

# Ефективність використання електромеханічного амортизатору в ходових частинах метровагонів

Лукашова Н. П.

Асистент кафедри «Електричний транспорт»  
ХНУМГ ім. О.М. Бекетова  
вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків,  
Україна, 61002  
E-mail: lukaschova.natalya@gmail.com  
Контактний тел.: (097) 255 73 80

Павленко Т. П.

Доктор технічних наук, професор кафедри  
«Електричний транспорт»  
ХНУМГ ім. О.М. Бекетова  
вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків,  
Україна, 61002  
E-mail: tpavlenkoskp@gmail.com  
Контактний тел.: 097-573 44 25

Любарський Б. Г.

Доктор технічних наук, професор кафедри електричного транспорту та тепловозобудування  
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»  
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002  
E-mail: lboris1911@ukr.net  
Контактний тел.: 067-993-75-69

*Анотація: В роботі проведено аналіз технічних рішень та розглянуто особливості роботи амортизаторів ресорного підвішування візків ходової частини вагонів метро. Обґрунтовано вибір конструкції електромеханічного амортизатору в залежності від принципу дії та геометричного співвідношення параметрів. З використанням задач оптимізації та встановлених обмежень знайдені способи і методи рішення, що сприяють визначенню оптимальних електромеханічних параметрів електромеханічного амортизатору. Задачі оптимізації, що розглядаються, є багатокритеріальними. У якості їх рішення обрано два рівнозначних за перевагою критерію: приведений об'єм матеріалів, та ККД електромеханічного амортизатору. Для задач такого типу проведено об'єднання параметрів і встановлено загальний критерій. При визначенні методів оптимізації параметрів використовувалися генетичні алгоритми за рахунок яких визначалися оператори оптимізаційної процедури, що містять як детерміновані так і стохастичні компоненти. Це сприяє підвищенню пошукового процесу при завмиранні його в локальних мінімумах рельєфу цільової функції.*

*Визначення ефективності роботи електромеханічного амортизатора залежить від показників динамічних якостей для вагонів метрополітену: плавності руху, максимального прискорення, коефіцієнтів динаміки підвішування. Для визначення таких параметрів використовуються методи моделювання ресорного підвішування з урахуванням випадкової нерівності рейок. Параметри розглядалися при стаціонарному, центрованому, випадковому процесах розподілу Гауса. При цьому однією з основних характеристик є спектральна щільність, яка отримана при обробці результатів динамічних випробувань вагону метрополітену моделі 81.717. З використанням процесів моделювання*

*отримані результати режимів роботи електромеханічного амортизатору та визначено вплив коливань під*

*час його експлуатації. Порівняльно з конструкцією гідравлічного амортизатору амплітуда коливань ходу якоря та його швидкості знизилась від 13 до 85% за перші три періоди, що свідчить про більшу ефективність роботи електромеханічного амортизатору.*

*В результаті рішення задач оптимізації отримані оптимальні параметри електромеханічного амортизатору та визначена ефективність його роботи в системі ресорного підвішування за рахунок параметрів плавності ходу та динамічних процесів під час експлуатації вагону метро. процесів під час експлуатації транспортного засобу.*

*Ключові слова: ходова частина, електромеханічний амортизатор, рейковий транспорт, гасителі коливань, пневматичні ресори, ефективність роботи.*

## I. ВСТУП

Надійність роботи рейкового міського електротранспорту має велике значення для мегаполісів України. Тому головним завданням транспортного підприємства – є безперебійна експлуатація рухомого складу, яка забезпечується ефективним транспортним обслуговуванням міського населення. Основними критеріями надійності рухомого складу та транспортного підприємства є: максимальне зменшення витрат часу на переміщення і зниження транспортної втомлюваності; максимальний випуск рухомого складу на лінію; висока регулярність руху і транспортний комфорт пасажироперевезень. На забезпечення високих якісних показників міських перевезень прямо або опосередковано працюють всі структурні одиниці багатогалузевого транспортного господарства.

Аналіз технічних рішень. На території багатонаселених міст України широко використовується рейко-

вий міський електричний транспорт до якого відносяться вагони метро. Одним з основних елементів такого транспорту є ходова частина візків вагонів, яка має ресорне підвішування (Fig. 1).

Особливість роботи ресорного підвішування полягає у передачі тягового зусилля від візка до кузова вагону. Завдяки використанню ресорних пристроїв зменшуються коливання вагону, пом'якшуються при цьому поштовхи і удари, що виникають від нерівностей колії і при вписуванні коліс в криві ділянки під час руху транспортного засобу.



Fig. 1. Ходова частина візків вагону метрополітена

До основних елементів ресорного підвішування відноситься гаситель коливань (демпфер), який призначений для створення зусиль, що забезпечують усунення або зменшення амплітуди коливань вагонів і його частин.

В Україні найбільш широкого поширення набули гідравлічні й фрикційні гасителі коливань [1]. Проаналізуємо особливості їх роботи.

Принцип дії гідравлічних гасителів полягає у послідовному переміщенні в'язкої рідини з однієї порожнини циліндра в іншу поршневої системи під дією розтягуючих або стискаючих зусиль.

У фрикційних гасителях коливань сили тертя виникають при вертикальному і горизонтальному переміщеннях клинів гасителя, що контактують з фрикційними планками, які укріплені на колонках боковин візків.

Істотним недоліком фрикційних гасителів з поступальним рухом частин є нерівномірний знос їх частин в процесі експлуатації, внаслідок чого змінюється характеристика гасителя.

Цих недоліків не має дисковий фрикційний гаситель коливань. Такий гаситель має сталевий диск, з'єднаний з повідцем, який за допомогою пружини, болтів, повідків і гумових прокладок затиснутий між двома фрикційними прокладками з азбестової маси. Повідками гаситель кріпиться до ресорного підвішування вагона. При відносному переміщенні повідків, і відповідно диска та прокладок виникають сили тертя постійної величини. Сили тертя регулюється стисненням пружин.

У буксових підвішування візків типів КВ3-5, КВ3-ЦНИИ, ТВ3-ЦНДІ-М пасажирських вагонів встановлені фрикційні гасителі, які розміщені всередині зовнішніх пружин буксового ресорного підвішування. Пружинні елементи підвішування спільно з гасителями коливань амортизують поштовхи, зменшують динамічні сили і підвищують плавність ходу.

Одним з основних недоліків всіх фрикційних гасителів коливань є те, що вони мають великі сили тертя, які перешкоджають прогину ресорного підвішування, коли величина вимушених коливань менше сили тертя самого гасителя.

Для істотного підвищення швидкостей руху поїздів необхідно поліпшити їх динамічні характеристики по впливу на рейковий шлях і на пасажирів. У розвинених країнах Європи і Азії це зазвичай досягається шляхом застосування систем ресорного підвішування на основі пневматичних ресор [2]. Цей напрям також отримав широке поширення, на автомобільному транспорті. У роботах [2-6] приведені основні етапи впровадження пневматичного ресорного підвішування на рухомому складі розвинених країн.

Система пневматичного ресорного підвішування дозволяє реалізувати крім відомих, такі функції: нахил кузова вагона при русі по кривим та зчитування характеристик і діагностику пневмопідвіски.

Аналіз конструкцій основних типів гасителів коливань показав, що фрикційні та гідравлічні демпфери дають можливість гасити коливання, які створюються при русі транспортного засобу. Однак регулювання їх параметрів при різній загрузці вагонів неможлива. Застосування пневматичних ресор дає можливість регулювання параметрів демпфування, в залежності від загрузки вагону та величини зовнішніх впливів, але в цілому пневматичне підвішування потребує додаткових втрат енергії та потужностей пневматичної системи рухомого складу.

Спираючись на досвід створення сучасних демпферів, в роботі розглядаються питання використання електромеханічного амортизатору в якості демпфера, який сприятиме регулювати силу демпфування в залежності від режимів руху транспортного засобу. Це дає можливість не тільки утилізувати енергію коливань рухомого складу, а і повернути її до електричного кола транспортного засобу з можливістю повторного використання.

Мета роботи – визначення ефективності роботи електромеханічного амортизатору системи ресорного підвішування за рахунок параметрів плавності ходу та динамічних процесів під час експлуатації вагону метро.

Відповідно мети роботи виконувались наступні завдання:

- провести аналіз технічних рішень та особливості роботи амортизаторів ресорного підвішування візків ходової частини вагонів метро;
- обґрунтувати вибір електромеханічного амортизатору і визначити задачі оптимізації параметрів і способи їх рішення;
- визначити ефективність роботи електромеханічного амортизатору з урахуванням параметрів плавності ходу та впливу динамічних процесів під час експлуатації транспортного засобу.

Обґрунтування вибору електромеханічного амортизатору і постановка задач оптимізації. Вибір електромеханічного амортизатору заснований на типі, конструкції і тягової (механічної) характеристики лінійного електромеханічного перетворювача. Обираючи тип і

конструкції такого перетворювача для електромеханічного амортизатору відзначимо, що він не підпадає ні під один з видів існуючої їх класифікації: силовий, енергетичний і потужний [7-9].

Для визначення параметрів і характеристик електромеханічного амортизатору розглянемо його особливості конструкції та принцип дії (Fig. 2).

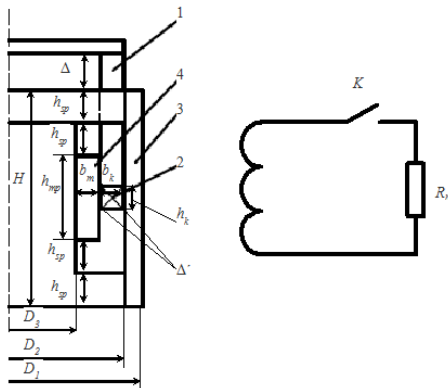


Fig. 2. Електромеханічний амортизатор постійного струму: 1 – якорь; 2 – обмотка якоря; 3 – станина; 4 – постійний магніт

Принцип дії амортизатора заснований на електромагнітних явищах. Постійний магніт 4 (див. Fig. 3) має радіальне намагнічення. Силові магнітні лінії потоку збудження замикаються по колу: повітряний зазор з якорем 1 та обмоткою якоря 2, спинка станини та станина 3, постійний магніт 4. Потік збудження зчіплюється з обмоткою якоря і під дією зовнішніх динамічних сил, які виникають під час коливання кузова та візка, якорь рухається (до низу або доверху) У обмотці якоря виникає ЕРС. При навантаженні на обмотку якоря виникає струм якоря. У провідниках обмотки якоря зі струмом виникає сила, яка направлена супротив динамічної сили, що призводить до демпфування коливань кузова. На потік збудження впливає потік реакції якоря, що розмагнічує одну з половин магнітного кола станини (верхню або нижню) в залежності від напрямлення руху якоря (донизу або доверху), а іншу (протилежащу) намагнічує, що може призвести до насичення магнітного кола та зменшення електромагнітної сили.

Як видно з принципу дії електромагнітна сила залежить, в першу чергу, від струму у обмотці якоря. На силу, практично, не впливає положення якоря відносно станини, що забезпечує стабільність сил демпфування при зазорах між кузовом та візком. Цей вплив найбільше проявляється при крайніх положеннях якоря та великих значеннях струму його обмотки коли різко збільшується потік розсіювання. Для стабілізації параметрів можливо застосування регулювання опору кола якоря і, відповідно, електромеханічної сили.

Геометричні співвідношення параметрів амортизатора визначаються рішенням задачі оптимізації, що зумовлена обраною конструкцією (див. Fig.3).

Перетин зовнішньої спинки статору:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2), \quad (1)$$

TABLE I. – Основні характеристики електромеханічного дослідного амортизатору

Параметр	Величина	Примітки
$F_{dem}$	2000 Н	Номінальна електромагнітна сила на якорі амортизатора
$V_{dem}$	0,08 м/с	Номінальна швидкість якоря амортизатора
$\Delta$	0,08 м	Максимальний хід амортизатора
$H_c$	$9,5 \cdot 10^5$ А/м	Коерцитивна сила постійного магніту
$B_{ost}$	1,05 Тл	Остаточна індукція постійного магніту
$I_w$	5120 А	МРС обмотки якоря у номінальному режимі
$H$	0,293 м	Висота ярма амортизатора
$D_1$	0,360 м	Зовнішній діаметр амортизатора
$D_2$	0,312 м	Згідно рисунку 2
$D_3$	0,18 м	Діаметр внутрішнього осердя
$h_m$	0,114 м	Висота постійного магніту
$b_m$	0,032 м	Товщина постійного магніту
$h_k$	0,034 м	Висота обмотки якоря
$b_k$	0,0325 м	Товщина обмотки якоря,
$h_{sp}$	0,045 м	Товщина спинки якоря,
$\Delta'$	0,001 м	Технологічні повітряні зазори

Перетин внутрішньої спинки статору:

$$S_4 = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4}, \quad (2)$$

Перетин постійного магніту:

$$S_m = \pi D_3 h_m, \quad (3)$$

Перетин верхньої та нижньої спинки статору у найбільш напруженому місці – при з'єднанні з внутрішньою спинкою:

$$S_3 = \pi D_3 h_{sp}, \quad (4)$$

Площа перетину міді обмотки з урахуванням коефіцієнту заповнення  $k_z$

$$S_w = k_z b_k h_k \quad (5)$$

Магнітні потоки у елементах магнітопроводу:

– зовнішньої спинки статору:

$$\Phi_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) B_1, \quad (6)$$

де  $B_1$  – індукція у сталевих елементах магнітопроводу у номінальному режимі.

– внутрішньої спинки статору:

$$\Phi_4 = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} B_1, \quad (7)$$

– верхньої та нижньої спинки статору:

$$\Phi_3 = \pi D_3 h_{sp} B_1, \quad (8)$$

– постійного магніту:

$$\Phi_m = \pi D_3 h B_\delta, \quad (9)$$

Зважаючи на те, що магнітний потік у спинках стартору однаковий та дорівнює половині потоку постійного магніту. Тому при розрахунках розмірів осердь справедливо рівняння:

$$\Phi = \Phi_1 = \Phi_2 = \Phi_3 = \Phi_4 = \frac{1}{2} \Phi_m. \quad (10)$$

$$D_2 = D_3 + 2(b_m + b_k + 2\Delta')$$

$$D_1 = \sqrt{D_3^2 + D_2^2},$$

$$h_m = \frac{D_3 B_1}{2 B_\delta} \quad (11)$$

$$h_{sp} = \frac{D_3}{4}$$

$$h_k = h_m - 2\Delta$$

$$H = h_m - 4h_{sp}$$

Таким чином, наведено геометричні параметри амортизатору обраної конструкції, та здобуто їх оптимальне співвідношення.

Постановка задач оптимізації полягає у визначенні геометричних параметрів та їх залежності.

В якості параметрів для вирішення задачі оптимізації обрані геометричні параметри, що наведені на рисунку 2 та таблиці 1, тобто  $H, D_1, D_2, D_3, h_m, b_m,$

$h_k, b_k, h_{sp}$  Остаточно, параметрами задачі обрано товщину постійного магніту та обмотки, діаметр внутрішнього осердя і число витків обмотки якоря:  $D_3, b_m, b_m, w.$

Для рішення задачі визначені обмеження, які поділені на категорії:

- обмеження за розмагніченням постійного магніту. Режими роботи постійного магніту обмежені мінімальною індукцією лінійної частини кривої розмагнічення. Для сплаву NdFeB індукція розмагнічування становить 0,1 Тл, тому індукція повітряного зазору  $B_\delta > 0,1$  Тл.

- обмеження за щільністю струму, який є важливим параметром, що впливає на роботу амортизатору:

$$J_w = \frac{I}{S_w} = \frac{F_{dem} \left( \frac{1}{B_{ost}} + \frac{(b_k + 2\Delta')}{\mu_0 H_c b_m} \right)}{\pi W k_z b_k h_k (D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k)} \quad (12)$$

- компоновочні обмеження. Наведені обмеження зумовлені необхідністю розміщення амортизатора у монтажному об'ємі ходової частини, а також конструкцією самого амортизатора [10], тому:

$$D_1 < 0,5 \text{ м}, H < 0,3 \text{ м}, \quad (13)$$

Обмеження, які накладаються на параметри задачі оптимізації, з урахуванням геометричних розмірів елементів конструкції (13) та кількістю витків, яка повинна бути цілою виліченою. Максимальна кількість витків обирається з урахування конструктивних обмежень та не може перевищувати 10000, а мінімальна не може бути менша за 1:

$$0,01 \text{ м} < D_3 < 0,5 \text{ м}; 0,01 \text{ м} < b_m < 0,5 \text{ м};$$

$$0,01 \text{ м} < b_m < 0,5 \text{ м}; I < W < 10000 \quad (14)$$

В якості цільових функцій для рішення задачі можливо обрати:

– затрати на створення амортизатору;

– енергію, що може рекуперувати амортизатор за час своєї роботи.

При цьому перший критерій необхідно мінімізувати, а другий максимізувати. Розглянемо обидві цільові функції.

Цільова функція затрат складається з затрат на створення конструкції амортизатору які пропорційні затратам на матеріали.

Затрати на матеріали складаються з:

$$C = C_{st} + C_c + C_{pm}, \quad (15)$$

де,  $C_{st}, C_c, C_{pm}$  – затрати на матеріали зі сталі, матеріали мідної обмотки, та постійного магніту, відповідно.

Приведений об'єм матеріалів:

$$V = \frac{C}{Z_{st}} = \frac{C_{st}}{Z_{st}} + \frac{C_c}{Z_{st}} + \frac{C_{pm}}{Z_{st}} = V_{st} + V_c k_c + V_{pm} k_{pm} \quad (16)$$

де  $Z_{st}$  – вартість 1м<sup>3</sup> сталі, що застосована у конструкції амортизатору,

$V_{st}, V_c, V_{pm}$  – об'єми сталей, обмоткової міді та постійного магніту амортизатора відповідно,

$k_c, k_{pm}$ , – коефіцієнти міді та постійного магніту, що розраховуються співвідношеннями:

$$k_c = \frac{\rho_c Z_{c1}}{\rho_{st} Z_{st1}}, k_{pm} = \frac{\rho_{pm} Z_{pm1}}{\rho_{st} Z_{st1}} \quad (17)$$

де  $\rho_c, \rho_{st}, \rho_{pm}$  – щільність міді, сталі та постійного магніту,

$Z_{c1}, Z_{st1}, Z_{pm1}$  – вартість 1кг міді, сталі та постійного магніту.

Для сучасного стану економіки вони становлять  $k_c = 5,64, k_{pm} = 47$  в.о.

Приведений об'єм матеріалів має невелике коливання відносно курсу валют, що вказує на універсальність розробленого підходу.

Об'єм сталі амортизатору:

$$V_{st} = \frac{\pi}{4} H (D_3^2 + D_1^2 - D_2^2) + \frac{\pi}{2} h_{sp} (D_2^2 - D_3^2) \quad (18)$$

Об'єм міді амортизатору:

$$V_c = \pi (D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k) b_k h_k \quad (19)$$

Об'єм постійного магніту амортизатору:

$$V_{pm} = \pi (D_3 + b_m) b_m h_m \quad (20)$$

Таким чином вираз (16) з урахуванням виразів (17-20) є першим критерієм, який обрано для вирішення задачі визначення оптимальних параметрів електромеханічного амортизатору.

Критерій, що визначає енергію, яку рекуперує амортизатор, за час роботи:

$$f = -\frac{dW_m}{dx} \quad (21)$$

де  $P_{msr}$  – середня потужність механічних коливань кувала,

$T_\Sigma$  – строк служби амортизатора,

$\eta$  – ККД амортизатору.

Перші дві складові  $P_{msr}$ ,  $T_\Sigma$  визначаються зовнішніми факторами та залежать від конструкції ходової частини ЕРС. В свою чергу ККД амортизатору визначається втратами у його конструкції та залежить від неї. Тому ККД амортизатора визначає енергію, що може рекуперувати пристрій, та може бути обрано у якості другого критерію.

Втрати у амортизаторі складаються з втрат в міді обмотки, сталі магнітопроводу та механічних втрат. Визначення двох останніх складових втрат на попередньому етапі розрахунків дуже складна задача. До того ж значення втрат у сталі є незначними тому, що змінний магнітний потік проходить лише у верхньої та нижньої спинки статора, а частота його складає 0,5–10 Гц. Це значно нижче за показників поширених електричних машин. Тому втрати у амортизаторі приблизно дорівнюють електричним втратам у обмотці

$$P_\Sigma = R_{ya} I^2 \quad (22)$$

де  $R_{ya}$  – опір обмотки амортизатора.

Потужність навантаження згідно рисунку 2 складає:

$$P_2 = R_n I^2 \quad (23)$$

де  $R_n$  – опір навантаження амортизатора.

Потужність, що перетворює амортизатор складає:

$$P_1 = P_2 + P_\Sigma \quad (24)$$

ККД амортизатора дорівнює:

$$\eta = 1 - \frac{P_\Sigma}{P_1} = 1 - \frac{R_{ya}}{R_{ya} + R_n} = 1 - \frac{R_{ya}}{R_\Sigma} \quad (25)$$

де  $R_\Sigma$  – загальний опір кола обмотки якоря, що можливо визначити виразом:

$$R_\Sigma = \frac{E_{dem}}{I} \quad (26)$$

Для визначення  $E_{dem}$  та  $I$  можливо застосувати спрощену математичну модель [11] перетворив її до виду:

$$E_{dem} = \pi \frac{D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k}{\frac{1}{B_{ost}} + \frac{(b_k + 2\Delta')}{\mu_0 H_c b_m}} V_{dem}, \quad (27)$$

$$I = \frac{F_{dem} \left( \frac{1}{B_{ost}} + \frac{(b_k + 2\Delta')}{\mu_0 H_c b_m} \right)}{\pi W (D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k)}.$$

Опір навантаження амортизатора визначається з урахуванням середньої довжини вітка, його площини та питомого опору міді:

$$R_{ya} = 1,72 \cdot 10^{-8} \pi \frac{(D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k)}{b_k h_k k_z} W^2 \quad (28)$$

Таким чином, вираз (25) з урахуванням виразів (26-28) є другим критерієм, який обрано для вирішення задачі визначення оптимальних параметрів електромеханічного амортизатору.

Задача оптимізації, що розглядається, належить до групи багатокритеріальних задач оптимізації. У якості рішення обрано два рівнозначних за перевагою критерію: приведений об'ємів матеріалів ( $V$ ), та ККД амортизатору ( $\eta$ ). Для задач такого типу згідно з [8, 12] необхідно об'єднати параметри і встановити загальний критерій:

$$f = -\frac{dW_m}{dx} \quad (29)$$

де  $k_1$ ,  $k_2$  – вагові коефіцієнти згортки параметрів.

Знак «-» у виразі вказує на врахування того факту, що другий фактор потребує максимізації.

Фізично вагові коефіцієнти повинні перевести приведений об'єм матеріалів та ККД до значень фінансових затрат. Так для сучасних цін на електротехнічну сталь та вартість електроенергії та 10 річного строку використання амортизатору вагові коефіцієнти дорівнюють:

$$k_1 = 7,87 \cdot 10^3 \text{ грн} / \text{м}^3, k_2 = 1820 \text{ грн}.$$

Для рішення задачі оптимізації широко використовуються відомі методи, наприклад як метод багатогранника що деформується [8, 9, 13, 14], де результат

рішення суттєво залежить від стартової точки. Тому оператори оптимізаційної процедури містять як детерміновані так і стохастичні компоненти, що здатні оживити пошуковий процес при завмиранні його в локальних мінімумах рельєфу цільової функції. Одним з таких методів оптимізації є метод, що використовує генетичні алгоритми [16-21].

Особливістю методу є те, що він обробляє не один параметр, а цілий набір параметрів, який структурований певним чином у вигляді ланцюжка кінцевої довжини, що по аналогії з процесами біології, називається хромосомаю. Такий метод працює не з одним рішенням, а з популяцією можливих рішень, за допомогою генетичних операторів. [15]

## II. РЕЗУЛЬТАТИ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО АМОРТИЗАТОРУ

Визначення ефективності роботи електромеханічного амортизатора залежить від показників динамічних якостей для вагонів метрополітену: плавності руху, максимального прискорення, коефіцієнтів динаміки підвищення.

Визначення показників динамічної якості проводиться за виразами.

Коефіцієнт плавності руху  $C$  по реалізаціям випадкового процесу прискорень кузова тривалістю  $t_p$  [22]:

$$C = \alpha \cdot 6,67 \sqrt{\sum_{j=1}^n \frac{t_j}{t} \left( 2 \int_{f_n}^{f_b} q_n^2(f) G_{z_{kj}}(f) df \right)} \quad (30)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт пропорційності,  $\alpha = 4,346$ ;

$$t_j - \text{тривалість } j\text{-ї реалізації, } t_p = \sum_{j=1}^n t_j ;$$

$f_n, f_b$  – відповідно нижня і верхня межі частотного діапазону вимірюваних прискорень;

$G_{z_{kj}}(f)$  – спектральна щільність  $j$ -ї реалізації процесу прискорень кузова;

$q_n(f)$  – нормована амплітудно-частотна характеристика фільтру, що коригує (апроксимація фізіологічного коефіцієнта):

$$q_n(f) = 1,15 \sqrt{\frac{1 + 0,1f^2}{(1 + 4,04f^2)((1 - 0,0364f^2) + 0,045f^2)}}$$

Коефіцієнт вертикальної динаміки кузова вагона визначається [23]:

$$k_{\delta s} = \frac{P_{\delta s} - P_{cm}}{P_{cm}}, \quad (31)$$

де  $P_{\delta s}$  – динамічна вертикальна сила, що передаються від кузова на ходові частини у центральному або буксовому підвищення,

$P_{cm}$  – статичне навантаження, що передається від кузова до ходових частин.

Для визначення коефіцієнту плавності руху використовуються методи моделювання ресорного підвищення при випадковій нерівності рейок.

Параметри розглядалися при стаціонарному, центрованому, випадковому процесах розподілу Гауса. При цьому однією з основних характеристик є спектральна щільність  $G_{\eta}(\omega)$ , яка отримана при обробці результатів динамічних випробувань вагону метрополітену моделі 81.717

Для використання в розрахунках ця спектральна щільність апроксимована аналітичним виразом, який відповідає випадковому процесу, що диференціюється:

$$G_{\eta}(\omega, v) = \frac{S_{\eta}^2}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^n \frac{a_j}{a_j \cdot v} \left\{ \exp \left[ -\frac{(\omega + \omega_j v)^2}{4\alpha_j^2 v^2} \right] + \exp \left[ -\frac{(\omega - \omega_j v)^2}{4\alpha_j^2 v^2} \right] \right\}$$

де  $S_{\eta}^2$  – дисперсія еквівалентної геометричної нерівності (за результатами випробувань було отримано  $S_{\eta}^2 = 13,01 \text{ мм}^2$ );

$\omega$  – поточне значення частоти, рад/с;

$\omega_j$  – частота  $j$ -го максимуму спектральної щільності;

$a_j$  – доля дисперсії, що доводиться на  $j$ -й максимум спектральної щільності;

$\alpha_j$  – половина ширини  $j$ -го максимуму спектральної щільності на половині його висоти.

При апроксимації отримані параметри для швидкості руху  $v = 1 \text{ м/с}$  аналітичного виразу  $G_{\eta}(\omega)$ . Синтез нерівності виконано наближеним методом ковзаючого підсумовування [24]. Де зазначено, що генерування з використанням випадкового стаціонарного процесу еквівалентної геометричної нерівності  $\eta(t)$  припускає використання датчиків псевдовипадкових чисел, що відповідає суті реалізації випадкових процесів.

В якості початкових даних для моделювання  $\eta(t)$  набувають середнього значення  $\bar{\eta}$  і її спектральної щільності  $G_{\eta}(\omega)$ . Дискретні значення  $\eta_i = \eta(t_i)$  моделюваного процесу  $\eta(t)$  ( $t_i = i \Delta t, i=0, 1, \dots$ ) формуються у вигляді ковзаючої суми:

$$\eta_i = \bar{\eta} + \sum_{j=-M}^M c_j \cdot \varepsilon_{i-j} \quad (32)$$

де  $c_j$  – вагові коефіцієнти;

$\varepsilon_j$  – незалежні випадкові величини, розподілені за законом Гауса [25-27];

$M$  – кількість вагових коефіцієнтів ( $2M=9600$ ).

Значення вагових коефіцієнтів  $c_j$

$$c_j = \frac{1}{\omega_c} \int_0^{\omega_c} [\omega_c G_{\eta}(\omega)]^{0,5} \cdot \cos \frac{j\pi\omega}{\omega_c} d\omega \quad (33)$$

де  $\omega_c$  – частота дискретизації випадкового процесу  $\eta(t)$ ;

$\Delta t$  – крок дискретизації ( $\Delta t = 0,001 \text{ с}$ ).

В результаті змодельовані реалізації нерівностей  $\eta_{пр}$  і  $\eta_{л}$  для швидкостей руху  $v = 40, 50, 60, 70, 80, 90$  і  $100$  км/год, які перекривають значення передбачуваної конструкційної швидкості  $v_k = 90$  км/год.

При цьому параметри  $\alpha_j$  і  $\beta_j$  (табл. II) перераховувалися з  $v = 1$  м/с на необхідну швидкість руху.

TABLE II. ПАРАМЕТРИ АНАЛІТИЧНОГО ВИРАЗУ СПЕКТРАЛЬНОЇ ЩІЛЬНОСТІ

Номер складової спектру	$\alpha_j$ , рад/с:м/с	$\omega_j$ , рад/с:м/с	$a_j$
1	1,0	0	0,697
2	0,0018	0,20096	0,12
3	0,002	0,25749	0,109
4	0,01	0,314	0,074

Показниками динамічних якостей досліджуваної моделі вагону метрополітену в роботі були прийняті:

1. Коефіцієнти плавності ходу  $C_1$  і  $C_2$  над першою і другою по ходу руху шворневими точками на підлозі кузова.

2. Максимальні значення прискорень кузова  $\ddot{z}_{к1}$  і  $\ddot{z}_{к2}$  відповідно в тих же точках, що і коефіцієнти плавності ходу.

3. Коефіцієнти динаміки у зв'язках кузова і рами візка, а також рами візка і колісних пар:  $K_{дц1}, K_{дц2}, K_{дц3}$  та  $K_{дц}$  – коефіцієнти динаміки в елементах центрального ступеня ресорного підвішування першого ( $K_{дц1}, K_{дц2}$ ) і другого ( $K_{дц3}, K_{дц4}$ ) за ходом руху візків;  $K_{дб1}, K_{дб2}, K_{дб3}, K_{дб4}, K_{дб5}, K_{дб6}, K_{дб7}$  і  $K_{дб8}$  – коефіцієнти динаміки в буксовому ступені ресорного підвішування першої ( $K_{дб1}, K_{дб2}, K_{дб3}$  і  $K_{дб4}$ ) і другої ( $K_{дб5}, K_{дб6}, K_{дб7}$  і  $K_{дб8}$ ) по ходу руху візків, відповідно для лівого і правого коліс однієї колісної пари.

Коефіцієнти динаміки в цій роботі визначалися як відношення максимального динамічного зусилля  $F_{дин}^{max}$  у вказаних вище елементах ресорного підвішування до його статичного значення  $F_{стат}$ .

$$K_d = \frac{F_{дин}^{max}}{F_{стат}} \quad (34)$$

Для порівняння результатів досліджень у роботі були визначені власні частоти коливань вагонів метрополітену з пружинним ресорним підвішуванням і електромеханічним амортизатором.

Для аналізу коливань прийняті початкові умови

Порівняльний аналіз результатів роботи проводився між базовою конструкцією (гідравлічний амортизатор) і моделювання режимів роботи електромеханічного амортизатора. Результати моделювання наведено на Fig. 3.

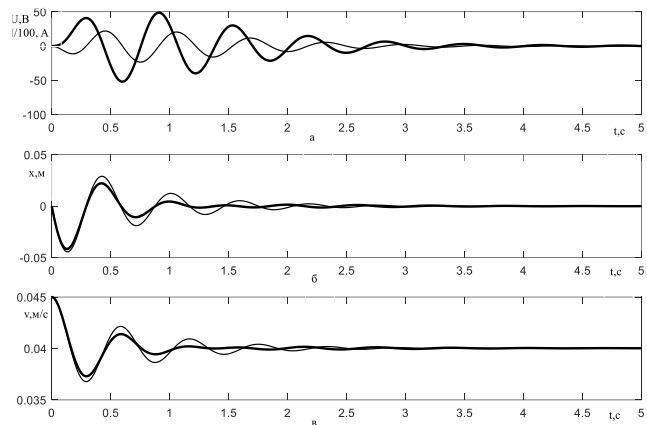


Fig. 3. Результати моделювання режимів роботи амортизатору. 1- напруга та струм амортизатора (тонка та жирна лінія відповідно), 2- переміщення якоря амортизатора базової та розробленої конструкції (тонка та жирна лінія відповідно), 3- швидкість якоря амортизатора базової та розробленої конструкції (тонка та жирна лінія відповідно).

За результатами моделювання встановлено, що максимальне по модулю значення струму складає  $0,234$  А, а напруги –  $52,9$  В. Близько  $3$  с проходить процес повного погашення коливань за  $4$  періоди.

Порівняльно з базовою конструкцією амплітуда коливань ходу якоря та його швидкості знизилась від  $13$  до  $85\%$  за перші три періоди, що свідчить про більшу ефективність роботи електромеханічного амортизатору в порівнянні з гідравлічним. Енергія, що рекуперовано, склала  $3,3$  Дж, а, що розсіяно –  $11,5$  Дж.

### III. ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз технічних рішень та розглянути особливості роботи амортизаторів ресорного підвішування візків ходової частини вагонів метро, які показали переваги та недоліки існуючих конструкції гідравлічних та фрикційних гасителів коливань.

2. Обґрунтовано вибір конструкції електромеханічного амортизатору в залежності від принципу дії та геометричного співвідношення параметрів. З використанням задач оптимізації та встановлених обмежень і критеріїв знайдені способи і методи рішення, що сприяють визначенню оптимальних електромеханічних параметрів електромеханічного амортизатору.

3. Визначена ефективність роботи електромеханічного амортизатору з урахуванням параметрів плавності ходу та впливу динамічних процесів під час експлуатації транспортного засобу. Завдяки процесів моделювання отримані результати режимів роботи електромеханічного амортизатору та визначено вплив коливань під час його роботи. Порівняльно з конструкцією гідравлічного амортизатору амплітуда коливань ходу якоря та його швидкості знизилась від  $13$  до  $85\%$  за перші три періоди, що свідчить про більшу ефективність роботи електромеханічного амортизатору. При цьому енергія, що рекуперовано, склала  $3,3$  Дж, а, що розсіяно –  $11,5$  Дж.

### ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРНИХ ДжЕРЕЛ

- [1] Гасителі коливань і амортизатори ударів рейкових екіпажів (математичні моделі) / Л.А. Манашкін, С. В. Мямлін, В. І. Приходько. – Д.: 2007. – 196 с.

- [2] Галиев И.И. Методы расчета, натурная реализация и прогнозирование виброзащитных свойств пневматического подвешивания локомотивов: Дис. на соиск. учен. степ. д.т.н./ Омск, 1985.
- [3] <http://www.ed4moo54.narod.ru/620m.htm>
- [4] 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.
- [5] Динамика вагонов электропоездов ЭР22 и ЭР200 на тележках с пневматическим подвешиванием/ А.А. Львов, Ю.С. Ромен, А.В. Кузнецов и др. – М.: Транспорт, 1970, 184 с.
- [6] Кузнецов А.В. Вагонные тележки с пневматическим подвешиванием. М., ЦИНТИАМ, 1963.
- [7] P. P. Silvester, Finite elements for electrical engineers, Cambridge University Press, 1990.
- [8] Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование: Пер. с англ / Д. Химмельблау. – М.: Мир, 1975. – 534 с.
- [9] Штойер Р. Многокритериальная оптимизация / Р. Штойер. – М.: Радио и связь, 1992. – 504 с.
- [10] ЙЕ ВИН ХАН ОСНОВАНІЕ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОРЕССОРЫ РЕССОРНОГО ПОДВЕШІВАНІЯ ДЛЯ ВАГОНА МЕТРОПОЛІТЕНА ГОРОДА ЯНГОН РЕСПУБЛІКИ М'ЯНМА 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук Москва – 2014
- [11] Павленко Т.П. Математична модель розрахунку параметрів електромеханічного амортизатора ходової частини трамваю // Н.П. Лукашова, Т.П. Павленко, Транспортні системи та технології // Зб. наук. праць. Вип. 32-33. - К.: ДУІТ, 2018. - С.76-86
- [12] Рябов Е.С. Синтез тягового реактивного индукторного двигателя с аксиальным магнитным потоком для скоростного подвижного состава / Б.Г. Любарский, В.П. Северин, Е.С. Рябов В.Л., Емельянов // Электротехника і електромеханіка.– 2010. – №6. – С. 28–30.
- [13] Реклейтис Г. Оптимизация в технике: в 2-х книгах. Книга 1: Пер. с англ. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Регсдел. – М.: Мир, 1986. – 350 с.
- [14] Реклейтис Г. Оптимизация в технике: в 2-х книгах. Книга 2: Пер. с англ. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Регсдел. – М.: Мир, 1986. – 320 с.
- [15] Лукашова Н.П. Оптимізаційне рішення гасіння коливань у ходових частинах візків міського електричного транспорту (ПЕРВАЯ СТАТЬЯ...ОДНООСІБНА)
- [16] Генетические алгоритмы / Т. В. Панченко / [Под ред. Ю. Ю. Тарасевича. – Астрахань: Издательский дом «Астраханский университет», 2007. – 88 с.
- [17] Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Д. Рутковская, М. Пилинский, Л. Рутковский. – М.: Горячая линия-Телеком, 2006. – 452 с.
- [18] Weise T. Global optimization algorithms theory and application / T. Weise. – E-Book. – 2008. – 820 p.
- [19] Back T. Evolutionary algorithms in theory and practice / T. Back. – New York: Oxford University Press, 1996. – 328 p.
- [20] M.Balaji, V.Kamaraj. Design of High Torque Density and Low Torque Ripple Switched Reluctance Machine using Genetic Algorithm // European Journal of Scientific Research, Vol.47 No.2 (2010), pp.187-196.
- [21] Satit Owatchaiphong, Nisai H. Fuengwarodsakul. Multi-Objective Based Optimization for Switched Reluctance Machines Using Fuzzy and Genetic Algorithms // PEDS, 2009, pp. 1530–1533.
- [22] Кондрашов В. М. Единые принципы исследования динамики железнодорожных экипажей в теории и эксперименте: Дис... доктора техн. наук – М., 2001. 274с.
- [23] Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)// М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996.
- [24] Савоськин А. Н. О выборе аналитического выражения для функции спектральной плотности случайных колебательных процессов // Тр. МИИТ. –1971. вып.373. с.78–85
- [25] Болотин В. В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений М.: Стройиздат, 1982. 350с.
- [26] Добрынин С. А., Фельдман М. С. Определение экспресс-оценок амплитуд случайных колебаний // Исследование динамических систем на ЭВМ.- М.: Наука, 1982. с.26–35.
- [27] Долгачев Н. И. Прогнозирование динамических качеств и оптимизация параметров рессорного подвешивания электропоездов при их вертикальных колебаниях: Автореф. дис...канд. техн. наук. М., 1987. 24с.

## Efficiency of use of electromechanical shock absorber in metro trailers

Lukashova N.

Assistant of the Department of Electric Transport  
KhNUMG them. O.H.M. Becketova  
st. Marshala Bazhanova, 17, Kharkiv, Ukraine, 61002  
Email: lukaschova.natalya@gmail.com  
Contact tel. : (097) 255 73 80

Pavlenko T.

Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of  
Electric Transport  
KhNUMG them. O.H.M. Becketova  
st. Marshala Bazhanova, 17, Kharkiv, Ukraine, 61002  
Email: tpavlenkoskp@gmail.com  
Contact tel. : 097-573 44 25

Lubarski B.

Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Electric Transport and Heat Engineering  
National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»  
st. Kirpichova, 2, Kharkiv, Ukraine, 61002  
Email: lboris1911@ukr.net  
Contact tel. : 067-993-75-69

Abstract: The analysis of technical solutions is carried out in the work and the features of the work of shock absorbers of the suspension suspension of carts of the undercarriage of subway cars are considered. The choice of design of electromechanical shock absorber based on the principle of action and geometric ratio of parameters is substantiated. Using optimization problems and set constraints, we have found ways and methods of solution that help to determine the optimal electromechanical parameters of the



---

electromechanical shock absorber. The optimization tasks under consideration are multi-criteria. Two equivalent criteria were chosen as their solution: the given volume of materials, and the efficiency of the electromechanical shock absorber. For tasks of this type, the parameters were combined and a common criterion was set. In determining the methods of parameter optimization, genetic algorithms were used to determine the operators of the optimization procedure containing both deterministic and stochastic components. This enhances the search process when it fades into the local minima of the target function relief.

Determination of the efficiency of the electromechanical shock absorber depends on the indicators of dynamic qualities for subway cars: smooth traffic, maximum acceleration, suspension coefficients. To determine such parameters, we use methods of modeling the suspension suspension, taking into account the random inequality of the rails. The parameters were considered in the Gaussian stationary, centered, random distribution processes. One of the main characteristics is the spectral density, which is obtained when processing the results of dynamic tests of the subway car model 81.717. Using simulation processes

the results of the modes of operation of the electromechanical shock absorber are obtained and the influence of vibrations during its operation is determined. Compared to the design of the hydraulic shock absorber, the oscillation amplitude of the armature stroke and its velocity decreased from 13 to 85% in the first three periods, which indicates a greater efficiency of the electromechanical shock absorber.

As a result of solving optimization problems, the optimal parameters of the electromechanical shock absorber were obtained and the efficiency of its operation in the suspension system was determined due to the parameters of smooth running and dynamic processes during the operation of the subway car.

*Keywords: chassis, electromechanical shock absorber, rail transport, oscillation dampers, pneumatic springs, efficiency.*