

Поліпшення демпфірування коливань транспортних засобів шляхом удосконалення пневморесор

В. Г. Маслієв, В. В. Дущенко, В. В. Єпіфанов, Р. А. Нанівський,
Ю. М. Черевко, А. О. Маслієв, О. В. Демідов, Ю. В. Макаренко

Відомо, що пневмопідвіски транспортних засобів, у яких в якості пружного елемента використано пневморесори діафрагмового типу, не забезпечують необхідного демпфірування коливань. Причина цього в тому, що такі пневморесори мають відносно велику за ємністю «пасивну» частину. В наслідок цього через дросель, що встановлений між пневморесорою та додатковим резервуаром, перетикає відносно мала маса стислого повітря. Ця маса повітря містить теплову енергію, у яку перетворилась енергія коливань, яка надходить через стінки додаткового резервуару в довкілля. Це трактується як демпфірування коливань, яке є недостатнім із-за малої маси повітря.

Тому паралельно до діафрагмових пневморесор встановлюють гідравлічні гасителі коливань, що ускладнює і здорожує транспортний засіб. Підвищення демпфуючих властивостей таких пневмопідвісок дозволить виключити гідравлічні гасителі коливань, що зменшить витрати та спростить експлуатацію.

Запропоновано пневмопідвіску з удосконаленою пневморесорою, у якої збільшено ефективну площу та зменшено «пасивну» ємність, складено емпіричну формулу для визначення її коефіцієнту демпфірування і вираз для коефіцієнту жорсткості. Проведено математичне моделювання коливань транспортних засобів із різною конструкцією пневморесор з метою поліпшення їх демпфірування. У математичній моделі враховано зміну параметрів пневморесори при коливаннях. Дослідження проведено стосовно дизель-поїзда ДЛ-02. З використанням математичного моделювання доведено ефективність пневмопідвіски з удосконаленою пневморесорою: її показник демпфірування досягає 0,263, а коефіцієнт демпфірування коливань 45859 кг/с, що відповідає значенням, які рекомендовано для транспортних засобів.

Ключові слова: транспортний засіб, пневмопідвіска, пневморесора, дросель, додатковий резервуар, моделювання, коефіцієнт демпфірування.

1. Вступ

Коливання та вібраційні пришвидшення транспортних засобів (ТЗ) при русі створюють проблему щодо забезпечення комфортних умов для пасажирів та збереження колії (шляху) від пошкодження.

Фахівці вирішують цю проблему шляхом оптимізації характеристик підвісок, а також створення їх принципово нових конструкцій.

Одним з розповсюджених напрямків вирішення даної проблеми вважається застосування на ТЗ підвісок на основі пневморесор (ПР). Це дозволяє реалізувати в даних габаритах значно більший за металеві ресори її статичний про-

гин, тобто реалізувати «м'яку» підвіску. При цьому забезпечується отримання власної частоти вертикальних коливань кузова близько 1 Гц – найбільш сприятливої для пасажирів. Пневморесори також фільтрують шум і вібрації, які виникають при коченні коліс по шляху або по колії. Це забезпечує належний комфорт для пасажирів та зменшує динамічні навантаження на колію (шлях), що сприяє збільшенню строку їх експлуатації.

Доцільність застосування пневмопідвісок на ТЗ доводить досвід провідних держав: Франції, Японії та ін., де ними обладнано практично усі швидкісні поїзди та великовантажні автомобілі. Їх застосування вважається актуальним напрямком підвищення технічного рівня ТЗ.

Тому дослідження, присвячені поліпшенню демпфірування коливань транспортних засобів шляхом удосконалення пневморесор, є актуальними.

2. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

У роботі [1] наведено результати досліджень пневмогідравлічних ресор з адаптивним саморегульованим демпфером для підвіски, яка забезпечує двоступінчастий непружний опір. Показано, що це дозволяє зменшити прискорення «тряски» та нагрівання демпфера під час руху по дрібних нерівностях та ін. Але залишилося невирішеним питання, що пов'язано із надмірною складністю демпфера за конструкцією та технологію виготовлення і витратам на ремонт в експлуатації. Причиною цього можуть бути труднощі, що пов'язані із заявленими функціями, які повинен виконувати демпфер. Варіантом подолання відповідних труднощів може бути взагалі відмова від такого демпфера та заміна його на пневморесор, якій властиве достатнє самотемпфірування.

У роботі [2] наведено результати досліджень рекуперативного амортизатора, який може трансформувати енергію коливань на електричну. Надалі її використовують для заряджання акумулятора, або на резисторі перетворюють на тепло, яке надходить в докільця. Це трактується як демпфування колінь.

Але залишилося невирішеним питання, що пов'язано із надмірною такою вартістю демпфера, що обумовлено використанням для його виготовлення рідкоземельних металів. Варіантом подолання відповідних труднощів може бути взагалі відмова від такого демпфера та заміна його на пневморесор, якій властиве достатнє самотемпфірування.

У роботі [3] наведено результати досліджень впливу змін параметрів ПР на її динамічну жорсткість. В результаті отримано, що жорсткість збільшується пропорційно до деформації ПР і рівноважному значенню тиску в ній повітря. Але залишилося невирішеним питання, як впливає на динамічну жорсткість ПР наявність додаткового резервуару.

У роботі [4] наведено результати досліджень демпфірування коливання автомобіля на підвісці за допомогою амортизатора, у якому використано електро-реологічну рідину. Керування амортизатором здійснюється струмом від електричного генератора, який перетворює енергію коливань в електричну.

Але залишилося невирішеним питання, що пов'язано із не стабільністю характеристик амортизатора, яка пов'язана із залежністю в'язкості електро-реологічної рідини від температури докільця. Варіантом подолання відповідних

труднощів може бути взагалі відмова від такого демпфера та заміна його на пневморесору, якій властиве достатнє само демпфірування.

У роботі [5] визначено вимоги до магнітореологічних еластомерів, що використовуються для управління характеристиками демпфірування підвіски. Було встановлено, що управління демпфуванням впливає на плавність ходу. Тим не менш, автори розглядали лише залежність демпфірування від відносної швидкості руху складових підвіски, а залежність його від швидкості руху не оцінювалася.

У роботі [6] пропонується використання в підвісці транспортного засобу електромагнітних гасників коливань. Автори склали процедуру вибору оптимальних параметрів для електромеханічного демпфера, де немає механічного контакту і тертя між його компонентами. Це має збільшити його ресурс і надійність в експлуатації. Недоліком даного демпфера є складна і дорога система управління. Варіантом вирішення даної проблеми може бути використання іншого фізичного принципу роботи демпфера.

У статті [7] розглядається моделювання динамічних процесів в електромеханічному демпфері. Реалізовано залежності сили демпфірування залежність демпфірування від відносної швидкості руху складових підвіски, а залежність його від швидкості руху не оцінювалася.

У статті [8] порівнюються два різних за фізичним принципом дії демпфери: фрикційний, у якому відбувається зовнішнє тертя робочих органів, та гідравлічний, якому притаманне внутрішнє тертя. Досліджено їх впливу на показники мобільності показало, що фрикційні демпфери забезпечують кращу мобільності машини у порівнянні із гідравлічними. Тим не менш, автори розглядали лише мобільність машини, а не дослідили її плавність руху.

У роботі [9] виведено нелінійне рівняння ПР, та зроблено аналіз впливу різних параметрів на її динамічну жорсткість при зміні амплітуди і частоти збудження. Але залишилося невирішеним питання, як впливає на динамічну жорсткість ПР наявність додаткового резервуару.

У роботі [10] наведено метод дослідження динамічних властивостей пневморесори, яка використовує отвір (дросель) для створення демпфірування, тому що точні підходи ще не запропоновано. Відновлювальні та демпфіруючі зусилля в пневморесорі змінюються залежно від амплітуди коливань. Пропонується модель для розрахунку коефіцієнтів пружності та демпфування. Але залишилося невирішеним питання, що пов'язано із врахуванням у моделі співвідношення її «активної» та «пасивної» частин. Варіантом подолання відповідних недоліків може бути доопрацювання моделі в напрямку врахування відповідних параметрів.

Результати теоретичних досліджень пневматичної підвіски з урахуванням «активної» ємності ПР викладено у роботі [11]. Автори запропонували емпіричну формулу для обчислення коефіцієнту демпфірування коливань, яка дає задовільні результати для пневмопідвісок із балонними ПР. Що стосується діафрагмових ПР, то дана формула дає суттєво завищені результати. Це пов'язано із тим, що у ній не враховано «пасивну» ємність діафрагмової ПР, яка суттєво

впливає на масу стислого повітря, яке перетікає через дросель між ПР та додатковим резервуаром.

Таким чином, емпірична формула для обчислення коефіцієнту демпфірування коливань, потребує подальшого доопрацювання.

Все це дозволяє стверджувати, що доцільним є проведення дослідження, яке присвячено поліпшенню демпфірування коливань транспортних засобів та удосконаленню цієї формули. Це зробить її більш універсальною та придатною для обчислення коефіцієнтів демпфірування коливань пневмопідвісок з балонними і з діафрагмовими ПР.

3. Мета і задачі дослідження

Метою дослідження є складання емпіричних формул для коефіцієнтів жорсткості та демпфірування удосконаленої пневмопідвіски і порівняльна оцінка її ефективності. Це дасть можливість на етапі проєктування визначити раціональні параметри удосконаленої пневмопідвіски.

Для досягнення мети були поставлені наступні завдання:

- визначити особливості будови, параметри і скласти розрахункову схему удосконаленої пневмопідвіски;
- доопрацювати математичну модель коливань маси на удосконаленій пневмопідвіски;
- скласти емпіричні формули для коефіцієнтів жорсткості та демпфірування удосконаленої пневмопідвіски;
- провести комп'ютерне моделювання коливань маси на удосконаленій пневмопідвіски;
- провести порівняльний аналіз удосконаленої пневмопідвіски з іншими типами підвісок за коефіцієнтами жорсткості, демпфірування, та показниками демпфірування і розробити рекомендації щодо її застосування на практики.

4. Матеріали та методи дослідження

Об'єктом дослідження є удосконалена пневмопідвіска для транспортних засобів.

Висунута гіпотеза, що підвищити демпфірування пневмопідвіски можливо шляхом збільшення кількості (маси) стислого повітря, яке перетікає через дросель між пневморесорою та додатковим резервуаром.

Прийнято наступні припущення: тиск повітря і масової витрати його через дросель визначаються політропними термодинамічними процесами, які відбуваються у пневмопідвісці при коливаннях.

Зважаючи на малий діапазон зміни температури повітря в пневмопідвісці, постійними будемо вважати: його щільність теплоємність при постійному обсязі, газову постійну та теплоємність при постійному тиску. Для спрощення будемо вважати, що температура навколишнього середовища дорівнює 293° за Кельвіном.

Дослідження проведено шляхом комп'ютерного моделювання коливань маси на удосконаленій пневмопідвісці.

Методикою дослідження передбачалося за допомогою програмного комплексу *MATLAB Simulink* (USA). виконати наступне:

- отримати характеристики динамічного навантаження;
- перевірити працездатність пневмопідвіски при обраним варіантом сукупності параметрів, особливо величини площі перерізу дроселя, щоб запобігти його «запиранню» при досягненні потоком повітря швидкості звуку;
- довести адекватність пропонованих залежностей для коефіцієнтів жорсткості та демпфірування;
- визначити оптимальні параметри удосконаленої пневмопідвіски за критерієм максимального наближення до верхньої межі рекомендованих для ТЗ показників демпфірування коливань.

5. Результати дослідження динаміки транспортного засобу, який обладнано пневмопідвіскою з удосконаленою пневморесорою

5. 1. Особливості будови, параметри і розрахункова схема удосконаленої пневмопідвіски

ПР діафрагмового типу (рис. 1) застосовуються на ТЗ як пружні елементи ресорної підвіски. Паралельно до ПР встановлюють пристрої для розсіювання в довкілля енергії коливань у вигляді тепла [11]. Зазвичай для цього використовують гідравлічні демпфери, надійність роботи яких в експлуатації низька із-за наявності сил тертя між його складовими та, відповідно, їх зносу [12].

Для підвищення надійності пневмопідвісок було запропоновано реалізувати демпфірування коливань шляхом дроселювання потоку повітря, яке при коливаннях перетікає між ПР і додатковим резервуаром. Це повітря містить теплову енергію, у яку перетворилась енергія коливань. Вона передається через стінки додаткового резервуару в довкілля, що трактується як демпфірування коливань.

Такою пневмопідвіскою на базі балонної ПР (рис. 2, а) було обладнано дослідний вантажний тепловоз 2ТЕ116 № 184. Він успішно пройшов експлуатаційні випробування у депо Єлець із швидкістю руху вантажних поїздів до 100 км/год. Гідравлічні гасителі тут не використовувалися: демпфірування коливань здійснювалося виключно пневмопідвіскою [13].

В процесі динамічних випробувань тепловоза 2ТЕ116 № 184 було виявлено, що для підвищення демпфіруючих властивостей пневмопідвіски необхідно збільшувати масу повітря, яке при коливаннях перетікає між ПР і додатковим резервуаром. Це можливо ефективно реалізувати за певних умов.

По-перше, кожна ПР повинна бути з'єднана (за повітрям) із додатковим резервуаром, ємність якого у 3–10 разів більша за її ємність.

По-друге, ПР повинна мати якомога більшу «активну» ємність та меншу «пасивну».

Виконанню першої вимоги ускладнюється габаритними обмеженнями ТЗ, а другу важко виконати у ПР «діафрагмового» типу, у яких «пасивна» ємність значно перевищує «активну» рис. 1.

Стисле повітря, що її наповнює, у процесі коливань перетікає не через дросель у додатковий резервуар, а в основному між її «активною» 5 та «пасивною»

6 частинами. При цьому втрат енергії коливань, не відбувається. Тому пневмопідвіска на базі ПР діафрагмового типу не має змоги реалізувати достатнього демпфірування коливань.

Але діафрагмові пневморесори все ж застосовують на ТЗ завдяки тому, що їх оболонки технологічні у виготовленні та забезпечують необхідні вертикальні, поперечні та обертові деформації, які виникають при русі ТЗ.

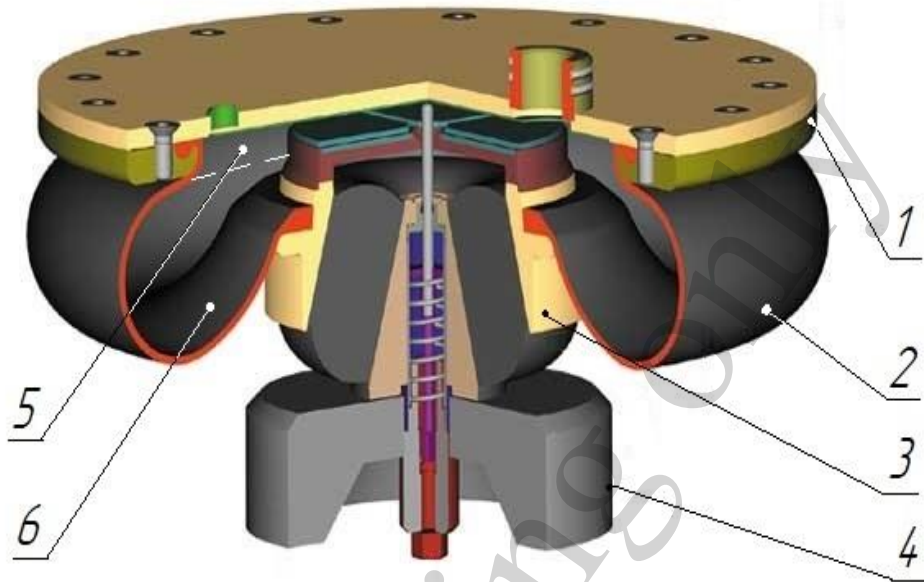


Рис. 1. Пневморесора «діафрагмового» типу: 1 – верхнє днище; 2 – гнучка оболонка; 3 – пружний буфер; 4 – опорна плита; 5, 6 – «активна» та «пасивна» частини ємності пневморесори – відповідно

Вирішення проблеми підвищення демпфіруючих якостей ПР фахівці бачать у використанні ПР балонного типу рис. 2, а, та належному обранні перерізу дроселя [14]. При натурних випробуваннях тепловоза 2ТЕ116 №184 отримано показник демпфірування коливань 0,21, що наближено до показників (0,2–0,35), які рекомендовано для ТЗ [15].

Така величина показника демпфірування коливань достатня для швидкостей руху до 100 км/год, але недостатня для більших швидкостей.

Це спонукало авторів до створення удосконаленої пневмопідвіски із підвищеним демпфіруванням рис. 3, конструкцію якої захищено Патентом [16].

Підвищені демпфіруючі властивості пневмопідвіски з удосконаленою ПР обумовлено наступними енергетичними процесами, які відбуваються із повітрям у її порожнині при коливаннях в процесі руху.

При коливаннях ТЗ на пневморесорі виникає переміщення її верхнього днища до низу рис. 4. Це викликає стиснення (та відповідне підвищення температури) повітря, яке наповнює ПР. В наслідок цього воно перетікає у додатковий резервуар 3, де його тепла енергія надійде у довкілля через його стінки.

На зворотному ході (відбою) це повітря повертається до пневморесори 2 вже охолодженим та більш щільним і, відповідно, меншим за об'ємом. Тому зміщення верхнього днища 3 на ході відбою буде зменшено. Такий процес ідентифікується як демпфірування.

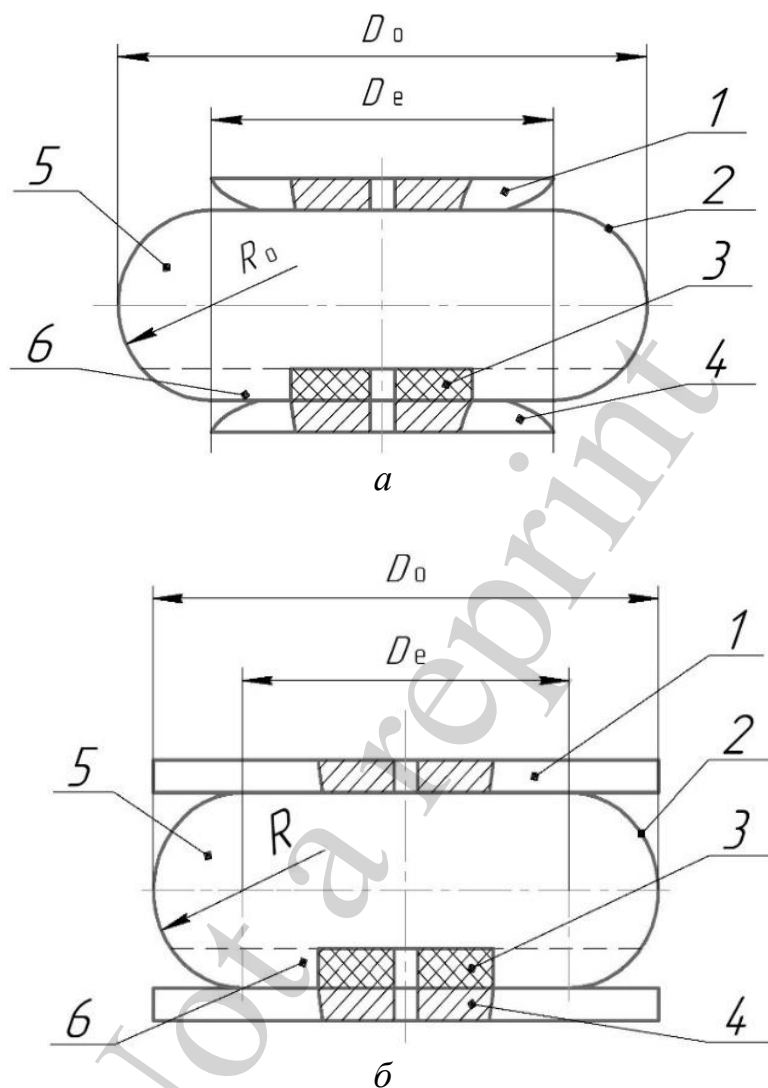


Рис. 2. Пневморесори балонного типу: *a* – серійна; *б* – удосконалена: 1 – верхнє днище; 2 – гнучка оболонка; 3 – пружний буфер; 4 – опорна плита; 5 – «активна», 6 – «пасивна» частини ємності пневморесори

Аналіз фізичних процесів, що відбуваються із стислим повітрям, яке наповнює систему пневмопідвіски доводить, що коефіцієнт демпфірування β залежить від змін геометрії складових елементів системи та режимів протікання газо-термодинамічних процесів при коливаннях.

У роботі [14] висунуто гіпотезу, що коефіцієнт β залежить не тільки від перерізу дросельного отвору f , а також від кількості повітря G , що перетікає через нього від «активної» ємності ПР у додатковий резервуар та у зворотному напрямку.

Наступні дослідження виявили можливість подальшого збільшення кількості повітря, що перетікає через дросель. Для цього у ПР, що містить гнучку

оболонку балонного типу, змінено конструкцію арматури, а саме: діаметри верхнього і нижнього днищ виконано рівними зовнішньому діаметру гнучкої оболонки. При стисканні ПР це забезпечує збільшення її ефективної площі та, відповідно, маси повітря, яке перетікатиме через дросель у додатковий резервуар.

Це обумовило необхідність у доопрацюванні математичної моделі, що наведена у роботі [14] та проведенні досліджень характеристик жорсткості і демпфірування пневмопідвіски з удосконаленою ПР.

Математичну модель складено у вигляді системи диференціальних рівнянь вертикальних коливань частини маси кузова, що доводиться на одну пневмопідвіску, за схемою, що наведена на рис. 3.

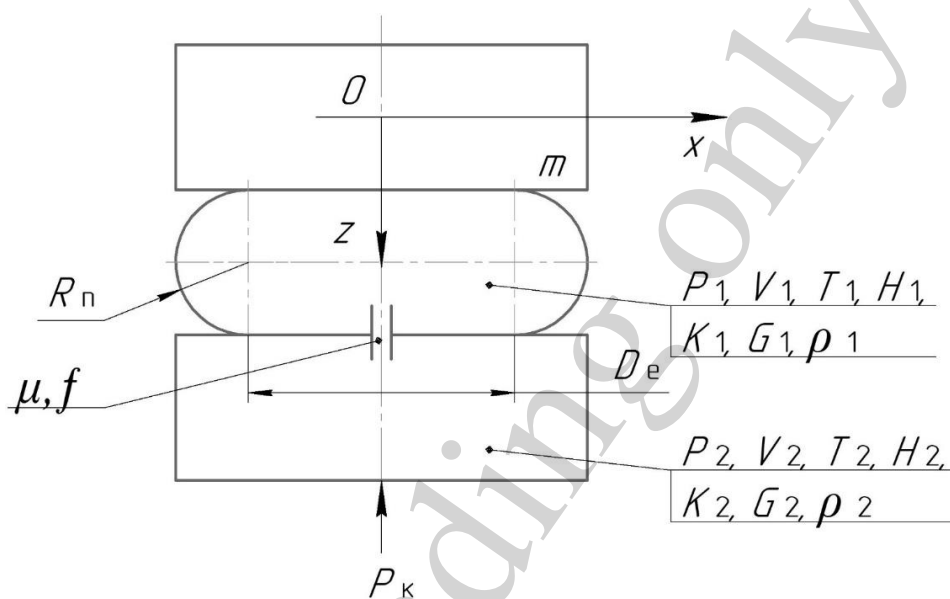


Рис. 3 Розрахункова схема пневмопідвіски: $P_j, V_j, T_j, H_j, K_j, G_j, \rho_j$ – відповідно: тиск, обсяг, температура (за Кельвіном), площа поверхні, коефіцієнт теплопередачі, маса і щільність повітря в ПР ($j=1$), та в додатковому резервуарі ($j=2$); D_e – ефективний діаметр ПР під сталим номінальним навантаженням; μ, f – відповідно: коефіцієнт витoku повітря через дросель та площа його перерізу; R_n – це радіус гнучкої оболонки під сталим номінальним навантаженням; m – частина маси кузова, яка доводиться на ПР; P_k – функція сили збудження, яку обрано у вигляді П – подібного імпульсу або синусоїди; XOZ – нерухома система координат

5. 2. Математична модель коливань маси на удосконаленій пневмопідвісці

З використанням принципу Д'Аламбера складено диференціальне рівняння коливань частини маси кузова m , яка доводиться на ПР при відключеному живленні її стислим повітрям.

$$m\ddot{z} + \beta\dot{z} + Cz = P_k, \quad (1)$$

де позначено: $\beta = \beta(\omega, \rho, V_A, V_1, V_2, H_2, f, \dots)$ – коефіцієнт демпфірування, $C = C(n, D_e, V_1, V_2, P)$ – коефіцієнт жорсткості пневмопідвіски

Тиски повітря P_1 та P_2 і масової витрати його через дросель $G_1=G_2$ визначаються політропними термодинамічними процесами, які відбуваються у пневмопідвісках при коливаннях.

Зважаючи на малий діапазон зміни температури повітря в пневмопідвісках, постійними будемо вважати: його щільність $\rho_1=\rho_2$, теплоємність при постійному обсязі C_v , газову постійну R та теплоємність при постійному тиску $C_p=C_v+R$, а також температуру за Кельвіном навколишнього середовища T_0 .

Перший закон термодинаміки для повітря у ПР на ходу її стиснення: $dQ_1=dU_1+P_1dV_1$, де: $dU_1=G_1C_vdT_1+T_1C_vdG_1$ визначає зміну внутрішньої енергії повітря у ПР. Другий доданок $i=U+P_1V_1=CP T_1=(C_v+R)T_1$ являє ентальпію елементарної кількості повітря dG_1 , яке витікає або надходить до ПР через дросельний отвір, що з'єднує ПР з додатковим резервуаром: dG_1 буде позитивним при витоку повітря з ПР і негативним при надходженні повітря до неї; $dQ_1=-k_1H_1(T_1-T_0)dt+idG_1$ – це тепло, що втрачається повітрям ПР (або надходить до нього із зовні).

Отже, перший закон термодинаміки для повітря у ПР на ходу її стиснення набуде наступного вигляду

$$G_1C_vdT_1 + P_1dV_1 - RT_1dG_1 + k_1H_1(T_1 - T_0)dt = 0. \quad (2)$$

Рівняння стану повітря в диференціальній формі

$$P_1dV_1 + V_1dP_1 = RG_1dT_1 + RT_1dG_1. \quad (3)$$

Якщо вважати процес адіабатичним, то рівняння витрати повітря з ПР в додатковий резервуар через дросель має вигляд

$$dG_1 \cong -\mu f \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} dt. \quad (4)$$

Таким чином, газо-термодинамічні процеси у пневмопідвісках на ході стиснення пневморесори описуються рівняннями (2)–(4).

З урахуванням того, що ємність додаткового резервуару постійна, тобто $dV_2=0$, рівняння газо-термодинаміки матимуть наступний вигляд:

$$G_2C_v dT_2 + k_2H_2(T_2 - T_0)dt + (T_2 - T_1)C_v dG_2 - RT_1dG_2 = 0. \quad (5)$$

$$V_2P_2 = RG_2dT_2 + RT_2dG_2. \quad (6)$$

Оскільки кількість повітря в пневмопідвісках не змінюється, рівняння масового балансу повітря буде наступним:

$$dG_1 + dG_2 = 0. \quad (7)$$

Ця система термодинамічних рівнянь справедлива для ходу стиснення пневморессори: $dG_1 < 0$, $dT_1 > 0$, $dV_1 < 0$.

При ході розширення ПР: $dG_1 > 0$, $dT_1 < 0$, $dV_1 > 0$, система рівнянь має наступний вигляд.

Для ПР

$$G_1 C_v dT_1 + C_v T_1 dG_1 + P_1 dV_1 - C_v T_2 dG_1 - RT_2 dG_1 + k_1 H_1 (T_1 - T_0) dt = 0. \quad (8)$$

$$P_1 dV_1 + V_1 dP_1 = R G_1 dT_1 + R T_1 dG_1. \quad (9)$$

$$dG_1 \cong -\mu f \sqrt{2\rho(P_2 - P_1)} dt. \quad (10)$$

Для додаткового резервуару

$$G_2 C_v dT_2 + k_2 H_2 (T_2 - T_0) dt + (T_2 - T_1) C_v dG_2 - RT_2 dG_2 = 0. \quad (11)$$

$$V_2 dP_2 = R G_2 dT_2 + R T_2 dG_2. \quad (12)$$

Математична модель містить 12 нелінійних диференціальних рівнянь другого та першого порядку із змінними коефіцієнтами. Тому її доцільно досліджувати чисельними методами з використанням ЕОМ.

5. 3. Емпіричні формули для коефіцієнтів жорсткості та демпфірування удосконаленої пневмопідвіски

З використанням графо-аналітичного методу було отримано залежність ефективної площі удосконаленої ПР від деформацій z :

$$F = \pi((D_e/2) + z)^2. \quad (13)$$

Будемо вважати, що «активна» ємність ПР (m^3) дорівнює:

$$V_A = \pi((D_e/2) + z_{\max})^2 2z_{\max}, \quad (14)$$

де $z_{\max}$ – найбільша припустима вертикальна деформація ПР при коливаннях.

Коефіцієнт жорсткості (Н/м) при номінальному положенні пневмопідвіски із серійною ПР дорівнює [14]

$$C_0 = \frac{n P_1 \left(\pi (D_e / 2)^2 \right)^2}{V_1 + V_2}, \quad (15)$$

а для пневмопідвіски із удосконаленою ПР пропонується вираз:

$$C = \frac{nP_1 \left(\pi \left(\left(D_e / 2 \right) + z_{\max} \right)^2 \right)^2}{V_1 + V_2}. \quad (16)$$

Пропонується наступна емпірична формула для коефіцієнту демпфірування

$$\beta = \omega \cdot \rho \cdot \pi \left(\left(D_e / 2 \right) + z_{\max} \right)^2 \cdot 2 \cdot z_{\max} \cdot V_2 \cdot H_2 / V_1 \cdot \mu \cdot f. \quad (17)$$

Для пневмопідвісок із звичайними балонними або діафрагмовими ПР:

$$\beta_0 = \omega \cdot \rho \cdot \pi \left(D_e / 2 \right)^2 \cdot 2 \cdot z_{\max} \cdot V_2 \cdot H_2 / V_1 \cdot \mu \cdot f. \quad (18)$$

У наведених емпіричних формулах враховано залежність коефіцієнту демпфірування від колової частоти коливань та щільності повітря, оскільки вони впливають на величину його маси, яка при коливаннях перетікає через дросель між ПР та додатковим резервуаром. На цю величину маси повітря також впливають: співвідношення «активної» ємності ПР (14) та її ємності V_1 у номінальному положенні. Це враховує величину «пасивної» ємності ПР, та площину поверхні додаткового резервуару, через яку відбувається передача у довкілля основної частини енергії коливань.

5. 4. Комп'ютерне моделювання коливань маси на удосконаленій пневмопідвісці

Для оцінки адекватності емпіричних формул (16)–(18) проведено порівняння обчислених за ними коефіцієнтів, із розрахованими за відомими з теорії коливань формулами та за комп'ютерним моделюванням (1)–(12). Колова частота власних коливань маси на пневмопідвісці

$$\omega = (C/m)^{0,5}. \quad (19)$$

Величина критичного значення коефіцієнту демпфірування, кг/с

$$\beta_{\text{кр}} = 2(C \cdot m)^{0,5} \quad (20)$$

Для ТЗ рекомендовано обирати коефіцієнт демпфірування на рівні:

$$\beta = (0,2 \dots 0,35) \beta_{\text{кр}}. \quad (21)$$

У табл. 1, 2 наведено параметри пневмопідвісок у положенні статичної рівноваги відносно до дизель-поїзду ДЕЛ-02.

Вихідні дані, що наведено у табл. 1, є раціональними: їх обрано на основі результатів теоретичних досліджень та натурних випробувань рядку експериментальних тепловозів, які було обладнано пневмопідвісками [13].

Таблиця 1

Вихідні дані проєктних пневмопідвісок

Пневморесора	ω , рад/с	ρ , кг/м ³	R_p , м	m , т	D_e , м	V_1 , м ³	V_2 , м ²	H_1 , м ²	H_2 , м ²	f , м ²	μ	P_1 , МПа
1	6,24	4,9	0,0	12,	0,5	0,0	0,07	0,6	1,9	2·1	0,	0,49
2	7,1	3,8	0,0	12,	0,6	0,0	0,07	0,6	1,9	2·1	0,	0,38
3	6,24	4,9	0,1	12,	0,5	0,0	0,03	0,9	0,3	2·1	0,	0,49

Таблиця 2

Теплотехнічні дані пневмопідвісок для сталого стану

n	C_V	C_P	R	K_i	T_0
—	Дж/(кг·град)	Дж/(кг·град)	Дж/(кг·град)	Вт/(м ² ·град)	—
1,4	717	1000	287	1000	293 °

У процесі комп'ютерного моделювання варіювалася площа перерізу дроселя. При її зменшенні за величину, що наведена у табл. 1, спостерігалось поступове зростання частоти власних коливань. Це пов'язано із зниженням маси повітря, яке перетікає між ПР та додатковим резервуаром в наслідок досягнення потоком повітря швидкості звуку.

На рис. 4 наведено характеристики квазістатичного 1 та динамічного навантаження 2 на пневмопідвіску із удосконаленою ПР, які отримано при дослідженні математичної моделі (1)–(12). При квазістатичному навантаженні у пневмопідвіски відбувається ізотермічний процес, тому характеристика лінійна. При динамічному навантаженні з незмінною частотою, але із змінною в межах $\pm z_{\max}$ амплітудою коливань, характеристика (2) стає нелінійною. Вона практично співпадає із характеристиками навантаження пневмопідвісок, що створені на базі діафрагмової та серійної балонної ПР.

Навантаження на підресорену частину транспортного засобу, які передаються через пневмопідвіску із удосконаленою ПР при руху по колії або шляху, наведено на рис. 4. Їх розраховано як добуток амплітудного значення тиску повітря та відповідної величини ефективної площі пневморесори.

Осцилограми власних коливань маси на пневмопідвісках з різними ПР при: з діафрагмовою, балонною та з удосконаленою балонною, наведено на рис. 5–7. Аналіз осцилограм довів, що розрахункові та отримані шляхом моделювання частоти власних коливань усіх трьох пневмопідвісок практично однакові і складають близько 1 Гц. Вони носять затухаючий характер.

Порівняння пневмопідвісок проведено також за показником демпфірування D , який обчислювався по осцилограмам:

$$D = (\ln(A_1 / A_2)) / 2, \quad (22)$$

де A_1 та A_2 – послідовні амплітуди коливань.

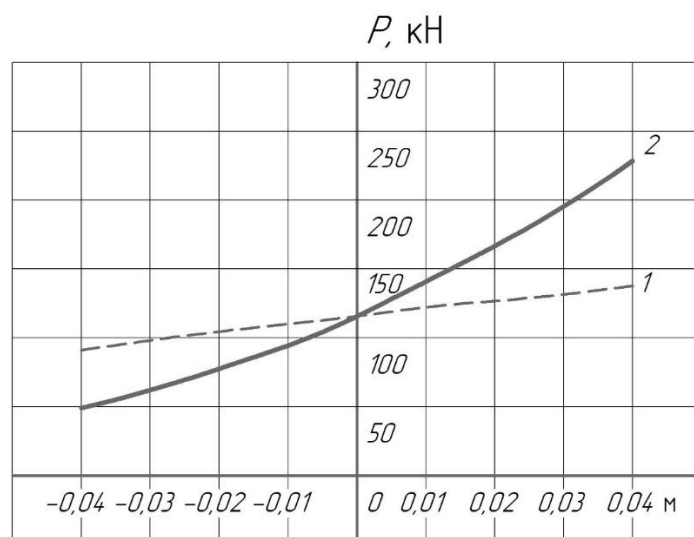


Рис. 4. Характеристики навантаження пневмопідвіски із удосконаленою пневморесорою при ємності додаткового резервуару $0,07 \text{ м}^3$: 1 – квазістатичне навантаження (ізотермічний процес); 2 – динамічне навантаження з частотою коливань 1 Гц

Коефіцієнт демпфірування пневмопідвіски обчислено з використанням його критичного значення по формулі:

$$\beta = D\beta_{\text{кр}}. \quad (23)$$

Це дозволить порівняти між собою демпфіруючі властивості усіх трьох типів підвісок: з діафрагмовою, серійною балонною та удосконаленою балонною пневморесорами.

5. 5. Порівняльний аналіз пневмопідвісок за коефіцієнтами жорсткості, демпфірування, та показниками демпфірування

Результати розрахунків за (15)–(21) та комп'ютерного моделювання за (1)–(12), (23) наведено у табл. 3.

Таблиця 3

Результати розрахунку коефіцієнтів жорсткості та демпфірування

Пневморесори	ω , рад/с, (19)	C , Н/м, (15), (16)	β , кг/с, (17), (18)	$\beta_{\text{кр}}$, кг/с, (20)	β , кг/с, (21)	β , кг/с, (23)
Балонна	6,06	451885	25815	149106	29821– 52187	33312
Удосконалена	7,10	617989	34210	174370	34874– 61030	45859
Діафрагмова	6,06	451885	11121	149106	29821– 52187	7650

Як видно із табл. 3, різниця у величинах коефіцієнтів демпфірування, які отримано за пропонованими емпіричними формулами (17), (18) та результатами, які отримано шляхом математичного моделювання не перевищує 25 %.

Осцилограми власних коливань частини маси кузова на пневмопідвісках, що отримано шляхом комп'ютерного моделювання, наведено на рис. 5–7.

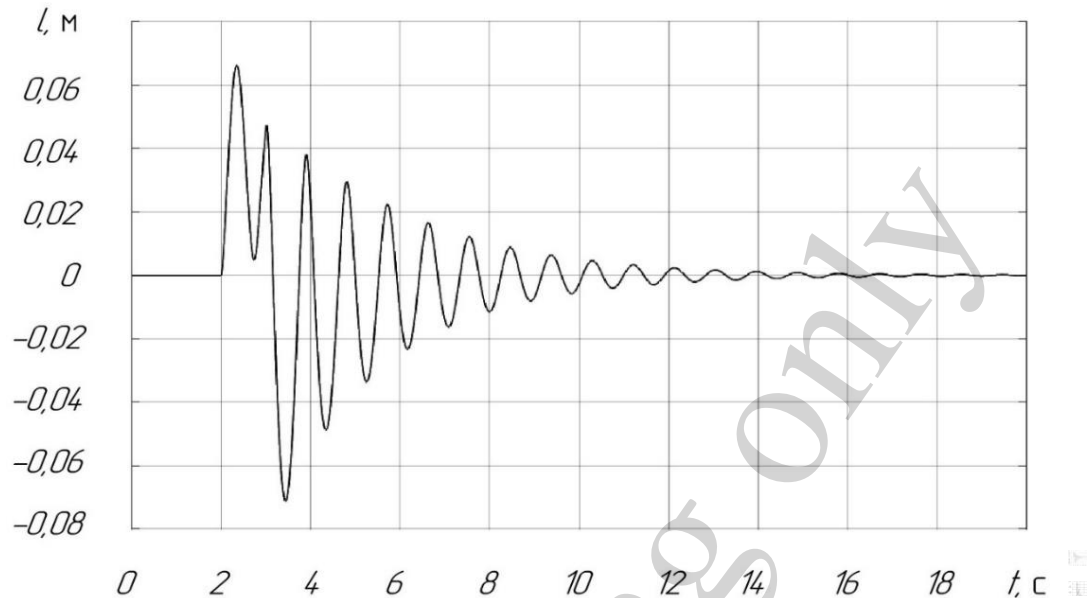


Рис. 5 Осцилограма власних коливань частини маси кузова на пневмопідвісці з діафрагмовою ПР: $(V_A/V_1)=0,1$

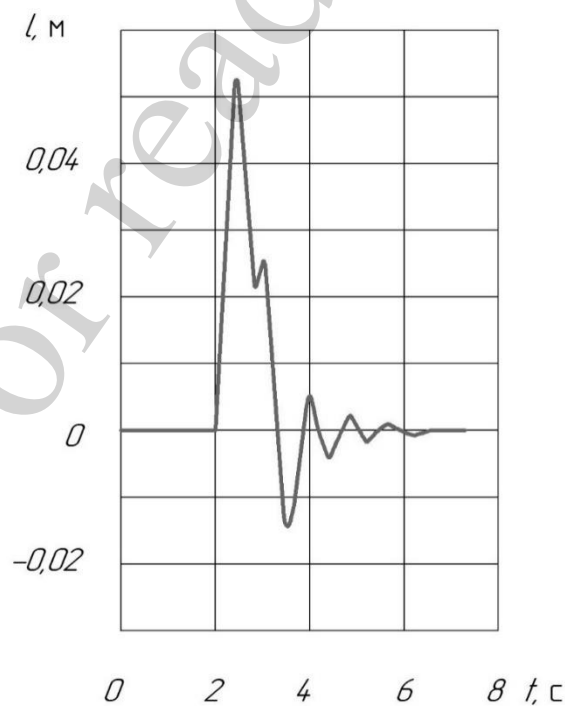


Рис. 6 Осцилограма власних коливань частини маси кузова на пневмопідвісці із балонною ПР: $(V_A/V_1)=0,7$

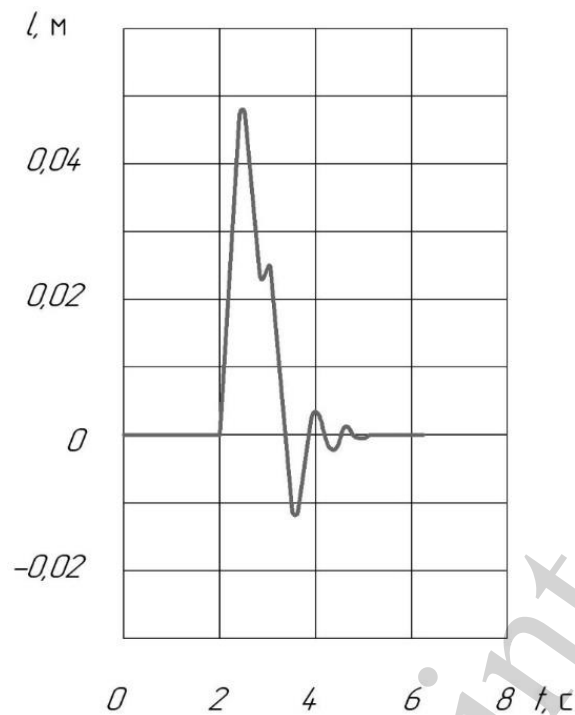


Рис. 7 Осцилограма власних коливань частини маси кузова на пневмопідвісці із удосконаленою балонною ПР: $(V_A/V_1)=0,9$

Аналіз отриманих результатів доводить, що у пневмопідвісці із удосконаленою ПР коефіцієнт демпфірування збільшився у порівнянні із серійною ПР на 25 %. Він наближений до рекомендованих величин, що обчислені за (21) та увійшов до діапазону коефіцієнтів демпфірування (параметрів супротиву) гасителів коливань УГ190.32.32 для ТЗ (24 000–42 000 кг/с) [15]. Це говорить про адекватність запропонованих емпіричних формул (17), (18).

У табл. 4 наведено результати досліджень демпфіруючих властивостей пневмопідвісок для дизель поїзду ДЛ 02.

Таблиця 4

Результати досліджень демпфіруючих властивостей пневмопідвісок

Показники та коефіцієнти демпфірування (супротиву) пневмопідвісок	з ПР діафрагмового типу	з серійною ПР балонного типу	з удосконаленою ПР
D	0,058	0,210	0,263
β , кг/с	7650	33312	45859

Як видно з табл. 4, показники та коефіцієнти демпфірування пневмопідвіски з удосконаленою ПР значно вище за інші і знаходяться в межах діапазонів, які рекомендовано для ТЗ.

6. Обговорення результатів дослідження демпфірування коливань транспортних засобів шляхом удосконалення пневморесор

Динамічне навантаження на підресорену частину транспортного засобу, які передаються через пневмопідвіску із удосконаленою ПР при руху по колії або шляху наведено на рис. 4. Його величина при усіх трьох пневмопідвісках практично однакова, але кількість періодів коливань найбільша у пневмопідвісці із ПР діафрагмового типу, що пов'язано із надто слабким демпфіруванням (рис. 5).

Швидше за всіх коливання затухають у пневмопідвісці із удосконаленою ПР (рис. 7).

Розрахований за осцилограмами власних коливань коефіцієнт демпфірування (параметр супротиву) пневмопідвісці із удосконаленою ПР балонного типу ($\beta=45859$ кг/с), наближений до верхньої межі діапазону (24 000–42 000 кг/с) параметру супротиву гідравлічного гасителя коливань УГ 190 32.32.

Показник демпфірування пневмопідвісці із звичайною балонною ПР наближений до нижньої межі цього діапазону.

Показник демпфірування та параметр супротиву у пневмопідвісці з діафрагмовою ПР суттєво менші, ніж рекомендовано для ТЗ, тому установка тут гідравлічних амортизаторів необхідна.

Отримані результати підтверджують адекватність математичної моделі коливань маси на пневмопідвісці.

Прийняті припущення певною мірою впливають на результати досліджень, зокрема в частині параметрів складових пневмопідвісці. Тому їх треба вважати за перше припущення. Параметри (переріз дроселя, ємність додаткового резервуару та ін.) необхідно корегувати в процесі натурних стендових та полігонних випробувань ТЗ, який обладнано удосконаленою пневмопідвіскою.

7. Висновки

1. Визначено особливості будови удосконаленої пневмопідвісці, а саме те, що у її пневморесори (балонного типу) збільшено діаметр та, відповідно, ефективна площа верхнього та нижнього днищ. З урахуванням цього розроблено розрахункову схему для складання математичної моделі.

2. Доопрацьовано математичну модель коливань частини маси кузова на удосконаленій пневмопідвісці в частині врахування залежностей ефективної площі та коефіцієнтів жорсткості і демпфірування від вертикальних зміщень верхнього днища при коливаннях.

3. Складено емпіричні формули для коефіцієнтів жорсткості та демпфірування удосконаленої пневмопідвісці, у яких враховано співвідношення «активної» та загальної ємності пневморесори та змінну за величиною її ефективну площу.

4. Проведено комп'ютерне моделювання коливань маси на удосконаленій пневмопідвісці, що надало можливість отримати характеристики квазістатичного та динамічного її навантаження, а також осцилограми власних коливань маси на удосконаленій пневмопідвісці.

5. Порівняння за результатами моделювання удосконаленої пневмопідвісці з балонною за коефіцієнтами демпфірування та показниками демпфірування виявив її переваги: вони збільшилися на 25 %.

Література

1. Novikov, V. V., Ryabov, I. M., Chernyshov, K. V., Pozdeev, A. V., Pohlebin, A. V. (2020). Pneumohydraulic spring with adaptive self-adjusting damper for suspension of a high-speed tracked vehicle and its calculation procedure. *Traktory i Sel'hozmashiny*, 1 (2), 13–20. doi: <https://doi.org/10.31992/0321-4443-2020-2-13-20>
2. Zuo, L., Scully, B., Shestani, J., Zhou, Y. (2010). Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions. *Smart Materials and Structures*, 19 (4), 045003. doi: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/19/4/045003>
3. Takahashi, M., Wakui, S. (2009). Improvement of Isolated table Using Auxiliary Tank. *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, 75 (4), 542–547. doi: <https://doi.org/10.2493/jjspe.75.542>
4. Choi, S.-B., Seong, M.-S., Kim, K.-S. (2009). Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223 (4), 459–469. doi: <https://doi.org/10.1243/09544070jauto968>
5. Dushchenko, V. V., Masliev, V. G., Nanivskyi, R. A., Masliev, A. O. (2019). Application of magnetorheological elastomers for performance control of cushioning systems for wheeled vehicles. *Electrical Engineering & Electromechanics*, 5, 50–59. doi: <https://doi.org/10.20998/2074-272x.2019.5.09>
6. Liubarskyi, B., Lukashova, N., Petrenko, O., Pavlenko, T., Iakunin, D., Yatsko, S., Vashchenko, Y. (2019). Devising a procedure to choose optimal parameters for the electromechanical shock absorber for a subway car. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (5 (100)), 16–25. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.176304>
7. Liubarskyi, B., Lukashova, N., Petrenko, O., Yeritsyan, B., Kovalchuk, Y., Overianova, L. (2019). Procedure for modeling dynamic processes of the electromechanical shock absorber in a subway car. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5 (5 (101)), 44–52. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.181117>
8. Dushchenko, V., Vorontsov, S., Masliyev, V., Agapov, O., Nanivskyi, R., Cherevko, Y., Masliiev, A. (2021). Comparing the physical principles of action of suspension damping devices based on their influence on the mobility of wheeled vehicles. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (5(112)), 51–60. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.237312>
9. Jang, J.-S. (2014). The Effects of Parameter Changes on the Properties of an Air Spring. *Journal of the Korea Society For Power System Engineering*, 18 (2), 77–82. doi: <https://doi.org/10.9726/kspse.2014.18.2.077>
10. Asami, T., Yokota, Y., Ise, T., Honda, I., Sakamoto, H. (2013). Theoretical and Experimental Analysis of the Nonlinear Characteristics of an Air Spring With an Orifice. *Journal of Vibration and Acoustics*, 135 (1). doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007677>

11. Коробка, Б. А., Шкабров, О. А., Коваленко, Ю. Н., Назаренко, В. Ф. (2010). Отечественная пассажирская тележка на пневмоподвеске. Вагонный парк, 6, 48–51.
12. Вольперт, А. Г., Жолобов, В. А. (1985). Виброгасители подвижного состава: какими они должны быть? Железнодорожный транспорт, 3, 54–57.
13. Маслиев, В. Г., Шевченко, П. М., Евстратов, А. С., Алексеев, А. О. (1981). Пневматическое рессорное подвешивание тепловоза 2ТЭ116. Транспортное машиностроение. М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ.
14. Маслієв, А. О., Макаренко, Ю. В. Маслієв, В. Г. (2015). Демпфірування коливань кузовів транспортних засобів, які обладнано пневматичними ресорами. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Зб. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування, 43 (1152), 59–64.
15. Посібник з технічного обслуговування та ремонту гідравлічних та фрикційних гасників коливань пасажирських вагонів. Рада з ж. д. транспорту держав-учасниць Співдружності, Протокол від 21-22 жовтня 2014 р. № 61.
16. Маслієв, А. О., Маслієв, В. Г., Дущенко, В. В. (2017). Пат. № 113641 UA. Пневматична підвіска. № u201607535; заявл. 11.07.2016; опубл. 10.02.2017, Бюл. № 3.