

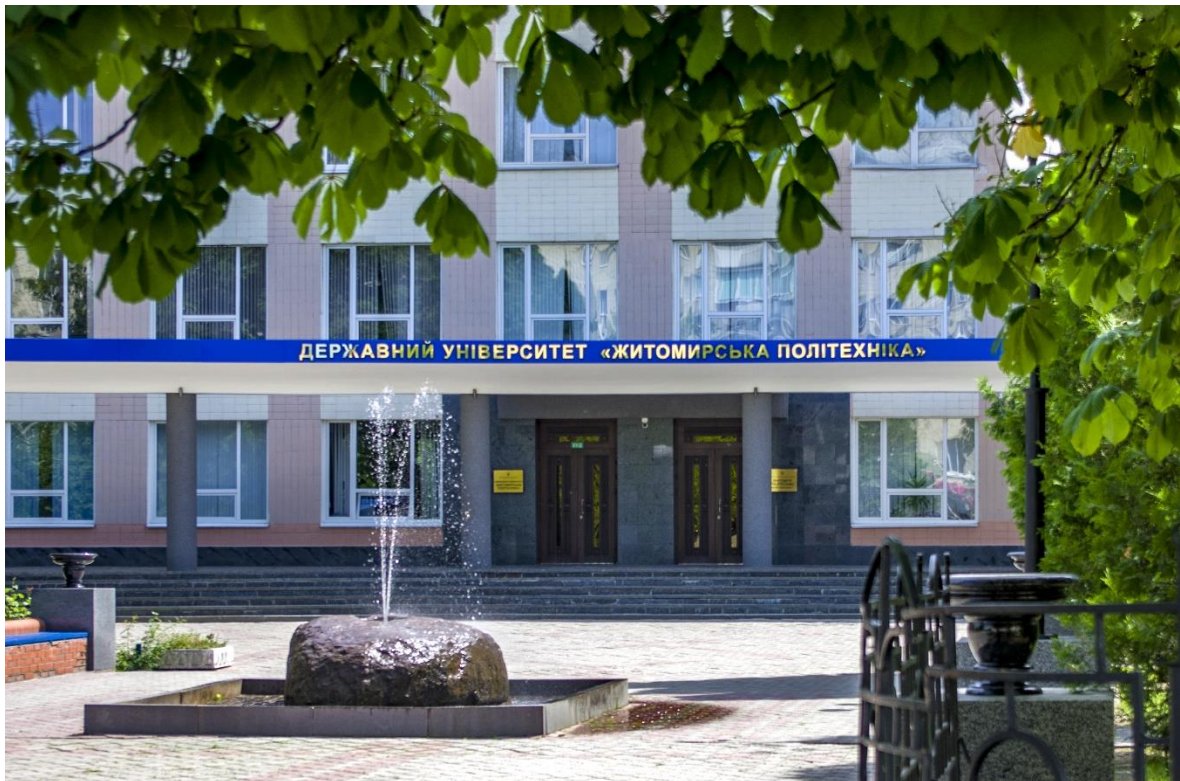
Міністерство освіти і науки України  
Державний університет «Житомирська політехніка»  
Вінницький національний технічний університет  
Луцький національний технічний університет  
Кафедра автомобілів і транспортних технологій  
Державного університету «Житомирська політехніка»

## **ТЕЗИ**

### **ХІІІ міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»**

**(присвячена сторіччю Державного університету  
«Житомирська політехніка»)**

**26-28 жовтня 2020 року**



Житомир  
2020

## Зміст

Багінський О.О., Ільченко А.В.	ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА В ДВОСЕКЦІЙНОМУ ТЕРМОАНЕМОМЕТРИЧНОМУ ВИТРАТОМІРІ	4
Бегерський Д.Б., Можаровський М.М., Опанасюк Є.Г.	ДО ВИКОРИСТАННЯ МАХОВИКІВ ІЗ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ ЯК РЕКУПЕРАТОРІВ МЕХАНІЧНОЇ ЕНЕРГІЇ НА МІСЬКОМУ АВТОТРАНСПОРТІ	7
Гриневиц І.О., Бегерський Д.Б.	ОПТИМІЗАЦІЯ МАРШРУТНОЇ МЕРЕЖІ ГРОМАДСЬКОГО АВТОТРАНСПОРТУ НА ПРИКЛАДІ М. ЖИТОМИР	10
Біліченко В.В., Цимбал С.В., Цимбал О.В.	МЕТОДИКА ФОРМУВАННЯ МІСЬКОЇ МАРШРУТНОЇ МЕРЕЖІ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ	13
Біліченко В.В., Цимбал С.В., Швець А.І.	ПРОБЛЕМИ РЕАЛІЗАЦІЇ ДИВЕРСИФІКАЦІЇ ДІЯЛЬНОСТІ АВТОТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВ В СУЧАСНИХ УМОВАХ	16
Возняк А. Р., Мурований І. С.	ВПРОВАДЖЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ОБЛІКУ ОПЛАТИ ПРОЇЗДУ МІСТА ЛУЦЬК	18
Захарчук В.І., Тартак І.М., Школярчук В.О.	МЕТОД ОЦІНКИ ПРОБИГОВИХ ВИКИДІВ АВТОМОБІЛІВ	20
Кашканов А.А., Омельченко Б.О.	МЕТОДИЧНІ АСПЕКТИ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ПАРКУ АВТОТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВ	21
Кашканов В.А., Еспінель Е.А.	НЕОБХІДНІСТЬ ПІДВИЩЕННЯ ДОСТОВІРНОСТІ КОНТРОЛЮ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ	24
Клімов Е.С., Пузир Р.Г., Будній О.	ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ КОЛЕСА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ЗІ ШТУЧНОЮ НЕРІВНІСТЮ ДОРОГИ В МОМЕНТ ЇЇ ПЕРЕЇЗДУ	26
Колодницька Р.В.	ВИКОРИСТАННЯ ПРОГРАМИ СОРЕРТ ДЛЯ ПІДРАХУНКУ ВИКИДІВ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ	29
Колодницька Р.В., Кравченко О.П.	КОНЦЕПЦІЯ ІДЕАЛЬНОГО ЗАМІННИКА ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА У ДВЗ	31
Колодницька Р.В., Шумляківський В.П.	АВТОМОБІЛІ НА ВОДНЕВИХ ПАЛИВНИХ КОМІРКАХ. МРІЯ ЧИ РЕАЛЬНОСТІ ДЛЯ УКРАЇНИ?	34
Корнікова К.М., Ільченко А.В.	АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ІМС- ЕЛЕКТРОБУСІВ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В М. ЖИТОМИР	37
Корпач А.О., Левківський О.О.	СУЧАСНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ШУМІВ, ВІБРАЦІЙ ТА ЖОРСТКОСТІ РОБОТИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ	39
Корпач А.О., Федорчук Р.О.	ПРО МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ В ДИЗЕЛЯХ МОТОРНОГО ПАЛИВА НА ОСНОВІ РІПАКОВОЇ ОЛІЇ	40
Кравченко К.О., Герліці Юрай, Лак Томаш, Кравченко О.П.,	СТЕНД ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРУ ПОВІТРЯ ПРИ ОБЕРТАННІ ГАЛЬМОВИХ ДИСКІВ	42
Кравченко О.П., Чуйко С.П.	АНАЛІЗ КОМФОРТУ В САЛОНІ МІСЬКОГО АВТОБУСУ ЩОДО НОРМУВАННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА	44

Кривошапов С.И.	ЭКСПРЕСС ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН ПО РАСХОДУ ТОПЛИВА С ПОМОЩЬЮ СМАРТФОНА	46
Кужель В.П., Оринський І.А.	АНАЛІЗ ПЕРЕВАГ ТА НЕДОЛІКІВ СУЧАСНИХ АВТОМАТИЧНИХ КОРОБОК ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ	48
Макаров В.А., Макарова Т.В.	ДО ПИТАННЯ ПОЛІПШЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ АВТОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ РЕГІОНУ В УМОВАХ ПОВОРОТУ РОЗВИТКУ ТРАНСПОРТУ	51
Мармут І.А.	РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ КОЛІСНОЇ ПОТУЖНОСТІ АВТОМОБІЛЯ НА РОЛИКОВОМУ СТЕНДІ ПДС-Л ПРИ НАЯВНОСТІ ГІДРОПРИВОДУ	53
Огневий В.О., Огороднік Я.Ю.	ПРОБЛЕМИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЗОБАЛОННИХ АВТОМОБІЛІВ	54
Поляков В.М., Разбойніков О.О.	ДО РОЗРОБКИ АЛГОРИТМУ РОБОТИ АКТИВНОЇ ПІДВІСКИ, ЩО СПРЯМОВАНИЙ НА ПОЛІПШЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ	56
Сакно О.П., Колеснікова Т.М., Медведєв С.П., Шевченко О.В.	АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ПРИНЦИПІВ FRAM	57
Сахно В.П., Ященко Д.М., Диких О.В.	ДО ВИБОРУ ТИПУ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ БТР-70	60
Слатов І.М., Мурований І. С.	НЕОБХІДНІСТЬ ОНОВЛЕННЯ ІСНУЮЧОЇ КОНЦЕПЦІЇ ТРАНСПОРТНОЇ МЕРЕЖІ ДЛЯ ВЕЛОСИПЕДНОГО ТРАНСПОРТУ У МІСТІ ЛУЦЬКУ	63
Смирнов Є.В., Огневий В.О.	АЛГОРИТМ ФОРМУВАННЯ СТРАТЕГІЇ РОЗВИТКУ ВИРОБНИЧО-ТЕХНІЧНОЇ БАЗИ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ РЕГІОНУ	65
<b>Спірін А.В., Борисюк Д.В., Твердохліб І.В.</b>	<b>МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ</b>	<b>67</b>
Титаренко В.Є., Лазюта В.М.	АНАЛІЗ ПРИЧИН ОСНОВНИХ НЕСПРАВНОСТЕЙ ГЕНЕРАТОРІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ НА СТО	70
Титаренко В.Є., Бондар Д.О.,	ВИБІР МЕТОДІВ ОЦІНКИ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО СТАНУ ВОДІЯ В СИСТЕМІ «ВОДІЙ- АВТОМОБІЛЬ-ДОРОГА-СЕРЕДОВИЩЕ»	71
Хітров І.О.	ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ ВИБОРУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	72
Черненко С.М., Стаднік В.М.	ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО ЧИСЛА КЕРМОВОГО ПРИВОДУ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ТРИВИМІРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	74
Шумляківський В.П., Мацюк В.С.	НАДІЙНІСТЬ ГІБРИДНИХ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА АВТОМОБІЛЬНОМУ ТРАНСПОРТІ	77

Спірін А.В., канд. техн. наук, доцент,<sup>1</sup>  
Борисюк Д.В., асистент,<sup>2</sup>  
Твердохліб І.В., канд. техн. наук, доцент<sup>1</sup>  
<sup>1</sup> Вінницький національний аграрний університет  
<sup>2</sup> Вінницький національний технічний університет

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

**Вступ.** Проблема підресорення сидіння в транспортних засобах виникла як самостійна, оскільки підвіска остова не задовольняє при збільшених швидкостях руху машини вимогам санітарно-гігієнічних норм. Якщо підвіска машини забезпечує максимальні значення спектра прискорення остова в місці установки сидіння в межах 8-9 Гц, що відповідає частотному діапазону, сприятливо переносимого людиною, то доцільність в спеціальному підресорюванні сидіння відпадає [1-3]. Щоб забезпечити такий спектр прискорень остова, необхідно істотно ускладнити його підвіску. Тому проблема поліпшення умов праці на транспортних засобах часто вирішується шляхом введення локального підресорення сидіння. Остов транспортного засоба при цьому може мати більш високий рівень прискорень коливань, обмежений граничними значеннями, пов'язаними з довговічністю вузлів ходової частини, рами тощо [4].

Одним з методів усунення шкідливого впливу коливань робочого місця оператора є забезпечення допустимих його амплітудо-частотних характеристик шляхом вибору пружно-в'язких в'язей між коливальними масами в залежності від геометричних параметрів опорної поверхні, по якій рухається машина, геометричними та механічними параметрами рушіїв, швидкості руху, коливальних мас та механічними параметрами в'язей між ними. При цьому керуваними залишаються геометричні та механічні параметри рушіїв та механічні властивості в'язей.

**Результати дослідження.** При аналізі амплітудо-частотних характеристик коливань робочого місця оператора можна ввести деякі припущення та спрощення:

- збурююча дія з боку нерівності опорної поверхні носить гармонічний характер;
- механічні параметри рушія можуть бути представлені двома типами: абсолютно тверде тіло, деформоване тіло та наявними пружно-в'язкими властивостями;
- амплітудо-частотні збурення від рушія можуть передаватись до робочого місця через пружно-в'язкі в'язі, що характеризуються лінійним зв'язком пружних сил з переміщеннями та лінійним зв'язком в'язких сил зі швидкостями переміщень;
- всі коливання розглядаються у вигляді одномірних переміщень.

Передача коливань від опорної поверхні до робочого місця оператора, в загальному випадку може бути представлена багатомасовою системою з пружно-в'язкими в'язями. При цьому вводиться припущення, що розподілені маси зведені до зосереджених. В моделі замінимо всі вертикальні переміщення колеса  $x_k$  на  $z_k$ . Всі переміщення позначені змінною  $z$ . Механічна модель передачі коливань від деформованої опорної поверхні через деформоване колесо та пружно-в'язку підвіску до робочого місця може бути представлена схемою на рис. 1.

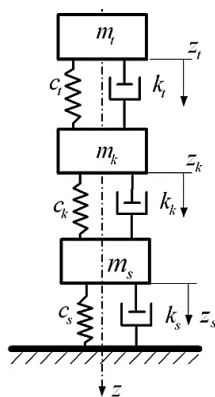


Рис. 1. Схема передачі коливань від деформованої опорної поверхні до робочого місця оператора

На схемі прийняті такі позначення:  $m_s, z_s, k_s, c_s$  - приведена маса, переміщення, модуль в'язкості та модуль пружності опорної поверхні;  $m_k, z_k, k_k, c_k$  - приведена маса, переміщення, модуль в'язкості та модуль пружності деформованого колеса;  $m_t, z_t, k_t, c_t$  - приведена маса робочого місця, переміщення,

модуль в'язкості та модуль пружності пружно-в'язкої підвіски. Для складання рівняння руху елементів системи можна використати класичний підхід з використанням рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

де  $T$  - кінетична енергія системи;  $\Pi$  - потенціальна енергія системи;  $\Phi$  - функція Релея, що характеризує лінійні в'язкі властивості дисипації енергії;  $Q_i$  - компоненти узагальнених сил;  $q_i, \dot{q}_i$  - узагальнені переміщення та узагальнені швидкості переміщень, відповідно. Компоненти рівняння Лагранжа мають наступний вигляд:  
- кінетична енергія системи:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{q}_i^2; \quad (2)$$

- потенціальна енергія системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_i q_i^2. \quad (3)$$

Потенціальна енергія системи для гравітаційних сил:

$$\Pi g = m g q_i. \quad (4)$$

Функція Релея, що характеризує в'язку дисипацію:

$$\Phi = m \dot{q}_i. \quad (5)$$

Узагальнена сила (збурююча сила) для поступального руху є прискоренням:

$$\ddot{z} = \frac{d}{dt} \left( 4(k+n) \left( r - \sqrt{-h^2 + r^2} \right) T v \cos[8tTV] \right) = 4(k+n) \left( r - \sqrt{-h^2 + r^2} \right) T v \cos[8tTV]. \quad (6)$$

В цьому випадку узагальнена сила з урахуванням прискорення матиме вигляд:

$$Q_i = m \ddot{z}. \quad (7)$$

Кінетична енергія для наведеної вище моделі матиме вигляд:

$$T = \frac{1}{2} (m_t z_t'^2 + m_k z_k'^2 + m_s z_s'^2). \quad (8)$$

Потенціальна енергія від дії пружності елементів в'язей:

$$\Pi = \frac{1}{2} (c_s (z_s[t])^2 + c_k (z_s[t] - z_k[t])^2 + c_t (z_k[t] - z_t[t])^2). \quad (9)$$

Потенціальна енергія гравітаційних сил:

$$\Pi g = m_t g z_t[t] + m_k g z_k[t] + m_s g z_s[t], \quad (10)$$

де  $g$  - прискорення вільного падіння.

Приймаючи до уваги, що початкові зміщення в момент часу дорівнюють нулю, потенціальна енергія гравітаційних сил також дорівнює нулю:

$$\partial_{(z_t[t] \rightarrow 0, z_k[t] \rightarrow 0, z_s[t] \rightarrow 0)} \Pi g = 0.$$

Функція в'язких в'язей Релея:

$$\Phi = \frac{1}{2} \left( k_s (z_s'[t])^2 + k_k (z_s'[t] - z_k'[t])^2 + k_t (z_k'[t] - z_t'[t])^2 \right). \quad (11)$$

Переходячи до складових рівняння Лагранжа можна записати для першого доданку для маси  $m_t$ :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial}{\partial \dot{z}_t[t]} T \right) = m_t \ddot{z}_t[t] = m_t \ddot{z}_t. \quad (12)$$

Перший доданок для колеса маси  $m_k$ :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial}{\partial \dot{z}_k[t]} T \right) = m_k \ddot{z}_k[t] = m_k \ddot{z}_k. \quad (13)$$

Перший доданок для приведеної до точки контакту маси опорної поверхні, а бо приєднаної маси  $m_s$ :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial}{\partial \dot{z}_s[t]} T \right) = m_s \ddot{z}_s[t] = m_s \ddot{z}_s. \quad (14)$$

Другий доданок рівняння Лагранжа для випадку, що розглядається для перерахованих вище складових матиме вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial T}{\partial z_t} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial T}{\partial z_k} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial T}{\partial z_s} = 0. \quad (15)$$

Перший доданок правої частини рівняння Лагранжа 2 роду для відповідних мас:

$$\Pi_t = \left( \frac{\partial}{\partial z_t[t]} (\Pi + \Pi_g/\Pi_g) = 0 \right) = -c(z_k[t] - z_t[t]); \quad (16)$$

$$\Pi_k = \left( \frac{\partial}{\partial z_k[t]} (\Pi + \Pi_g/\Pi_g) = 0 \right) = \frac{1}{2} (-2c_k(-z_k[t] + z_s[t]) + 2c_t(z_k[t] - z_s[t])); \quad (17)$$

$$\Pi_s = \left( \frac{\partial}{\partial z_s[t]} (\Pi + \Pi_g/\Pi_g) = 0 \right) = \frac{1}{2} (2c_s z_s + 2c_k(-z_k[t] + z_s[t])). \quad (18)$$

Накладені узагальнені сили в'язкості для елементів моделі:

$$\Phi_t = \frac{\partial}{\partial z_t'[t]} \Phi = k_t(-z_k'[t] + z_t'[t]); \quad (19)$$

$$\Phi_k = \frac{\partial}{\partial z_k'[t]} \Phi = (k_k + k_t)z_k'[t] - k_k z_s'[t] - k_t z_t'[t]; \quad (20)$$

$$\Phi_s = \frac{\partial}{\partial z_s'[t]} \Phi = -k_k z_k'[t] + (k_k + k_t)z_s'[t]; \quad (21)$$

С урахуванням вище визначених функцій можна записати систему трьох рівнянь:

$$\begin{cases} m_t z_t''[t] = -c_t(z_k[t] - z_t[t]) - k_t(-z_k'[t] + z_t'[t]); \\ m_k z_k''[t] = Q_i + \frac{1}{2}(2c_k(-z_k[t] + z_s[t]) - 2c_t(z_k[t] - z_t[t])) - (k_k + k_t)z_k'[t] + k_k z_s'[t] + k_t z_t'[t]; \\ m_s z_s''[t] = \frac{1}{2}(-2c_s z_s[t] - 2c_k(-z_k[t] + z_s[t])) + k_k z_k'[t] - k_k z_k'[t] - (k_k + k_s)z_s'[t]. \end{cases} \quad (22)$$

або в іншій формі запису:

$$\begin{cases} m_t \ddot{z}_t = c_t(z_k - z_t) - k_t(-\dot{z}_k + \dot{z}_t); \\ m_k \ddot{z}_k = Q_i + \frac{1}{2}(2c_k(-z_k + z_s) - 2c_t(z_k - z_t)) - (k_k + k_t)\dot{z}_k + k_k \dot{z}_s + k_t \dot{z}_t; \\ m_s \ddot{z}_s = \frac{1}{2}(-2c_s z_s - 2c_k(-z_k + z_s)) + k_k \dot{z}_k - k_k \dot{z}_k - (k_k + k_s)\dot{z}_s. \end{cases} \quad (23)$$

Нажаль аналітичного розв'язку системи рівнянь у вигляді (22) і (23) отримати не можливо, тому його можна розв'язати лише чисельним методом.

Чисельне розв'язання отриманого рівняння при різних геометричних параметрах опорної поверхні та колеса, та при різних значеннях механічних властивостей опорної поверхні, модулів пружності та в'язкості, а також відомих значеннях приведених та визначених приєднаних мас дозволяє визначити раціональні величини пружних та в'язких елементів  $k_i$ ,  $c_i$ ,  $k_k$ ,  $c_k$ , що забезпечать допустимі амплітудно-частотні характеристики коливань маси  $m_i$ , тобто робочого місця оператора.

#### Література

1. В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, и Р.С. Музафаров, *Теория автомобиля*. Ижевск, Россия: Изд-во ИжПУ, 2006.
2. В.А. Скотников, А.А. Машенский, и А.С. Солонский, *Основы теории и расчета трактора и автомобиля*. М., Россия: Агропромиздат, 1986.
3. В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов, и др., *Тракторы. Теория*. М., Россия: Машиностроение, 1988.
4. А.Н. Мирошниченко, *Основы теории автомобиля и трактора*. Томск, Россия: Изд-во ТГАСУ, 2014.

УДК 62:65

T11

T11

Тези XIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (присвячена сторіччю Державного університету «Житомирська політехніка») 26-28 жовтня 2020 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2020. – 80 с.

Представлено доповіді учасників XIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту». Наведено аналіз та результати досліджень в області автомобільного транспорту та транспортних технологій.

Конференція проводилася на базі Державного університету «Житомирська політехніка» 28 жовтня 2020 року.

УДК 62:65

Наукове електронне видання

## ТЕЗИ

### **XIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (присвячена сторіччю Державного університету «Житомирська політехніка»)**

м. Житомир, 26-28 жовтня 2020 року

Редактори: *О.П. Кравченко*  
*А.В. Ільченко*

Верстка та макетування: *О.О. Багінський*  
*О.А. Левківський*

***Відповідальність за зміст тез несе автор.***

Об'єм даних – 6,88 МБ

Видавець і виготівник  
Державний університет «Житомирська політехніка»,  
вул. Чуднівська, 103, м. Житомир, 10005

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів видавничої справи  
ЖТ № 08 від 26.03.2004 р.

© Державний університет «Житомирська політехніка», 2020