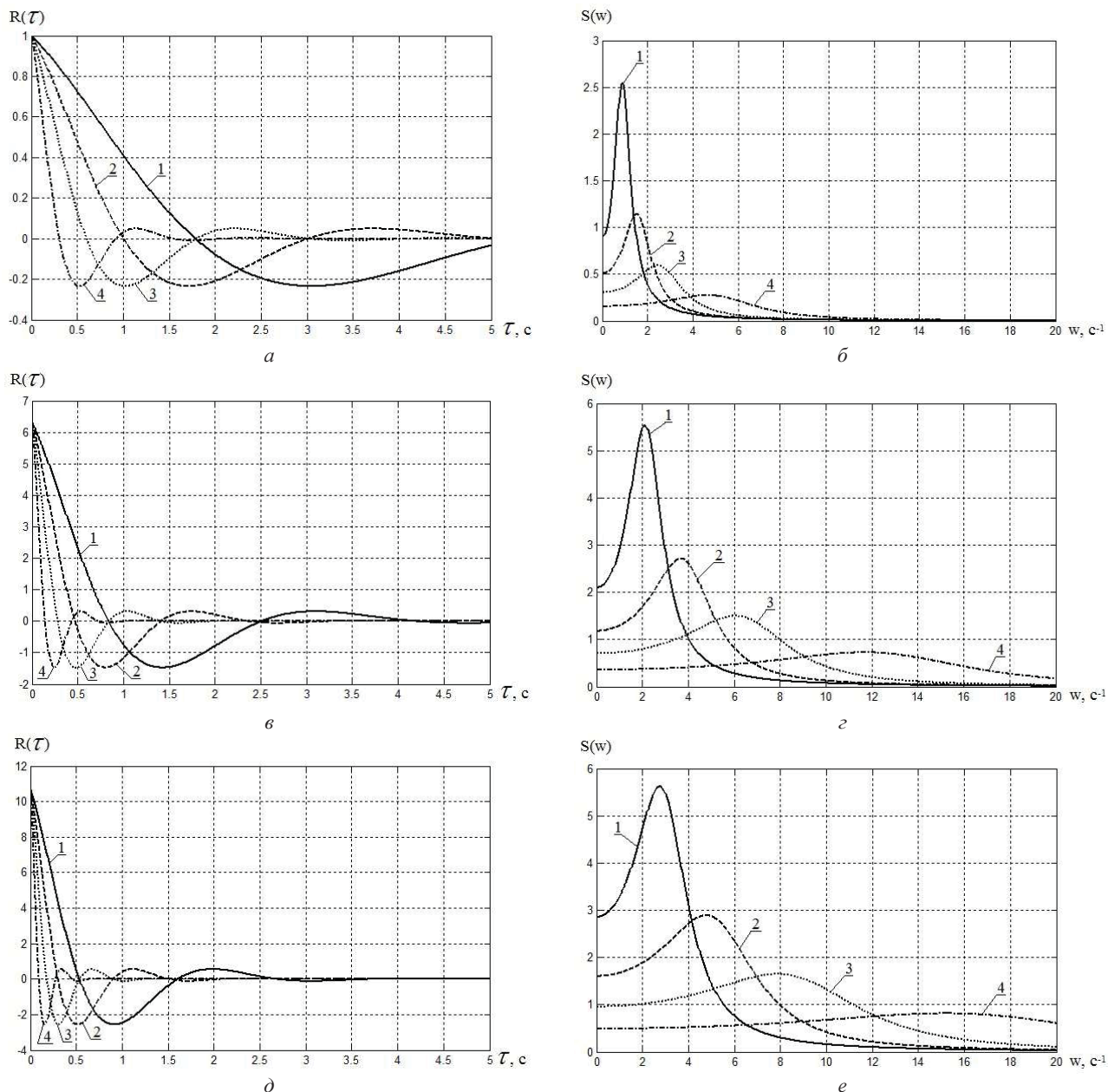


Рис. 3 – Криві кореляційних функцій та спектральних щільностей:  
 а, б – асфальтобетонна поверхня; в, г – ґрунтова поверхня; д, е – стерня колосових культур; 1 – швидкість 7,2 км/год;  
 2 – швидкість 12,8 км/год; 3 – швидкість 21,5 км/год; 4 – швидкість 42 км/год.

$$R(\tau) = \begin{cases} D \cdot (A_1 \cdot e^{-\alpha_1|\tau|} + A_2 \cdot e^{-\alpha_2|\tau|} + A_3 \cdot e^{-\alpha_3|\tau|} \cdot \cos(\beta \cdot \tau)); \\ A_1 + A_2 + A_3 = 1, \end{cases} \quad (11)$$

де  $D$  – дисперсія висот нерівностей поверхні;  $\alpha, \beta$  – коефіцієнти кореляції.

На рис. 2 наведено графіки нормованої функції кореляції в залежності від вибору функції (8) – (11).

Спектральна щільність – це найбільш повна характеристика збурень, що діють на самохідну машину. Застосовуючи *перетворення Фур'є*, наведемо спектральну щільність для нормованих кореляційних функцій.

$$S(\omega) = D \cdot \frac{2 \cdot \alpha}{\omega^2 + \alpha^2}; \quad (12)$$

$$S(\omega) = D \cdot \frac{2 \cdot \alpha \cdot (\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{\omega^4 + 2 \cdot (\alpha^2 - \beta^2) \cdot \omega^2 + (\alpha^2 + \beta^2)^2}; \quad (13)$$



$$S(\omega) = D \cdot \left[ \frac{2 \cdot A_1 \cdot \alpha_1}{\omega^2 + \alpha_1^2} + \frac{2 \cdot A_2 \cdot \alpha_2 \cdot (\omega^2 + \alpha_2^2 + \beta^2)}{\omega^4 + 2 \cdot (\alpha_2^2 - \beta^2) \cdot \omega^2 + (\alpha_2^2 + \beta^2)^2} \right]; \quad (14)$$

$$S(\omega) = D \cdot \left[ \frac{2 \cdot A_1 \cdot \alpha_1}{\omega^2 + \alpha_1^2} + \frac{2 \cdot A_2 \cdot \alpha_2}{\omega^2 + \alpha_2^2} + \frac{2 \cdot A_3 \cdot \alpha_3 \cdot (\omega^2 + \alpha_3^2 + \beta^2)}{\omega^4 + 2 \cdot (\alpha_3^2 - \beta^2) \cdot \omega^2 + (\alpha_3^2 + \beta^2)^2} \right]. \quad (15)$$

На рис. 3 наведено криві кореляційних функцій (9) та спектральних щільностей (13) при експлуатації на асфальтобетонній, ґрунтовій поверхнях та на стерні колосових культур.

За допомогою генерації білого шуму будується випадкова функція  $q(t)$ , яка описує висоти нерівностей за відомими методами [8 – 9]. Суть цих методів зводиться до формування диференційного рівняння

$$T_1^2 \cdot \ddot{q}(t) + T_2 \cdot \dot{q}(t) + q(t) = K_\zeta \cdot \zeta(t), \quad (16)$$

де  $T_1$  та  $T_2$  – сталі часу, які формують функцію  $q(t)$  при подачі на його вхід білого шуму  $\zeta(t)$ ;  $K_\zeta$  – коефіцієнт підсилення [9].

Оскільки колісний трактор ХТЗ-242К виконує транспортні та технологічні операції, то цілком доцільно визначити випадкову функцію  $q(t)$  для таких поверхонь, як асфальтобетонної, ґрунтової доріг та стерні колосових культур. В табл. 1 зведено значення сталих часу  $T_1$  та  $T_2$ , а також коефіцієнта підсилення  $K_\zeta$ , для наведених поверхонь. Проте необхідно відмітити, що в ході даного дослідження колісний трактор ХТЗ-242К виконуватиме транспортні роботи на асфальтобетонній поверхні (при швидкості 42 км/год), технологічні – на ґрунтовій поверхні (при швидкості 12,8 та 21,5 км/год) та на стерні колосових культур (при швидкості 7,2 км/год). На основі даних з табл. 1 будується на рис. 4 випадковий мікропрофіль відповідної поверхні.

Таблиця 1 – Значення сталих часу  $T_1$  та  $T_2$ , а також коефіцієнта підсилення  $K_\zeta$

Тип поверхні	Швидкість	$T_1$	$T_2$	$K_\zeta$
асфальтобетонна	42	0,175	0,147	0,395
ґрунтова	21,5	0,133	0,114	0,948
ґрунтова	12,8	0,225	0,184	1,23
стерня колосових культур	7,2	0,308	0,238	1,69

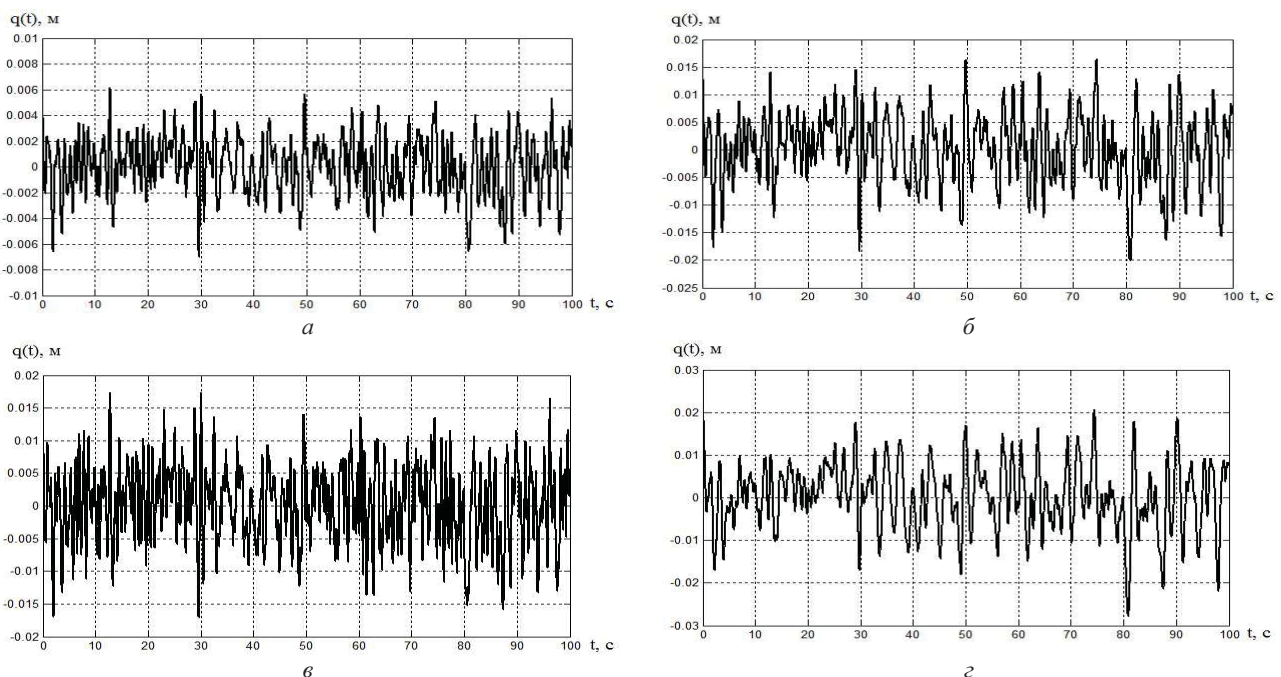


Рис. 4 – Реалізація випадкового мікропрофілю дороги:  
 а – асфальтобетонна поверхня; б, в – ґрунтова поверхня; г – стерня колосових культур.

На основі рівнянь (12) – (15) отримано спектральну щільність для кореляційної функції мікропрофілю.

**Оцінка плавності руху.** При оцінюванні плавності руху самохідної машини від впливу нерівностей необхідно проаналізувати значення дисперсії вертикальних переміщень та прискорень остову трактора [4]

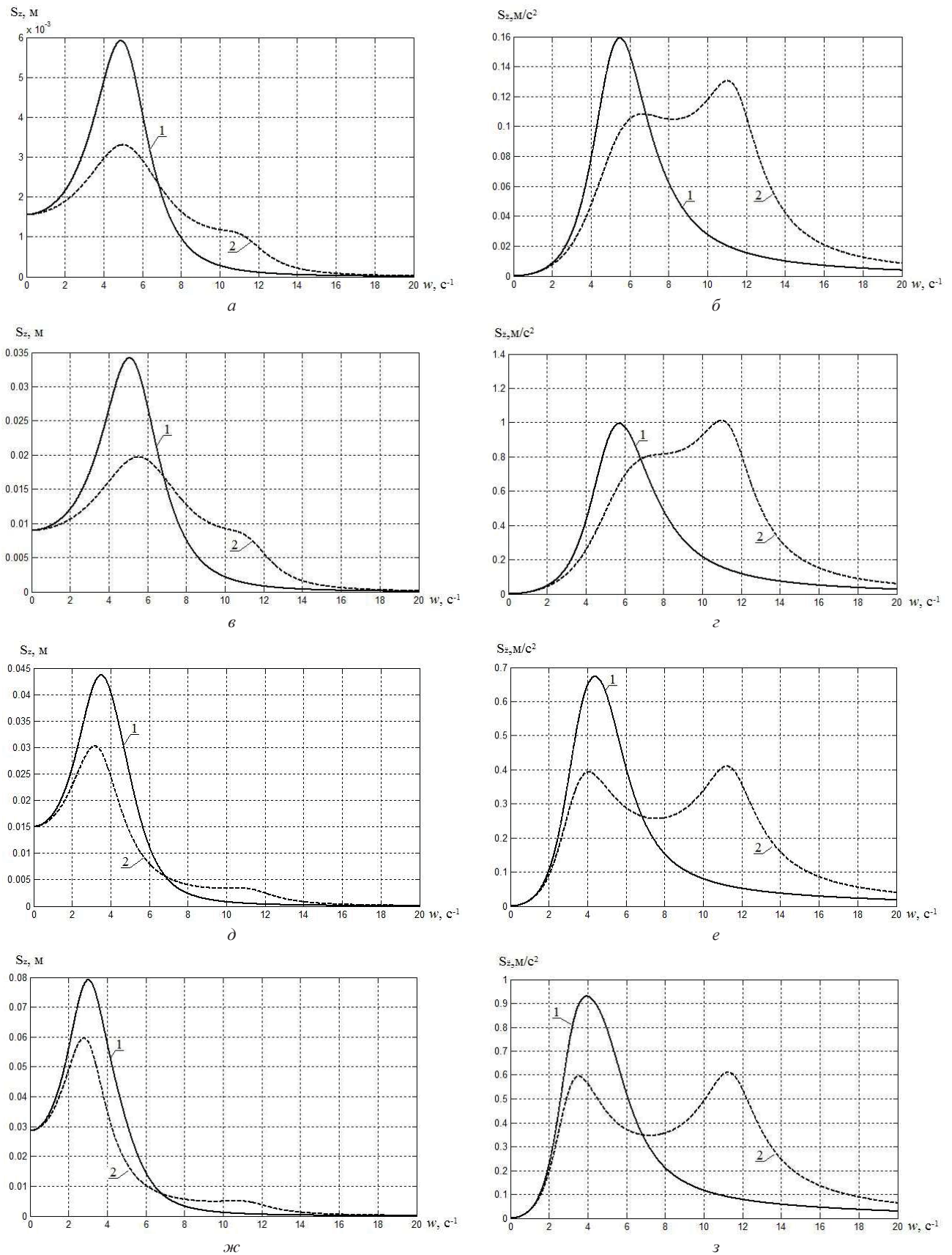


Рис. 5 – Спектральна щільність амплітуд вертикальних переміщень та прискорень передньої та задньої частин остову трактора ХТЗ-242К: а, б – для асфальтобетонної поверхні, швидкість 42 км/год; в, г – для ґрунтової поверхні, швидкість 21,5 км/год; д, е – для ґрунтової поверхні, швидкість 12,8 км/год; ж, з – для стерні колосових культур, швидкість 7,2 км/год; 1 – передня частина; 2 – задня частина остову.

$$\sigma_z^2 = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} S_z(\omega) d\omega; \quad (17)$$

$$\sigma_{\ddot{z}}^2 = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} S_{\ddot{z}}(\omega) d\omega. \quad (18)$$

На рис. 5 наведено спектральну щільність амплітуд та дисперсію вертикальних переміщень та прискорень передньої та задньої частин остову самохідної машини, на прикладі колісного трактора ХТЗ-242К. В табл. 2 наведено значення дисперсії вертикальних переміщень та прискорень остову колісного трактора ХТЗ-242К при експлуатації по різних поверхнях.

Таблиця 2 – Значення дисперсії вертикальних переміщень та прискорень остову

Тип поверхні	Швидкість, км/год	$\sigma_{z1}$ , м	$\sigma_{\ddot{z}1}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{z2}$ , м	$\sigma_{\ddot{z}2}$ , м/с <sup>2</sup>
		Передня частина остову		Задня частина остову	
асфальтобетонна	42	0,09	0,48	0,09	0,6
грунтова	21,5	0,23	1,25	0,23	1,63
грунтова	12,8	0,24	0,99	0,22	1,14
стерня колосових культур	7,2	0,31	1,2	0,29	1,4

На основі даних з табл. 2 можна стверджувати про те, що максимальне значення дисперсії вертикальних переміщень остову (як передньої, так і задньої частин) спостерігається при експлуатації трактора на поверхні стерня колосових культур. А максимальне прискорення остову трактора при експлуатації на ґрунтовій поверхні зі швидкістю ( $V = 21,5$  км/год).

**Перспективи подальших досліджень.** Автори вважають перспективним шлях дослідження, пов'язаний з подальшим підвищенням плавності руху самохідних машин. Особливої уваги треба надати дослідженню впливу плавності руху на завантаженість ступінчастих та безступінчастих трансмісій [10 – 12], адже саме аналіз коливальних процесів в трансмісії свідчитиме про ресурс силової установки в цілому.

**Висновки.** Розглянуто математичну модель руху підресорених мас колісного трактора з урахуванням таких показників, як жорсткість та коефіцієнт демпфування. На основі обчислення моделі сформовано передаточну функцію підвіски.

Наведено декілька варіантів реалізації кривих кореляційних функцій та спектральних щільностей, використання яких обумовлено в залежності від поставлених задач. Сформовано математичну модель визначення випадкової функції мікропрофілю поверхні.

На основі спільного вирішення рівнянь математичних моделей підвіски та функції мікропрофілю поверхні стає можливим виконання оціночної характеристики плавності руху, яка передусім впливає на техніко-економічні та ергономічні показники.

#### Список літератури

1. Шушляков В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. – М. : Транспорт, 1974. – 328 с.
2. Барский И. Б., Анлиович В. Я., Кут'ков Г. М. Динамика трактора. – М. : Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Попов В. В. Математическое моделирование мобильного сельскохозяйственного агрегата в режиме транспортного переезда // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.А. Сухого. – 2005. – № 3 (22). – С. 13 – 18.
4. Кальченко Б. І., Чернявський І. С., Кожушко А. П. Підхід до визначення завантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні // Науковий журнал технічний сервіс, агропромислового, лісового та транспортного комплексу. – 2017. – № 8. – С. 49 – 54.
5. Хачатуров А. А., Афанасьев В. Л., Васильев В. С. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель // Под ред. А. А. Хачатурова. – М. : Машиностроение, 1976. – 536 с.
6. Светлицкий В. А. Случайные колебания механических систем. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1991. – 320 с.
7. Сергиенко А. Н., Медведев Н. Г., Любарский Б. Г. Методика описания неровностей профиля дороги при моделировании подвески автомобиля с рекуператором энергии колебаний // Вестник НТУ «ХПИ». – 2013. – №37. – С. 185–192.
8. Белецкий А. В. Моделирование профиля дорожного основания в задаче анализа динамики трансмиссии колесной машины. – [2010]. – Режим доступа : <http://sdm.str-t.ru/insertfiles/5.pdf>. – Дата звертання : 25 жовтня 2017.
9. Александрова Т. Е., Александрова И. Е., Беляев С. Н. Имитационное моделирование внешних возмущений, действующих на танковую пушку // Механика та машинобудування. – 2011. – № 1. – С. 43 – 50.
10. Самородов В. Б., Бондаренко А. І., Кожушко А. П., Пелипенко Є. С., Мітцель М. О. Перспективні трансмісії колісних тракторів // Вісник Національного технічного університету «ХПИ». – Харків : НТУ «ХПИ», 2014. – № 10 (1053). – С. 3 – 10.
11. Кожушко А. П. Особливості роботи колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями / Сільськогосподарські машини : Зб. наук. ст. – 2015. – № 31. – С. 70 – 82.
12. Кожушко А. П. Результати моделювання роботи колісного трактора з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями, що працюють по схемі «диференціал на вході» / Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті : Науковий журнал. – 2015. №1 (3). – С. 93 – 102.

#### References (transliterated)

1. Shuplyakov V. S. *Kolebaniya i nagruzhennost' transmissii avtomobilya* [Oscillations and loading of vehicle transmission]. Moscow, Transport Publ., 1974. 328 p.
2. Barskiy I. B., Anilovich V. Ya., Kut'kov G. M. *Dinamika traktora* [Tractor dynamics]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1973. 280 p.
3. Popov V. V. *Matematicheskoye modelirovaniye mobil'nogo sel'skokhozyaystvennogo agregata v rezhime transportnogo pereyezda* [Mathematical modeling of the mobile agricultural unit in the mode of transport moving]. *Vestnik Gomeľ'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P. A. Sukhogo* [Bulletin of the Gmel State Technical University]. 2005, vol. 3 (22), pp. 13–18.
4. Kal'chenko B. I., Chernyav'skiy I. S., Kozhushko A. P. *Pidkhid do vyznachennya zavantazhenosti transmissiyi kolisnogo traktora pry vplyvi*



- nerivnostey poverkhni [Approach to determination of load of transmission of a wheeled tractor under the influence of surface irregularities]. *Naukovyy zhurnal tekhnichnyy servis, agropromyslovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksu* [Scientific journal technical service, agroindustrial, forestry and transport complex]. 2017, vol. 8, pp. 49–54.
5. Khachaturov A. A., Afanas'ev V. L., Vasil'ev V. S. *Dinamika sistemy doroga – shina – avtomobil' – voditel'* [Dynamics of the system road – tire – car – driver]. Moscow, 1976. 536 p.
  6. Svetlitskiy V. A. *Sluchaynyye kolebaniya mekhanicheskikh system – 2-ye izdaniye, pererab. i dop.* [Random oscillations of mechanical systems. 2nd ed.]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1991. 320 p.
  7. Sergiyenko A. N., Medvedev N. G., Lyubarskiy, B. G. Metodika opisaniya nerovnostey profilya dorogi pri modelirovanii podveski avtomobilya s rekuperatorom energii kolebaniy [Method of road roughness description when simulating car suspension with vibration energy recuperator]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of National Technical University "KhPI"]. 2013, vol. 37, pp. 185–192.
  8. Beletskiy A. V. Modelirovanie profilya dorozhnogo osnovaniya v zadache analiza dinamiki transmissii kolesnoy mashiny [Modeling of the road foundation profile in the task of analyzing the dynamics of the transmission of a wheeled vehicle]. 2010. Availabl at : <http://sdm.str-t.ru/insertfiles/5.pdf>. (accessed 25.10.2017).
  9. Aleksandrova T. E., Aleksandrova I. E., Belyaev S. N. Imitatsionnoe modelirovaniye vneshnikh vozmushheniy, deystvuyushchikh na tankovuyu pushku [Simulation modeling of external perturbations acting on a tank gun]. *Mekhanika ta mashinobuduvannya* [Mechanics and machine building]. 2011, vol. 1, pp. 43–50.
  10. Samorodov V. B., Bondarenko A. I., Kozhushko A. P., Pelipenko E. S., Mittsel' M. O. Perspektivni transmissii kolisnykh traktoriv [Perspective transmissions of the wheeled tractors]. *Visnyk Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu «KhPI»* [The bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, vol. 10 (1053), pp. 3–10.
  11. Kozhushko A. P. Osoblyvosti roboty kolisnykh traktoriv z gidroob'yemno-mekhanichnymy transmissiyamy [Operation features of wheeled tractors with hydrostatic mechanical transmissions]. *Sil'skogospodars'ki mashyny : Zb. Nauk. St.* [Agricultural machines: collected works]. 2015, vol. 31, pp. 70–82.
  12. Kozhushko A. P. Rezul'taty modelyuvannya roboty kolisnogo traktora z gidroob'yemno-mekhanichnymy transmissiyamy, shho pratsuyut' po skhemi «dyferentsial na vkhodi» [Results of simulation of the work of a wheeled tractor with hydromechanical transmissions, working according to the scheme "differential at the input"]. *Suchasni tekhnologiyi v mashinobuduvanni ta transporti : Naukovyy zhurnal* [Modern technologies in machine building and transport: Scientific journal]. 2015, vol. 1 (3), pp. 93–102.

Поступила (received) 06.11.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

**Оцінка плавності руху самохідної машини при впливі нерівностей поверхні / Б. І. Кальченко, А. П. Кожушко, А. Р. Кисельов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 30 (1252). – С. 56 – 63. Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2222-0631.**

**Оценка плавности движения самоходной машины при воздействии неровностей поверхности / Б. И. Кальченко А. П. Кожушко, А. Р. Киселев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 30 (1252). – С. 56 – 63. Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2222-0631.**

**Evaluation of smoothness of motion of self-propelled machine when exposed to surface irregularities / B. I. Kalchenko, A. P. Kozhushko, A. R. Kiselev // Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Mathematical modeling in engineering and technologies. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2017. – № 30 (1252). – pp. 56 – 63. Bibliog.: 12 titles. – ISSN 2222-0631.**

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

**Кальченко Борис Іванович** – доктор технічних наук, професор кафедри автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: [Kabor7777777@gmail.com](mailto:Kabor7777777@gmail.com).

**Кальченко Борис Іванович** – доктор технических наук, профессор кафедры автомобиле- и тракторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: [Kabor7777777@gmail.com](mailto:Kabor7777777@gmail.com).

**Kalchenko Boris Ivanovich** – Doctor of Technical Sciences, Professor at the Department of Car and Tractor Industry, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (057) 707-64-64; e-mail: [Kabor7777777@gmail.com](mailto:Kabor7777777@gmail.com).

**Кожушко Андрій Павлович** – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: [Andreykozhushko7@gmail.com](mailto:Andreykozhushko7@gmail.com).

**Кожушко Андрей Павлович** – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: [Andreykozhushko7@gmail.com](mailto:Andreykozhushko7@gmail.com).

**Kozhushko Andriy Pavlovych** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov, tel.: (057) 707-64-64; e-mail: [Andreykozhushko7@gmail.com](mailto:Andreykozhushko7@gmail.com).

**Кисельов Андрій Русланович** – викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: [andreykiselev07@ukr.net](mailto:andreykiselev07@ukr.net).

**Киселев Андрей Русланович** – преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: [andreykiselev07@ukr.net](mailto:andreykiselev07@ukr.net).

**Kiselev Andriy Ruslanovich** – Associate at the Department of Car and Tractor Industry, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (057) 707-64-64; e-mail: [andreykiselev07@ukr.net](mailto:andreykiselev07@ukr.net).