

КУЗИШИН, А.Я.

КОВАЛЬЧУК, В.В.

СОБОЛЕВСЬКА Ю.Г.

(Інститут механічної інженерії та транспорту, Національного університету «Львівська політехніка»)



Встановлення коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування швидкісного електропоїзда екр-1 «тарпан»

Анотація. Використовуючи просторову математичну модель динамічної поведінки швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» знайдено значення коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування. Отримано залежності коефіцієнтів вертикальної динаміки від швидкості руху при взаємодії рухомого складу з рейковою колією в прямій ділянці колії. Показано закономірності зміни коефіцієнтів вертикальної динаміки в залежності від початкового внутрішнього тиску в пневматичній системі ресорного підвішування, діаметру з'єднувального трубопроводу та об'єму додаткового резервуару.

Ключові слова: швидкісний рухомий склад, коефіцієнт вертикальної динаміки, пневматична система ресорного підвішування, рейкова колія

Вступ.

Динамічні показники та показники безпеки руху є ключовими при забезпеченні надійної та комфортної експлуатації рухомого складу залізниць [1]. Задача дослідження динамічної поведінки рухомого складу з урахуванням конструктивних особливостей його механічної частини та взаємодії з рейковою колією є складною та передбачає необхідність відповідного математичного апарату та комплексу програмних засобів.

З 2012 року на залізничному транспорті України розпочалася експлуатація швидкісних електропоїздів ЕКр-1 «Тарпан» (рис. 1) з конструктивною швидкістю до 200 км/год. Однак, через відсутність випробувальних полігонів на залізницях України, які б могли забезпечити швидкість 200 км/год., станом на 5 квітня 2013 року міжвідомча приймальна комісія Укрзалізниці дозволила експлуатацію за призначенням електропоїздів з максимальною експлуатаційною швидкістю 160 км/год.



Рис. 1. Швидкісний електропоїзд ЕКр-1 «Тарпан»

Конструктивною особливістю електропоїзда є застосування у другому ступені ресорного підвішування пневматичної системи та похилих гідравлічних гасників коливань. Характеристики цих в'язей (жорсткість та демпфування) формують

загальний рівень динамічних сил, що в кінцевому результаті визначає рівень динамічних показників та показників безпеки руху [2-3].

Основним збурювальним фактором коливальних процесів рухомого складу є взаємодія з рейковою колією, яка може мати як вертикальні, так і

горизонтальні нерівності, включаючи криву ділянку колії, стрілочний перевід, стики та ін.

Слід відзначити, що одним із способів підвищення пропускної та провізної здатності залізничного транспорту є збільшення швидкостей руху поїздів.

Як підсумок, враховуючи неможливість проведення натурних досліджень динамічної поведінки електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» при швидкостях більше 160 км/год. та необхідність збільшення пропускної та провізної здатності залізничного транспорту, актуальним постає питання у теоретичному дослідженні показників динамічної поведінки електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» при швидкісному (160-200 км/год.) та високошвидкісному (більше 200 км/год.) русі. Одним із основних динамічних показників, який дозволяє оцінити сили, що діють на кузов вагона та прискорення, які при цьому виникають в прямій ділянці залізничної колії є коефіцієнт вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування. Дослідження таких показників дозволить оцінити вплив особливостей роботи пневматичної системи ресорного підвішування, гідравлічних гасників коливань на безпеку руху електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан».

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Дослідженням динамічної поведінки рухомого складу при його взаємодії з рейковою колією при різних умовах експлуатації активно займаються науковці різних країн. Протягом останніх років розроблено цілий комплекс математичних моделей, які дозволяють оцінити динамічні показники рухомого складу.

У роботі [4] автором удосконалено математичну модель динамічної поведінки пасажирського вагона на візках типу КВЗ-ЦНИИ за рахунок встановлення параметрів варіативних відхилень гідравлічних гасників коливань в експлуатації. Використовуючи комп'ютерне моделювання, досліджено вплив технічного стану гідравлічних гасників коливань на показники динаміки пасажирського вагона. Однак пасажирський вагон такого типу не застосовує у другому ступені пневматичну систему ресорного підвішування, а його максимальна швидкість руху обмежується 160 км/год.

У роботах [5-6] авторами описано підхід до побудови комп'ютерної моделі динамічної поведінки пасажирського вагона нового покоління в програмному комплексі «Універсальний механізм». Наведена методика передбачає попередню побудову 3D-моделей деталей вагона з використанням систем автоматизованого проектування. Приведено структурний опис розробленої моделі, вихідні дані та результати перевірки її адекватності [7].

У роботі [8] на базі комп'ютерної моделі динамічної поведінки пасажирського вагона для швидкісного руху виконані розрахунки динамічних показників вагона. Встановлено, що рівень вертикальних сил між колесом та рейкою у випадку

відсутності буксових гідравлічних гасників коливань значно підвищується при швидкостях руху в діапазоні 140÷160 км/год. При цьому рівень середньоквадратичного відхилення прискорень рам візків при швидкостях руху в діапазоні 80÷220 км/год. підвищується в 2-4 рази. Значення прискорень кузова також дещо підвищуються. При відсутності гасників коливань показники плавності ходу виходять на обмеження при швидкості 140 км/год.

У праці [9] розглянуто динамічну взаємодію рухомого складу з рейковою колією на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним. Досліджено вплив відхилень геометричних параметрів ходової частини вантажних вагонів на стан колії. Проведено математичне моделювання динамічного вписування рухомого складу різних типів у криві ділянки колії.

У праці [10] наведено теоретичні основи впровадження високошвидкісного руху поїздів в Україні. Авторами розвинуто теорію розрахунків динамічної взаємодії рейкової колії з рухомим складом, а також запропоновано сучасні підходи щодо надійності роботи залізничної колії в умовах високошвидкісного руху поїздів.

У праці [11] автором виділені фактори, що є визначальними при формуванні динамічного навантаження від рухомого складу на колію в умовах швидкісного та високошвидкісного руху. Отримано залежності середньої та розрахункової вертикальної сил від швидкості руху для сучасних пасажирських поїздів. Встановлено, що основним фактором збудження динамічної складової вертикальної сили для сучасних пасажирських поїздів є коливання системи «колесо-рейка».

У праці [12] автором розглянуто особливості сприйняття навантаження елементами залізничної колії при високих швидкостях руху. Для цього була використана принципово нова модель залізничної колії, заснована на хвильовій теорії розповсюдження напружень у системі пружних тіл. На основі проведених досліджень визначено швидкості руху, при яких з'являються розглянуті динамічні ефекти у підрейковій основі, що є актуальним при встановленні відповідних значень допустимих швидкостей руху.

У праці [13] авторами запропоновано просторову нелінійну динамічну модель швидкісного поїзда при його взаємодії з гнучкою баластною колією. Перевагою даної моделі є можливість врахування впливу суміжних вагонів на динамічну поведінку швидкісного рухомого складу. Встановлено, що міжвагонні з'єднання поїзда мають важливий вплив на динамічну поведінку кузова вагона в частотному діапазоні нижче 20 Гц. Розраховано індекс комфорту Sperling в поперечному та вертикальному напрямках при різних швидкостях руху.

У праці [14] розглянуто три різні підходи щодо моделювання пневматичної системи ресорного підвішування та її впливу на динамічну поведінку

рухомого складу. Показано сили, які виникають при взаємодії «колесо-рейка».

У праці [15] авторами проведено моделювання динаміки високошвидкісного поїзда з використанням гідропневматичної підвіски як системи самокерування. Встановлено, що радіальне розташування візків в кривих ділянках залізничної колії ефективно зменшує знос системи «колесо-рейка», а також силу взаємодії гребеня колеса з боковою гранню головки рейки.

У праці [16] авторами проведено дослідження впливу нерівностей рейкової колії на комфортність руху швидкісного поїзда. Модель швидкісного рухомого складу складалась з кузова, двох візків, чотирьох колісних пар та елементів ресорного підвішування. Встановлено, що комфортність руху пасажирів є більш чутливою до жорсткості вертикальної підвіски другого ступеня, а ніж до інших параметрів підвіски. Однак, у праці не досліджувались динамічні показники, які при цьому виникають та вплив на ці показники роботи пневматичної системи ресорного підвішування.

У працях [17-18] авторами проведено оптимізацію параметрів підвіски візків високошвидкісного поїзда при різних ступенях зносу «колесо-рейка». При цьому, основна увага приділялась механізму адаптивної стабілізації рухомого складу з частотно-залежною жорсткістю демпфера поперечної стійкості. Однак, параметри пневматичної системи ресорного підвішування не досліджувались.

Також авторами роботи [19] розроблено підхід до оптимізації параметрів підвіски рейкового транспортного засобу на основі моделі віртуального прототипу Kriging.

У праці [20] проведено дослідження динамічної поведінки рухомого складу, враховуючи різні профілі коліс, профілі рейок, їх нахил (1/40 та 1/20) та ширини колії (1520 мм та 1435 мм). Дослідження проводились на повномасштабній роликівій установці, яка дозволяє подавати збудження колії на кожне колесо при швидкості до 600 км/год. Провівши чисельне моделювання встановлено, що динаміка рухомого складу, включаючи критичну швидкість та індекс Сперлінга, є досить близькою на стандартній та широкій колії, що було підтверджено під час лабораторних випробувань.

Проведений аналіз науково-дослідних праць [4–20] показує, що питанням дослідження динамічної поведінки рухомого складу при взаємодії з рейковою колією приділяється особлива увага. В першу чергу, це пов'язано із необхідністю визначення оптимальних умов експлуатації та забезпечення безпеки руху. Однак дослідження проводяться без урахування особливостей роботи пневматичної системи ресорного підвішування та впливу її основних параметрів на динамічні показники рухомого складу.

З огляду на це в даній роботі, проведено теоретичні дослідження динамічних показників

швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан», а саме коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування в умовах швидкісного та високошвидкісного руху. При цьому враховується змінність основних параметрів пневматичної системи ресорного підвішування, що дозволить оцінити вплив таких змін на динамічні показники рухомого складу.

Визначення мети та завдання дослідження.

Метою роботи є встановлення закономірностей зміни коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» в залежності від основних параметрів пневматичної системи ресорного підвішування в умовах прямолінійного швидкісного та високошвидкісного руху.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Встановити закономірності зміни коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» від швидкості руху в прямій ділянці залізничної колії.

2. Оцінити вплив основних параметрів пневматичної системи ресорного підвішування на коефіцієнти вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан».

Основна частина дослідження.

При русі рухомого складу рейковою колією виникають вертикальні та горизонтальні коливання елементів рухомого складу (кузов, рама візка, колісна пара тощо). При цьому, основною задачею є підтримання в допустимих межах динамічних показників та показників безпеки руху рухомого складу. До динамічних показників відносяться: максимальні прискорення кузова, коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки. До показників безпеки руху: плавність руху, стійкість колеса від сходу з рейки та ін.

В залежності від конструктивних особливостей рухомого складу, його ресорне підвішування може бути одноступеневим або двоступеневим.

Швидкісний електропоїзд ЕКр-1 «Тарпан» має два ступеня ресорного підвішування: перший ступінь – між колісною парою та рамою візка, що включає комплект витих циліндричних пружин, гідравлічні гасники коливань; другий ступінь – між кузовом та рамою візка, що включає пневматичну систему ресорного підвішування, похилі гідравлічні гасники коливань.

Отже, для визначення коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан», використаємо просторову математичну модель, яка складається із 54 диференціальних рівнянь другого порядку [21].

Головною задачею при складанні просторової математичної моделі є визначення реакцій, що виникають між елементами конструкції рухомого

складу внаслідок коливань, викликаних взаємодією коліс з рейковою колією.

Для опису реакції пневматичної ресори, що використовується у другому ступені ресорного підвішування, використано термодинамічну модель [2] з урахуванням геометричних параметрів з'єднувального трубопроводу, втрати напору внаслідок перетікання повітря між пневматичною ресорою та додатковим резервуаром, теплообміну з навколишнім середовищем.

Рівняння для знаходження зміни внутрішнього тиску в пневматичній системі ресорного підвішування має вигляд:

$$\dot{P}(t) = -\dot{h}(t) \frac{P(t)}{h(t)} + \dot{m}(t) \frac{RT(t)}{h(t)A_1} + \dot{T}(t) \frac{m(t)R}{h(t)A_1} \quad (1)$$

де m – маса повітря, кг;
 R – універсальна газова стала, Дж/(кг·К);
 h – поточна висота пневматичної ресори, м.
 A_1 – ефективна площа пневматичної ресори, м²;
 P, V, T – тиск, об'єм та температура робочого тіла пневматичної ресори, Па; м³; К, відповідно.

Отже, вертикальна реакція пневматичної ресори має вигляд:

$$R_j = A_j \cdot P_j \quad (2)$$

де A_j – ефективна площа j -ої пневматичної ресори;
 P_j – внутрішній тиск j -ої пневматичної ресори.

При знаходженні реакції гідравлічного гасника коливань приймалось, що реакція пропорційна швидкості переміщення штоку:

$$P_{Гj} = \beta \cdot \dot{v}_{Гj} \quad (3)$$

де β – коефіцієнт демпфування гідравлічного гасника коливань;

$v_{Гj}$ – швидкість переміщення штоку j -ого гідравлічного гасника коливань.

Внаслідок похилого розташування гідравлічних гасників коливань винос, швидкість переміщення штоку знаходиться:

$$v_{Гj} = v_{zj} \cdot \sin \alpha_j - v_{yj} \cdot \cos \alpha_j \quad (4)$$

де v_{zj}, v_{yj} – швидкості відносних переміщень кузова і рами візка;

α_j – кут нахилу j -ого гідравлічного гасника коливань.

При взаємодії колеса з рейкою в точці їх контакту виникають поздовжні та поперечні реакції, які описуються за допомогою теорії крипа.

Отже, маючи реакції, що виникають між конструктивними елементами рухомого складу та розв'язуючи диференціальні рівняння руху, коефіцієнти вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування можна визначити через величини сил, які виникають в комплекті ресорного підвішування:

$$k_{д}^B = \frac{F_{д}^B}{F_{ст}^B} \quad (4)$$

де $F_{д}^B, F_{ст}^B$ – вертикальна динамічна добавка та статична сила, що виникають в комплекті ресорного підвішування.

Таким чином, застосовуючи математичну модель взаємодії рухомого складу з рейковою колією, встановимо значення коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування в залежності від швидкості руху та основних параметрів пневматичної системи ресорного підвішування.

Результати досліджень. Інтегрування системи диференціальних рівнянь руху та визначення коефіцієнтів вертикальної динаміки виконувалося за допомогою програмного комплексу Matlab. Було встановлено закономірності зміни коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» від швидкості руху та параметрів пневматичної системи ресорного підвішування (рис. 2-3). При цьому рух розглядався прямолінійним, а параметри пневматичної системи ресорного підвішування змінювались в межах: діаметр з'єднувального трубопроводу 25÷35 мм, початковий тиск в пневматичній ресорі $5 \cdot 10^5 \div 7 \cdot 10^5$ Н/м², об'єм додаткового резервуару 0,03÷0,06 м³. В якості кінематичного збурення приймалися нерівності рейкової колії, які задавалися у вигляді синусоїди з довжиною хвилі 10 м та амплітудою 15 мм.

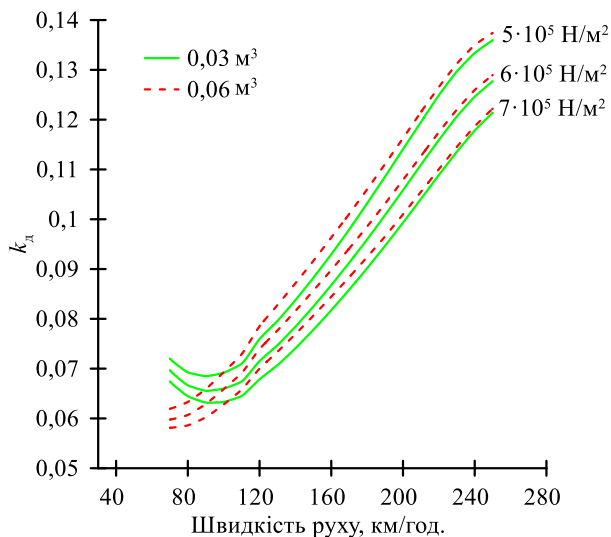


Рис. 2. Залежність коефіцієнта вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» від швидкості руху при діаметрі з'єднувального трубопроводу 25 мм

Аналіз рис. 2-3 показує, що залежність коефіцієнта вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування від швидкості руху є нелінійною.

Встановлено, що збільшення початкового внутрішнього тиску в пневматичній системі ресорного підвішування призводить до зменшення коефіцієнту динаміки.

Слід відмітити, що тиск в ресорі в умовах експлуатації автоматично збільшується внаслідок зростання ваги кузова для підтримки сталого рівня підлоги вагона. Тому більшим значенням тиску відповідає більше статичне навантаження, що приводить до зменшення коефіцієнта динаміки. При збільшенні швидкості руху різниця коефіцієнтів вертикальної динаміки при різних значеннях внутрішнього тиску зростає. Максимальне значення різниці при діаметрі з'єднувального трубопроводу 25 мм складає 10,7% при швидкості 250 км/год. та об'ємі додаткового резервуару 0,03 м³ та 11,1% при швидкості 250 км/год. та об'ємі 0,06 м³. При діаметрі 35 мм така різниця складає 8,8% та 9,9% відповідно.

Значний вплив на характер зміни коефіцієнта вертикальної динаміки має швидкість руху електропоїзда, яка безпосередньо пов'язана з частотою збурення. Як видно з рис. 2, при швидкостях руху до 100 км/год коефіцієнт динаміки спадає, а потім стрімко зростає. На ділянці зростання коефіцієнта (при швидкостях 100-250 км/год) значення коефіцієнта динаміки практично не залежать від об'єму додаткового резервуару, розбіжність знаходиться в межах від 1,1 до 3,27%. На нашу думку це пов'язано з тим, що при досягненні певної частоти збурення перетікання повітря між ресорою та додатковим резервуаром зменшується і додатковий резервуар практично не бере участі у роботі системи. Жорсткість

ресори досягає майже сталого рівня, так званої «динамічної жорсткості», яка при збільшенні частоти практично не змінюється [22-23]. При швидкостях менше 100 км/год відбувається інтенсивний обмін повітрям між ресорою та додатковим резервуаром і тоді об'єм додаткового резервуару додається до об'єму пневматичної ресори. При більшому об'ємі додаткового резервуару жорсткість системи стає меншою, що приводить до зменшення динамічних навантажень, отже і коефіцієнта вертикальної динаміки.

Аналогічна картина спостерігається при діаметрі з'єднувального трубопроводу 35мм (рис.3). Але за рахунок збільшення діаметру трубопроводу «динамічна жорсткість» пневматичної ресори досягається при вищій частоті збурення, яка відповідає швидкості руху електропоїзда 170-200 км/год. При швидкості 120 км/год коефіцієнт динаміки для пневматичних ресор з різними об'ємами додаткових резервуарів відрізняється суттєво: при тиску $5 \cdot 10^5$ Н/м² – на 19,52%; при тиску $6 \cdot 10^5$ Н/м² – на 19,38% та при тиску $7 \cdot 10^5$ Н/м² – на 19,46%.

В усіх розглянутих випадках спостерігається частота збурення, при якій коефіцієнт вертикальної динаміки є мінімальним.

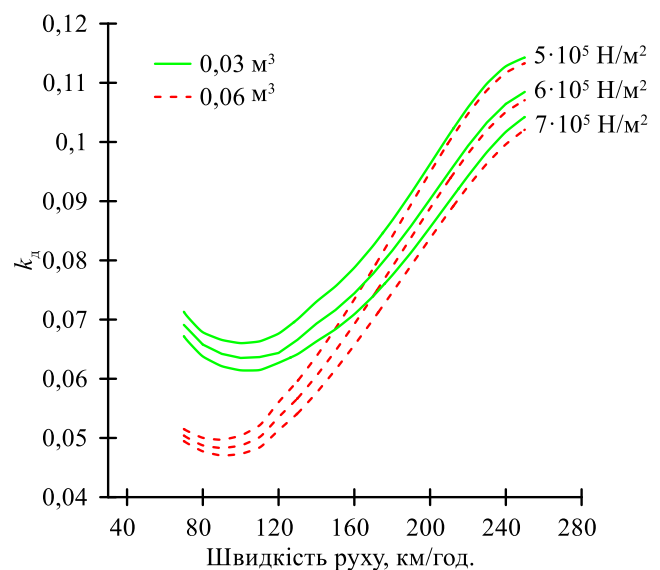


Рис. 3. Залежність коефіцієнта вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» від швидкості руху при діаметрі з'єднувального трубопроводу 35 мм

Встановимо область зміни коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» в умовах його прямолінійного швидкісного та високошвидкісного руху при зміні початкового тиску в пневматичній системі ресорного підвішування в діапазоні $5 \cdot 10^5 \div 7 \cdot 10^5$ Н/м², діаметру з'єднувального трубопроводу 25÷35 мм, об'єму додаткового резервуару 0,03÷0,06 м³ (рис. 4).

Як показує розрахунок, коефіцієнти змінюються в межах $0,051 \div 0,137$.

Перевірка адекватності отриманих теоретичних результатів відбувалась за рахунок їх співставлення з діапазоном зміни коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування, які було отримано в ході проведення динамічних випробувань електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан». Максимальні значення коефіцієнтів вертикальної динаміки другої ступені ресорного підвішування, які отримано у результаті випробувань

знаходяться в межах $0,10 \div 0,11$. При цьому, отримані теоретичні значення коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування при швидкості руху 160 км/год. знаходяться в межах $0,068 \div 0,097$. Це говорить про достатню збіжність результатів, враховуючи багатофакторний вплив параметрів пневматичної системи ресорного підвішування та умов взаємодії рухомого складу з рейковою колією.

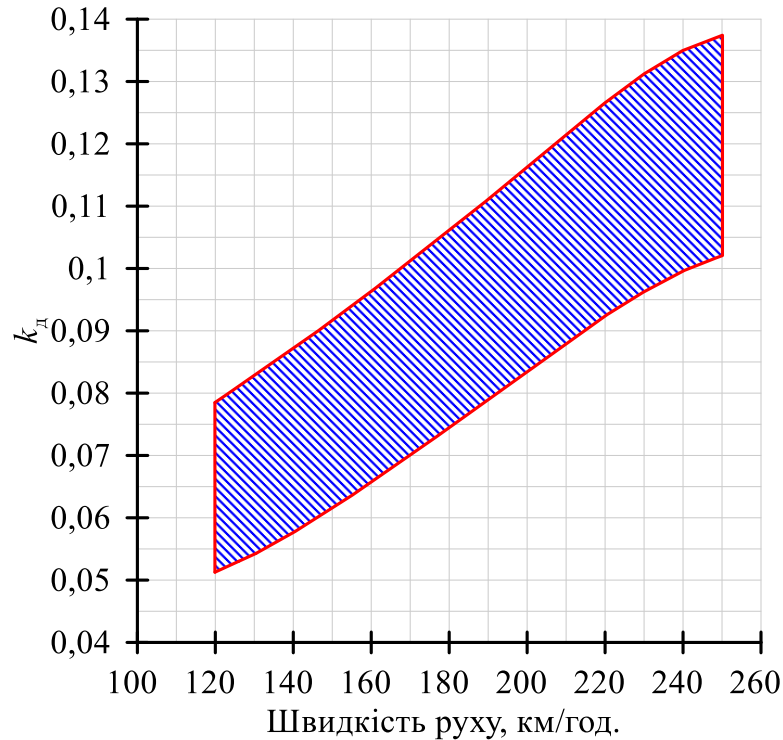


Рис. 4. Область зміни коефіцієнта вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан»

На основі отриманих результатів в подальшому можна оцінити динамічну поведінку другого ступеня ресорного підвішування та ще на етапі проектування швидкісного рухомого складу та встановлювати умови експлуатації, при яких забезпечується допустимий рівень динамічних показників та показників безпеки руху.

Висновки.

Застосовуючи просторову математичну модель швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан», встановлено коефіцієнти вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування в умовах швидкісного (160-200 км/год.) та високошвидкісного (більше 200 км/год.) прямолінійного руху.

Встановлено, що збільшення початкового внутрішнього тиску в пневматичній системі з $5 \cdot 10^5$ Н/м² до $7 \cdot 10^5$ Н/м² призводить до зменшення коефіцієнтів вертикальної динаміки. Максимальна різниця складає 11,1%, що спостерігається при діаметрі

з'єднувального трубопроводу 25 мм та швидкості 250 км/год.

Відзначено, що об'єм додаткового резервуару значно впливає на коефіцієнт динаміки при швидкості руху електропоїзда, меншій 100 км/год для діаметра з'єднувального трубопроводу 25 мм та менше 200 км/год для діаметру трубопроводу 35 мм.

Показано, що на залежностях коефіцієнта вертикальної динаміки від швидкості руху в розглянутому діапазоні швидкостей спостерігається точка мінімуму.

Побудовано область зміни коефіцієнтів вертикальної динаміки другого ступеня ресорного підвішування електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» при різних параметрах пневматичної системи ресорного підвішування та швидкостях руху.

Список використаних джерел

1. Kuzyshyn A., Batig A., Kostritsa S., Sobolevska J., Kovalchuk V., Dovhanyuk S., Voznyak O. Research of safety indicators of diesel train movement with

- two-stage spring suspension. *BulTrans 2018: 10th Intern. Sci. Conf. on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies*. 2018. 234. P. 1–6. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823405003>.
2. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sysyn M., Sobolevska Y. Influence of the geometric parameters of the connecting pipeline on the stiffness and damping of the pneumatic spring suspension at high-speed rolling stock. *Vehicle System Dynamics*, 2024. P. 1–22. <https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2425022>
 3. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sobolevska Y., Royko Y., Kravets I. Determining the effect of additional tank volume and air pressure in the spring on the dynamic indicators of a pneumatic system of spring suspension in high-speed railroad rolling stock. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2024. 3/7 (129). P. 47–62. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.304051>
 4. Щербина Ю. В. Поліпшення експлуатаційних показників гідравлічних демпферів пасажирських вагонів шляхом удосконалення їх конструкції [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Щербина Юрій Володимирович; Держ. ун-т інфраструктури та технологій. – Київ, 2018. – 198 с.
 5. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Базова комп'ютерна модель просторової динаміки пасажирського вагона для швидкісного руху // *Залізничний трансп. України*. – 2012. – №6. – С.55–58.
 6. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Розробка моделі пасажирського вагона для досліджень динаміки в програмному комплексі «Універсальний механізм» // *Зб. наук. пр. КУЕТТ. Сер. «Транспортні системи і технології»*, Т.12. – К.: КУЕТТ, 2007. – С.75–82.
 7. Cherniak H. Yu., Shcherbyna Yu. V. Principles of building of computer model of passenger cars dynamics for high-speed movement // *Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry»*, №2. 2017. – P. 38–44.
 8. Щербина Ю.В. Дослідження динамічних якостей пасажирського вагона при зміні конструктивної схеми розміщення системи демпфірування засобами комп'ютерного моделювання // *Зб. наук. пр. ДЕТУТ Сер. «Транспортні системи і технології»*, Вип.29. – К.: ДЕТУТ, 2016. – С.218–227.
 9. Ткаченко В. Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним: монографія / В. Ткаченко, С. Сапронова, Н. Брайковська, В. Твердомед. – Вінниця: ГО «Європейська наукова платформа», 2021. – 240 с.
 10. Теоретичні основи впровадження високошвидкісного руху поїздів в Україні [Текст]: монографія М. Б. Курган, Д. М. Курган; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро, 2016. – 283 с.
 11. Курган Д. М. Визначення динамічного навантаження від колеса на рейку для швидкісних поїздів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту*. 2015. № 3 (57). С. 118–128. doi: 10.15802/stp2015/46069.
 12. Kurhan D. M. Features of perception of loading elements of the railway track at high speeds of the movement. *Science and Transport Progress*, 2(56), 136–145. <https://doi.org/10.15802/stp2015/42172>
 13. Ling L., Xiao Xb., Xiong Jy. et al. A 3D model for coupling dynamics analysis of high-speed train/track system. *J. Zhejiang Univ. Sci. A*. 2014. 15. P. 964–983. <https://doi.org/10.1631/jzus.A1400192>
 14. Pellegrini C., Gherardi F., Spinelli D., Saporito G., Romani M. Wheel–rail dynamic of DMU IC4 car for DSB: modeling of the secondary air springs and effects on calculation results. *Vehicle System Dynamics*, 2006. 44(sup1), 433–442. <https://doi.org/10.1080/00423110600872960>
 15. Luo R., Liu C. Dynamics simulation of the high-speed train using interconnected hydro-pneumatic suspension as a self-steering system. *Vehicle System Dynamics*, 2021. 60(6), 2055–2074. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1892156>
 16. Xiao X., Xu H., Yang Y., Chen P., Hu Q. Analysis of the influence of track irregularity on high-speed train ride comfort. *Vehicle System Dynamics*, 2023. 62(7), 1658–1685. <https://doi.org/10.1080/00423114.2023.2250888>
 17. Chen X., Yao Y., Shen L., Zhang X. Multi-objective optimization of high-speed train suspension parameters for improving hunting stability. *International Journal of Rail Transportation*, (2021). 10(2), 159–176. <https://doi.org/10.1080/23248378.2021.1904444>
 18. Yao Y., Chen X., Li H., Li G. Suspension parameters design for robust and adaptive lateral stability of high-speed train. *Vehicle System Dynamics*, 2022. 61(4), 943–967. <https://doi.org/10.1080/00423114.2022.2062012>
 19. Yang Y, Zeng W, Qiu W, Wang T. Optimization of the suspension parameters of a rail vehicle based on a virtual prototype Kriging surrogate model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2016. 230(8). 1890–1898. doi:10.1177/0954409715617213
 20. Shi H., Gan F., Li F., Guo J. Numerical and experimental investigation of the wheel/rail interaction and dynamics for a high-speed gauge-changeable railway vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 2021. 60(9), 3198–3214. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1942506>
 21. Кузишин А. Я., Ковальчук В. В., Соболєвська Ю. Г. Просторова математична модель динамічної

поведінки сучасного рухомого складу в умовах швидкісного руху. *Наука та прозпек транспорту*. 2024. № 4(108). С. 55–66. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2024/318409>.

22. Berg M. A Three-Dimensional Airspring Model with Friction and Orifice Damping. *Vehicle System Dynamics*, 1999. 33(1), 528–539. <https://doi.org/10.1080/00423114.1999.12063109>
23. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Stankevych V., Hilevych V. Determining patterns in the influence of the geometrical parameters of the connecting pipeline on the dynamic parameters of the pneumatic spring of railroad rolling stock. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023. 1/7 (121), 57–65. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.274180>

Ph.D. A. Kuzyshyn, Doctor of Technical Sciences V. Kovalchuk, Candidate of Science Yu. Sobolevska

ESTABLISHMENT OF THE COEFFICIENTS OF VERTICAL DYNAMICS OF THE SECOND STAGE OF SPRING SUSPENSION OF THE HIGH-SPEED ELECTRIC TRAIN EKR-1 «TARPAN»

Abstract. Using the spatial mathematical model of the dynamic behavior of the high-speed electric train EKR-1 “Tarpan”, the values of the coefficients of vertical dynamics of the second stage of the spring suspension were found. The dependences of the vertical dynamics coefficients on the speed of movement at the interaction of the rolling stock with the rail track in a straight section with a kinematic disturbance are obtained. It was found that the dependence of the coefficient of vertical dynamics of the second stage of the spring suspension on the speed is nonlinear. It is shown that an increase in the internal pressure in the pneumatic spring suspension system leads to a decrease in the coefficients of vertical dynamics. When determining the effect of the volume of an additional reservoir on the coefficients of vertical dynamics, the main attention should be paid to the diameter of the connecting pipeline and the speed of movement. With a connecting pipe diameter of 25 mm, a change in volume in the range of 30–60 liters results in a slight effect not exceeding 3.27% over the entire range of travel speeds. However, with a connecting pipe diameter of 35 mm, a change in the volume of the additional tank in the range of 120–180 km/h leads to a significant impact on the vertical dynamics coefficients, the maximum percentage value of which is 19.52%. At travel speeds over 180 km/h, the effect of changing the volume of the additional tank decreases and is no more than 2.71%.

The areas of change in the coefficients of vertical dynamics of the second stage of spring suspension at a diameter of the connecting pipeline of 25–35 mm, a volume of the additional reservoir of 30–60 liters, and an initial internal pressure in the pneumatic system of spring suspension of $5 \cdot 10^5$ – $7 \cdot 10^5$ N/m². were determined. At an internal pressure of $5 \cdot 10^5$ N/m², the coefficients vary within

the range of $0.056 \div 0.137$; at a pressure of $6 \cdot 10^5$ N/m² - $0.053 \div 0.129$, at a pressure of $7 \cdot 10^5$ N/m² - $0.051 \div 0.122$.

Keywords: high-speed rolling stock, vertical dynamics coefficient, pneumatic spring suspension system, rail track.

Кузишин Андрій Ярославович, доктор філософії, доцент, доцент кафедри «Залізничний транспорт», Інститут механічної інженерії та транспорту, Національного університету «Львівська політехніка». ORCID 0000-0002-3012-5395. Тел.: +38(098)116-99-47. E-mail: andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua

Ковальчук Віталій Володимирович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри «Залізничний транспорт», Інститут механічної інженерії та транспорту, Національного університету «Львівська політехніка». ORCID 0000-0003-4350-1756. Тел.: +38(097)223-72-43. E-mail: vitalii.v.kovalchuk@lpnu.ua

Соболевська Юлія Генріхівна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Залізничний транспорт», Інститут механічної інженерії та транспорту, Національного університету «Львівська політехніка». ORCID 0000-0002-8087-2014. Тел.: +38(063)848-11-97. E-mail: yuliia.h.sobolevska@lpnu.ua