

УДК 625.282:625.032.

**А.О. МАСЛІЄВ, Ю.В. МАКАРЕНКО, В.Г. МАСЛІЄВ****ДЕМПФІРУВАННЯ КОЛИВАНЬ КУЗОВІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, ЯКІ ОБЛАДНАНО ПНЕВМАТИЧНИМИ РЕСОРАМИ**

Досліджено можливість поліпшення демпфірування коливань пневматичного ресорного підвішування. Виявлено вплив окремих параметрів системи пневматичного ресорного підвішування та газо-термодинамічних явищ, що мають місце при коливаннях, на демпфірування коливань і амплітуди коливань при різних режимах витікання повітря через дросель, який встановлено перед додатковим резервуаром. Отримано коефіцієнти демпфірування при різних режимах витікання повітря через дросель. Доведено, що на демпфіруючі якості пневморесори впливає власна частота коливань і щільності повітря на демпфірування. Удосконалена математична модель, яка описує коливання надресорних частин транспортних засобів на пневматичних ресорах, дозволила обчислити коефіцієнт демпфірування коливань для транспортного засобу, що розглядався. Доведено, що пневматичне ресорне підвішування дозволяє відмовитися від гідравлічних або інших гасників коливань шляхом належного обрання його параметрів.

**Ключові слова:** транспортний засіб, пневматична ресора, параметр, дросель, демпфірування, коливання.

**Вступ.** Техніко-економічну доцільність застосування пневматичного ресорного підвішування на транспортних засобах доводить досвід провідних держав: Японії, Німеччини, Франції, Англії та ін., тому що при цьому суттєво зменшуються витрати на ремонт та відновлення як самих транспортних засобів, так і путніх структур, по яким вони рухаються. Це обумовлено перш за все тим, що пневматичні ресори реалізують «м'яке підвішування», яке забезпечує власну частоту коливань кузова на пневморесорах близьку до 1 Гц. При цьому зменшуються інерційні сили (динамічний вплив) на путню структуру при русі транспортних засобів. Зараз це особливо важливо, бо путні структури як на залізничному так і на автомобільному транспорті застаріли, тому що вони створювалися для значно менших навантажень. Пневморесори також забезпечують захист пасажирів та екіпаж від шуму та вібрацій, які виникають при котінні коліс по путній структурі. Усе це сприяє підвищенню комфорту для них. Тому застосування пневматичного ресорного підвішування вважається перспективним напрямком підвищення технічного рівня транспортних засобів [1, 2, 3, 4, 5].

**Аналіз основних досягнень і літератури.** Пневматичне ресорне підвішування транспортних засобів почало інтенсивно розвиватися майже 50 років тому, і на часі воно потребує удосконалення, тому що з'явилися нові матеріали та технології, які мають підвищити його техніко-економічні властивості.

Виготовлена і випробувана на вітчизняних підприємствах нова пневморесора, у якій гнучка оболонка виконана не із армованої гуми, як зазвичай, а із поліуретану [13].

На основі комп'ютерних технологій створений і успішно пройшов випробування оригінальний мікропроцесорний регулятор положення кузова, який мінімізує витрати стислого повітря на підпитку пневморесор і забезпечує стабільність регулювання рівня підлоги кузова щодо путньої структури при зміні навантаження або умов довколишнього середовища [6].

Це обумовило необхідність у доопрацюванні математичних моделей, які були створені раніше для

досліджень систем пневматичного ресорного підвішування. Зокрема виникла необхідність у науковому обґрунтуванні і прогнозуванні коефіцієнтів не пружного опору, які можуть бути реалізовані системою пневматичного ресорного підвішування, що входять до диференційних рівнянь, і підвищити адекватність результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

Так, у роботі [5] цей коефіцієнт  $\beta$ , кг/с визначають як константу, і обирають шляхом аналізу та порівняння осцилограм коливань маси на пневморесорі в умовах стенду – із його значеннями, які було отримано по сукупності осцилограм при імітаційному моделюванні цих коливань.

Це надало можливість для наближеного прогнозування показників динаміки руху перспективних транспортних засобів, які мали обладнуватися пневматичними ресорами.

Аналіз фізичних процесів, що відбуваються із повітрям, яке наповнює систему пневматичного ресорного підвішування, а також експериментальних осцилограм коливань, доводить, що коефіцієнт  $\beta$  не є константою. Він змінюється при варіюванні параметрів складових елементів системи та режимів протікання газо-термодинамічних явищ в ній, що мають місце при коливаннях.

Тому результати, які отримано за допомогою імітаційної моделі, у якій коефіцієнти  $\beta$  вважаються за константи, є лише першим наближенням до результатів натурних випробувань.

У роботі [7] зроблено певні кроки для розкриття фізичних явищ, що мають пряме відношення до формування процесів демпфірування коливань в системі пневматичного ресорного підвішування. Шляхом логічних міркувань автори висунули гіпотезу, що коефіцієнт  $\beta$  залежить не тільки від

перерізу дросельного отвору  $f_{др}$ , що було вже відомо, а і від кількості повітря  $G$ , що перетікає через нього. Для отримання необхідної розмірності цього коефіцієнта автори вимушені були ввести коефіцієнт пропорційності із розмірністю  $1/c$ , який призначали за результатами експериментів в умовах стенду.

Дослідження довели, що така гіпотеза плідна, бо

адекватність результатів досліджень коливань за допомогою модернізованої імітаційної моделі підвищилась.

При цьому дослідники без належного підтвердження вважали, що вплив на коефіцієнт  $\beta$  кількості повітря  $G$ , що перетікає через дросельний отвір, відбувається за лінійними законами. Це треба вважати певним наближенням, яке ще потребує перевірки. Більш того, величина кількості повітря  $G$  являє собою не параметр, який можна варіювати, а змінну величину, яка залежить від множини факторів, пов'язаних із параметрами складових системи пневматичного ресорного підвішування.

У відомих нам наукових працях закордонних авторів щодо питання, яке розглядається, недостатньо інформації про залучення систем пневматичного ресорного підвішування до реалізації демпфірування коливань транспортних засобів. Зазвичай на закордонних та деяких вітчизняних транспортних засобах для розсіювання енергії коливань використовують гідравлічні гасники, які встановлюють паралельно до пневматичних ресор [4, 8, 11] та ін. Це ускладнює та зменшує надійність транспортних засобів [9].

**Мета дослідження, постановка задачі.** Мета дослідження полягає у обґрунтуванні можливості та доцільності залучення систем пневматичного ресорного підвішування до реалізації демпфірування коливань транспортних засобів, шляхом виявлення впливу параметрів системи пневматичного ресорного підвішування та газо-термодинамічних явищ в ній – на демпфірування коливань і розвиток амплітуд коливань в резонансних зонах.

**Матеріали досліджень.** Для досягнення поставленої мети необхідно спочатку отримати фізично обґрунтовану залежність коефіцієнта  $\beta$  – від параметрів системи пневматичного ресорного підвішування та дослідити її вплив на адекватність математичного та імітаційного моделювання коливань маси на пневморесорі.

Незважаючи на позитивний досвід щодо застосування пневморесор на транспорті, все ще існує певне несприйняття їх окремими вітчизняними замовниками та виробниками, яке виправдовується наступними тезами: ускладнення конструкції та експлуатації транспортного засобу і зменшення надійності.

Ці тези не мають достатнього підґрунтя, що доводить досвід закордонних фірм, які випускають транспортні засоби на пневморесорах, та значний досвід кафедри електричного транспорту та тепловозобудування НТУ «ХПІ», яка ініціювала, науково обґрунтувала, дослідила та впровадила пневматичне ресорне підвішування на десяти серіях магістральних, маневрових та промислових тепловозах [5]. На усіх цих тепловозах не застосовувалося ні яких гасителів коливань, які, як відомо, мають низьку надійність, що суттєво погіршує технічний рівень транспортних засобів [9].

Демпфірування коливань на згаданих тепловозах відтворювалося винятково системою пневматичного ресорного підвішування.

При цьому потрібне демпфірування коливань досягалося шляхом прогнозування оптимальних параметрів складових частин системи пневматичного ресорного підвішування, які з рештою, уточнювалися при проведенні численних натурних експериментів безпосередньо із тепловозами – шляхом проїзда їх колесами через спеціальні клини, які встановлювалися на рейки, що збурювало власні коливання кузовів на пневморесорах. При випробуваннях варіювалися перерізи дроселів, ємності додаткових резервуарів і т. ін. Вочевидь, такі експерименти занадто затратні та потребують багато часу на їх проведення.

Ми вважаємо, що подальшому впровадженню пневматичного ресорного підвішування на транспортних засобах буде сприяти розробка науково обґрунтованої методики теоретичних досліджень та розрахунків усіх параметрів та характеристик системи пневматичного ресорного підвішування для кожного конкретного транспортного засобу, щоб якомога скоротити процес випробувань та доопрацювання цієї системи у напрямку забезпечення оптимальної власної частоти та демпфірування коливань.

**Результати досліджень.** Поставлені задачі доцільно вирішувати шляхом математичного моделювання з використанням програмного комплексу MATLAB Simulink, який дозволяє отримати оптимальні параметри елементів систем пневматичного ресорного підвішування для транспортних засобів шляхом імітаційного моделювання.

Перш за все ми доопрацювали базову математичну модель [5], яка описує коливання кузова транспортного засобу на пневматичних ресорах, в частині, що стосується математичного опису процесів демпфірування коливань.

З використанням досвіду, який отримано при теоретичних та експериментальних дослідженнях транспортних засобів, було визначено, що демпфірування коливань залежить від рядка співвідношень: ефективної площини пневморесори та перерізу дросельного отвору  $F_{\text{еф}}/f_{\text{др}}$ ; ємностей додаткового резервуару та пневматичної ресори  $V_{\text{д,р}}/V_{\text{п,р}}$  та ін.

У вираз для коефіцієнта  $\beta$  також край необхідно ввести складову, або параметр який визначатиме частину енергії коливань, що перетворюється у теплову енергію шляхом відведення її у довкілля. На нього можна впливати конструктивними методами. Таким параметром вважається площа поверхні, через яку відбувається відведення тепла, тобто сума площини поверхонь пневморесори та додаткового резервуара ( $H_{\text{д,р}} + H_{\text{п,р}}$ ), а інколи і трубопроводів, які їх з'єднують.

Крім того, вочевидь, на затухання коливань впливатиме щільності повітря  $\rho$ ; ємність пневморесори  $V_{\text{п,р}}$  і частота коливань  $\omega$ .

Оскільки демпфірування коливань має вирішальний вплив у зоні резонансних коливань, то доцільність введення колової частоти власних коливань до виразу коефіцієнта  $\beta$  не визиває сумніву.

Отже, із урахуванням зазначеного, для коефіцієнту  $\beta$ , що визначає демпфірування коливань маси на пневматичній ресорі, пропонується наступний вираз

$$\beta = \beta(F_{\text{ЕФ}}/f_{\text{ДР}}; V_{\text{ДР}}/V_{\text{П.Р}}; H_{\text{ДР}}/H_{\text{П.Р}}; \rho, V_{\text{П.Р}}, \omega). \quad (1)$$

Властивості цього виразу, зокрема щодо його лінійності, треба ще дослідити та обґрунтувати.

Для підтвердження прийнятих припущень на основі доопрацьованої математичної моделі створена і досліджена із використанням програмного комплексу MATLAB Simulink імітаційна модель коливань кузова обраного колісного транспортного засобу на пневматичних ресорах.

Із урахуванням симетрії транспортного засобу, розглянуто тільки одну точку підвішування із частиною маси кузова, яка на неї припадає. Вихідні дані відповідали рекомендованим параметрам транспортного засобу [12], результати досліджень якого наведено у [7, 14]. Власні коливання кузова викликалися шляхом подачі до входу моделі подинних імпульсів або безперервних синусоїдальних збурень.

На першому етапі випробувань було перевірено гіпотезу, яка передбачає, що при досягненні потоком повітря на виході з дроселя швидкості звука, він «запирається» і повітря припиняє надходити до додаткового резервуара. Для цього варіювались перерізи дроселя.

По отриманим осцилограмам (рис. 1) обчислено усереднені значення частот і логарифмічних декрементів затухання коливань. Як видно, частота коливань майже не змінюється при зменшенні перерізів дроселів:  $2 \cdot 10^{-4}$  (а),  $1 \cdot 10^{-4}$  (б),  $0,75 \cdot 10^{-4}$  (в), а при подальшому зменшенні перерізу від  $0,5 \cdot 10^{-4}$  до нуля - вона зростає, тому що зменшується кількість повітря, яке витікає через дросель у додатковий резервуар (рис. 1, г).

Це зазвичай пояснюється зростанням опору, що створює дросель та, з рештою, як вважають деякі дослідники, його «запиранням», коли швидкість витікання повітря на його виході дорівнюватиме швидкості звука. При нульовому перерізі дроселя додатковий резервуар повністю відмикається від системи. При цьому збільшується динамічна жорсткість пневморесори і частота коливань, а декремент коливань зменшується майже в чотири рази. Оптимальне демпфірування спостерігається при перерізі дроселя  $7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  (рис. 2 а, б).

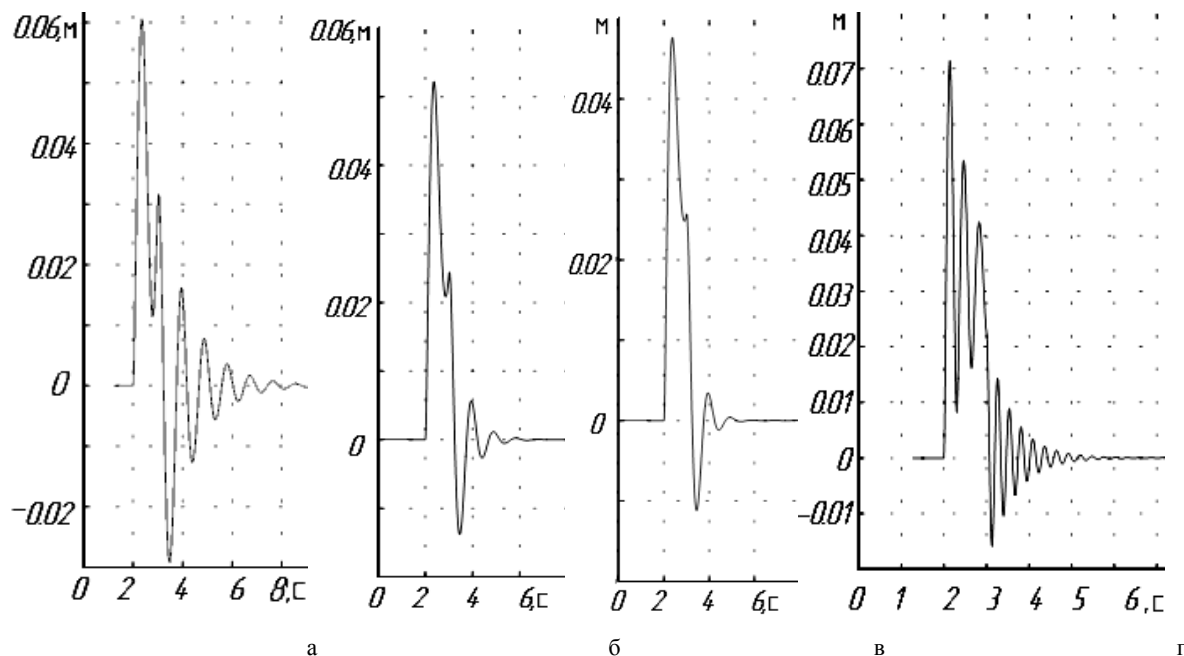


Рис. 1 – Осцилограми власних коливань частини кузова на пневморесорі при варіюванні перерізу дроселя а –  $2 \cdot 10^{-4}$ , б –  $1 \cdot 10^{-4}$ , в –  $0,75 \cdot 10^{-4}$ , г –  $0,5 \cdot 10^{-4}$

Аналіз залежностей логарифмічного декременту коливань від ємності додаткового резервуару (рис.3), та співвідношення їх поверхонь теплообміну  $H_{\text{ДР}}/H_{\text{П.Р}}$ , а також від щільності повітря  $\rho$ ; ємності

пневморесори  $V_{\text{П.Р}}$  і резонансної частоти коливань  $\omega$  у першому наближенні будемо вважати лінійними, але в подальшому це треба уточнювати.

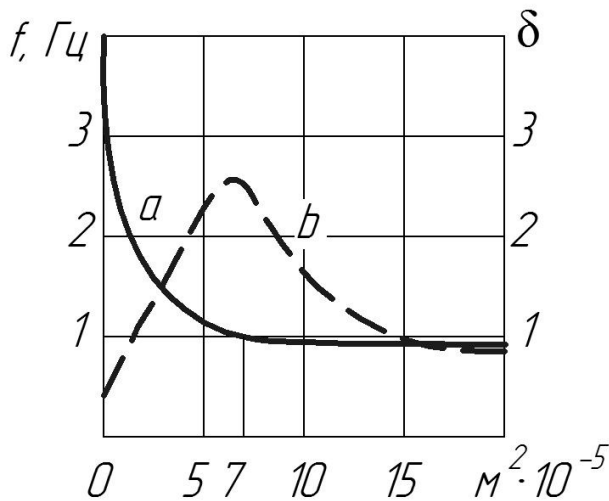


Рис.2 – Залежності власної частоти (а) та декременту коливань (б) маси на пневморесорі від перерізу дроселя

Отже, з урахуванням цього, складемо наступний вираз для коефіцієнта демпфірування коливань, кг/с:

$$\beta = (\omega \cdot V_A \cdot \rho \cdot F (V_{П.Р} + V_{Д.Р})(H_{П.Р} + H_{Д.Р})) / (f_{Д.Р} \cdot V_{П.Р} \cdot H_{П.Р}). \quad (2)$$

У попередніх дослідженнях режим витікання повітря через дросель вважався як ламінарний (до критичний), а витрати його обчислювалися за виразом

$$G = \mu \cdot f_{ДР} \sqrt{2 \rho (P_1 - P_2)}, \quad (3)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витікання повітря,  $P_1$ ,  $P_2$  – тиск повітря в пневморесорі та додатковому резервуарі – відповідно, [5].

У роботі [10]: доведено, що при певних умовах, при

$$(P_2 / P_1) > 0,528, \quad (4)$$

режим витікання повітря через дросель дійсно буде ламінарним (до критичним) і відповідає виразу (3).

Якщо ж

$$(P_2 / P_1) \leq 0,528, \quad (5)$$

то режим витікання повітря через дросель буде турбулентним (надкритичним), і дросельний отвір при цьому не «запирається», а зберігає здатність до пропускання повітря. Його масу можна обчислити за виразом

$$G = \mu \cdot f_{ДР} P_1 \sqrt{\frac{1}{2RT_2}}. \quad (6)$$

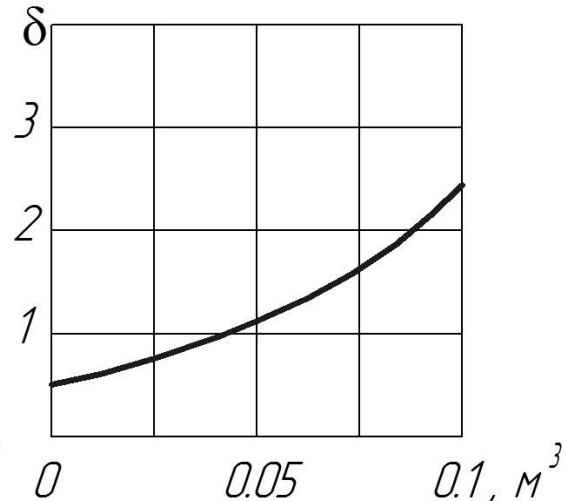


Рис.3 – Залежність декременту коливань від величини ємності додаткового резервуару

Вираз (6) введено до моделей разом із умовами (4) і (5), які обирають напрямки обчислень, шляхом порівняння тисків у пневморесорі та додатковому резервуарі.

Доопрацьовані таким чином моделі дозволили дослідити процеси розвитку вимушених коливань маси на пневморесорі при усіх режимах витікання повітря через дросельний отвір і обрати такий з них, який відповідає результатам експериментальних досліджень.

Режим витікання повітря за умовами (5) можливий при наїзді колеса транспортного засобу на достатньо високу, (або глибоку) нерівність на путній структурі та при резонансних коливаннях кузовів.

На рис. 4 наведено амплітудно-частотні характеристики вимушених коливань маси кузова на пневморесорі для трьох (а, б, в) означених режимів витікання повітря через дросель: ламінарного, турбулентного та режиму, коли дросель «запертий», або додатковий резервуар відімкнено від системи.

Вони істотно відрізняються одна від одної за амплітудами коливань.

Як і очікувалось, найбільші амплітуди коливань спостерігалися при режимі, коли дросельний отвір був «запертий» (в), тому що у цьому разі перетікання повітря через дросель у додатковий резервуар зникає і разом із ним суттєво зменшується демпфірування коливань, тому що суттєво зменшується частка енергії коливань, яка перетворюється на теплову енергію і розсіюється в довкілля саме через стінки додаткового резервуару.

Складається враження, що системі, яка досліджується, властиві два резонанси: один – при коловій частоті 6 рад/с, а другий – при частоті 23 рад/с.

Але це явище не знаходить підтвердження при натурних дослідженнях коливань кузовів транспортних засобів на пневматичних ресорах та інших дослідженнях [13]: Коливання відбуваються за амплітудно-частотною характеристикою «с», яка у за

резонансній зоні пролягає дещо вище за характеристику «а».

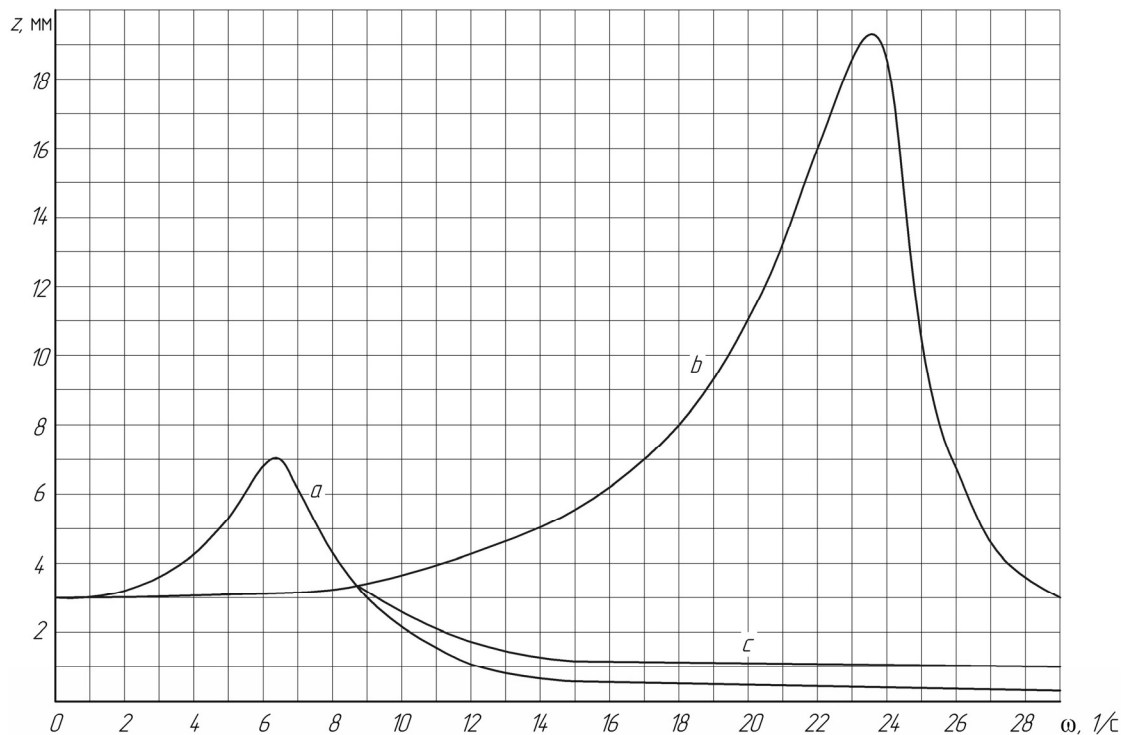


Рис.4 – Залежності амплітуд коливань маси на пневматичній ресорі від колової частоти збудження при наступних режимах витікання повітря через дросельний отвір: *a* – при до критичному ламінарному витіканні; *b* – при повному запиранні дроселя; *c* – при за критичному витіканні повітря

Коефіцієнт демпфірування коливань, який введено до імітаційної моделі для транспортного засобу, що досліджувався, дорівнює (2):

$$\beta = (4,71 \cdot 0,012 \cdot 5,45 \cdot 0,129 \cdot (0,012 + 0,04) \cdot (0,0465 + 0,74)) / (1,1 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012 \cdot 0,0465) = 26617 \text{ кг / с.}$$

Для порівняння, коефіцієнт демпфірування (не пружного опору) у гідравлічного гасителя, який використовують на пасажирських вагонах, знаходиться в межах від 20000 до 35000 кг/с, тобто вираз (2) дає задовільний результат.

При обчисленому значенні коефіцієнта опору, який реалізує система пневматичного ресорного підвішування, коливання затухають за три періоди, а логарифмічний декремент коливань при цьому складе 1,7, що наближено до рекомендованого для транспортних засобів.

Отже, запропонований вираз для обчислення коефіцієнта  $\beta$  забезпечує отримання його наближеного чисельного значення. Це надає змогу складати імітаційну модель динаміки системи пневматичного ресорного підвішування та скоротити витрати на моделювання і натурні випробування транспортного засобу – для остаточної корекції параметрів системи з метою оптимізації демпфірування коливань.

#### Висновки

1. Доопрацьовано математичну та імітаційну моделі в частинах, які стосуються демпфірування коливань, шляхом урахування впливу: параметрів та

газо-термодинамічних явищ, які відбуваються у системі пневматичного ресорного підвішування, а також режимів витікання повітря через дросельний отвір, що розташований між пневморесорою та додатковим резервуаром.

2. Отримано залежності частот коливань маси на пневморесорі від перерізу дроселя та ємності додаткового резервуару, що надало підстави для урахування їх у виразі для коефіцієнта не пружного опору  $\beta$ , у якому також урахувано: співвідношення поверхонь теплообміну додаткового резервуару та пневморесори, щільність повітря, ємність пневморесори і частота коливань.

3. Зменшенні перерізу дросельного отвору до «критичного» значення, коли швидкість повітря досягає швидкості звуку, але перетікання через нього повітря не припиняється, призводить до певного підвищення за резонансної частини амплітудно-частотної характеристики.

4. Запропонований вираз для обчислення коефіцієнта  $\beta$  забезпечує отримання його наближеного чисельного значення. Це надає змогу складати та досліджувати імітаційну модель динаміки системи пневматичного ресорного підвішування, скорочує витрати на моделювання динаміки транспортного засобу – для остаточної корекції параметрів системи з метою оптимізації демпфірування коливань.

5. Обґрунтовано можливість та доцільність залучення системи пневматичного ресорного

підвішування до реалізації оптимального демпфірування коливань кузовів транспортних засобів.

**Список літератури:** 1. Sugahara Y., Takigami T., Kazato A. Suppressing vertical vibration in railway vehicles through air spring damping control. // Journal of system design and dynamics Vol.1, No.2, 2007. pp. 212-223. 2. Toyofuku K., Yamada C., Kagawa T., and Fujita T. Study on dynamic characteristic analysis of airspring with auxiliary chamber. // JSAE Review, 1999, 20(3), 349-355. 3. Lee J.-H. & Kim K.-J. Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations. // Journal of Sound and Vibration, 2007, Vol 301, pp 909-926. 4. Коробка Б.А., Шкабров О.А., Коваленко Ю.Н., Назаренко В.Ф. Отечественная пассажирская тележка на пневматическом подвешивании. – Вагонный парк. – 2010. - № 6. – 48-51 с. 5. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / Куценко С.М., Елбаев Э.П., Кирпичников В.Г., Маслиев В.Г., Рубан А.Н. / Под ред. С.М.Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с. 6. Патент на корисну модель № 68457. МПК В61F 5/00. Заявл. 09.09.2011. Опубл. 26.03.2012. Бюл.№6. «Пристрій для керування рівнем підресорної частини транспортного засобу при пневматичному рессорному підвішуванні» Маслієв В.Г., Макаренко Ю.В., Балеєв В.М., Маслієв А.О. Власник НТУ «ХПІ». 7. Макаренко Ю.В., Балеєв В.Н., Маслієв В.Г. Результаты исследования системы пневматического рессорного подвешивания транспортного средства с микропроцессорным управлением. – Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування.– Харків: НТУ«ХПІ». -2011.-№18.- С.69-74. 8. Yoshie N. 500-Series Shinkansen for commercial operation at 300 km/h of JR West // Elektrische Bahnen – 1999. – №12. – P.421-427. 9. А.Г. Вольперт, В.А. Жолобов Гасители колебаний подвижного состава: каким им быть? // Железнодорожный транспорт. – 1985. – № 3. – С. 54 – 57. 10. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. М., «Машиностроение», 1973, 360 с. 11. Koyangi S: A Design Method for the Vibration Isolation System of an Air Spring Suspended Vehicle, // Quarterly Report or Railway Technical Research Institute, 1991. Vol. 32, No. 1. 12. Маслиев В.Г., Лобачев Н.О. Параметры воздушного тракта пневматического рессорного подвешивания тепловозов. – Констр. и произв. трансп. машин. – Харьков: «Вища школа». – 1982. - № 14. – 3 с. 13. Отчет по НИР: Конструкция и динамика пневматического рессорного подвешивания бесчелостных тележек тепловоза 2ТЭ116. № гр 71018248, ВНИТИ, ХПИ, Коломна, Харьков, 1977, 59 с. 14. Макаренко Ю.В. Результаты исследования транспортного средства на пневматических рессорах / Маслиев В.Г., Макаренко Ю.В., Маслиев А.О. // Вестник Всероссийского научно-исследовательского и проектно-конструкторского института

электровозостроения. – Новочеркасск, 2014. – №1 (67). – С. 101–107.

**Bibliography (transliterated):** 1. Sugahara Y., Takigami T., Kazato A. Suppressing vertical vibration in railway vehicles through air spring damping control. // Journal of system design and dynamics Vol.1, No.2, 2007. pp. 212-223. 2. Toyofuku K., Yamada C., Kagawa T., and Fujita T. Study on dynamic characteristic analysis of airspring with auxiliary chamber. // JSAE Review, 1999, 20(3), 349-355. 3. Lee J.-H. & Kim K.-J. Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations. // Journal of Sound and Vibration, 2007, Vol 301, pp 909-926. 4. Korobka B.A., Shkabrov O.A., Kovalenko Yu.N., Nazarenko V.F. Otechestvennaia passazhyrskaya telezhka na pnevmaticheskom podveshyvaniy. – Vahonnyy park. – 2010. - No 6. – 48-51 p. 5. Pnevmaticheskoe resornoe podveshyvaniye teplovozov / Kutsenko S.M., Elbaev E.P., Kyrychnykov V.H., Maslyev V.H., Ruban A.N. / Pod red. S.M.Kutsenko. – Kharkov: Vyshcha shkola, 1978. – 97 p. 6. Patent na korysnu model № 68457. MPK V61F 5/00. Zaiavl. 09.09.2011. Opubl. 26.03.2012. Biul.No6. «Prystrii dlia keruvannya rivnem pidresorenoi chastyny transportnoho zasobu pry pnevmatychnomu resornomu pidvishuvanni» Masliiev V.H., Makarenko Yu.V., Baluev V.M., Masliiev A.O. Vlasnyk NTU «KhPI». 7. Makarenko Yu.V., Baluev V.N., Maslyev V.H. Rezultaty yssledovanyia systemy pnevmaticheskoho resornoho podveshyvaniia transportnoho sredstva s mykroprotsessornym upravlenym. – Visnyk NTU «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Transportne mashynobuduvannya.– Kharkiv: NTU«KhPI». -2011.-№18.-S.69-74. 8. Yoshie N. 500-Series Shinkansen for commercial operation at 300 km/h of JR West // Elektrische Bahnen – 1999. – №12. – P.421-427. 9. A.H. Volpert, V.A. Zholobov Hasytely kolebanyi podvyzhozho sostava: kakym ym byt? // Zheleznodorozhnyi transport. – 1985. – No 3. – P. 54 – 57. 10. Dmytryev V.N., Hradetskyi V.H. Osnovy pnevmoavtomatyky. Moscow, «Mashynostroenyie», 1973, 360 p. 11. Koyangi S: A Design Method for the Vibration Isolation System of an Air Spring Suspended Vehicle, // Quarterly Report or Railway Technical Research Institute, 1991. Vol. 32, No. 1. 12. Maslyev V.H., Lobachev N.O. Parametry vozduzhnoho trakta pnevmaticheskoho resornoho podveshyvaniia teplovozov. – Konstr. y proyev. transp. mashyn. – Kharkov: «Vyshcha shkola». – 1982. - No 14. – 3 p. 13. Otchet po NYR: Konstruktsiia y dynamyka pnevmaticheskoho resornoho podveshyvaniia bescheliustnykh telezhok teplovoza 2TE116. No hr 71018248, VNYTY, KhPI, Kolomna, Kharkov, 1977, 59 p. 14. Makarenko Yu.V. Rezultaty yssledovanyia transportnoho sredstva na pnevmaticheskyykh resorakh / Maslyev V.H., Makarenko Yu.V., Maslyev A.O. // Vestnyk Vserossyiskoho nauchno-ysledovatel'skoho y proektno-konstruktor'skoho ynstytuta elektrovostroyeniya. – Novocheerkassk, 2014. – No1 (67). – P. 101–107.

Надійшла (received) 01.09.2015