

**І. В. Ночніченко, к.т.н., старший викладач,
О. С. Галецький, к.т.н., старший викладач**

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПОРШНЕВОМУ КЛАПАННО-ДРОСЕЛЬНОМУ ВУЗЛІ ЗАЛІЗНИЧНОГО ДЕМПФЕРА

Зростання швидкостей руху, потреба в підвищенні надійності і комфортності сучасного залізничного транспорту вимагають подальшого вдосконалення його елементної бази. В значній мірі це відноситься до пристроїв системи підресорювання, зокрема, гасителів коливань.

В даний час в підресорених вузлах залізничного транспорту найбільшого розповсюдження набули нерегульовані гідравлічні демпфери. Принцип дії їх полягає в послідовному переміщенні в'язкої рідини поршнем через дросельні канали з великим гідравлічним опором, в результаті чого відбувається дисипація механічної енергії з подальшим її розсіюванням в навколишнє середовище. Підвищення вимог до комфорту і безпеки руху ставить необхідність збільшення ресурсу та не змінність робочих характеристик в змінних експлуатаційних умовах. Незважаючи на свою ефективність, такі гасителі мають ряд недоліків, найбільш суттєві з яких є складність конструкції, обумовлену наявністю клапанних пристроїв, а також неможливість в автоматичному режимі змінювати параметри демпфірування залежно від режиму роботи та умов експлуатації. Одним з недоліків є зміна зусилля опору в змінних умовах експлуатації, а конкретно змін в'язкості робочої рідини [1]. Це призводить до погіршення функціональних можливостей гасителів коливань та в деяких випадках виникнення аварійних ситуацій.

Тому на першому етапі являється актуальною задачею дослідити структуру потоку рідини в умовах зміни температури. На підставі проведених аналітичних досліджень з метою спрощення розрахунків вищевказаних параметрів демпферів з різними конструктивними параметрами, а також аналізу отриманих результатів на першому етапі, запропоновано дослідити дросельні вузли які набули найбільшого розповсюдження в складі рухомого складу Укрзалізниці.

Загальний вигляд дослідних зразків вузлів наведено на рисунок 1, а дослідження елемента проводилося у складі демпферного пристрою рисунок 2.

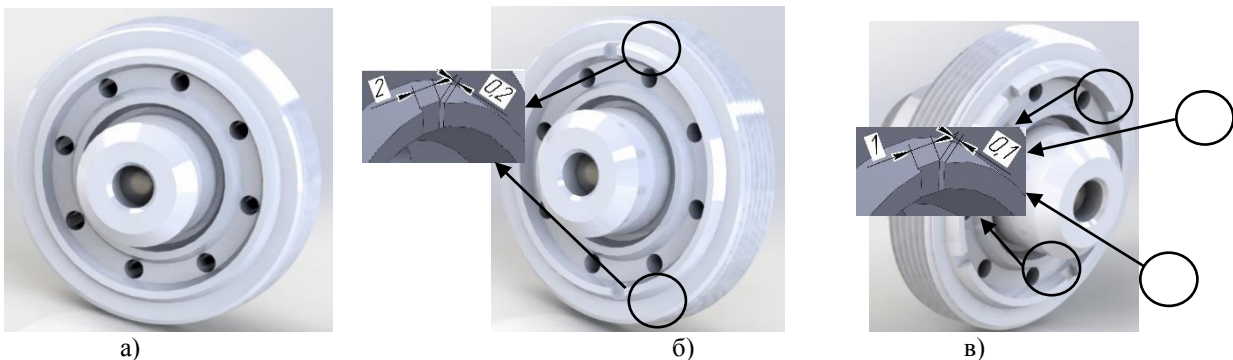


Рисунок 1 – Дросельний вузол демпферного пристрою:
а – без дросельних вікон; б – з двома дросельними вікнами; в – з чотирма дросельними вікнами

Дослідження проводилося для режиму стиснення в декілька етапів. Перший етап – це дослідження дросельного вузла без дросельних вікон рисунок 1 а, другий етап дослідження з двома дросельними вікнами рисунок 1 б і третій етап дослідження вузла з чотирма дросельними вікнами рисунок 1 в. Кожен з етапів проводився для наступних параметрів: перепад тиску між поршневою та штоковою камерами $\Delta p = 5 \cdot 10^4 \text{ Па}$ та $\Delta p = 2 \cdot 10^6 \text{ Па}$; зазор між дросельним вузлом та тарілчастим клапаном $x = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ та $x = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; початкова температура робочої рідини відповідала температурі навколишнього середовища і змінювалася в межах 253,2...333,2 К; робоча рідина АМГ-10. Дослідження проведені для режиму «стиснення», а особливістю проведення дослідження є те, що фіксувалася температура робочої рідини після повного спрацювання демпферного пристрою.

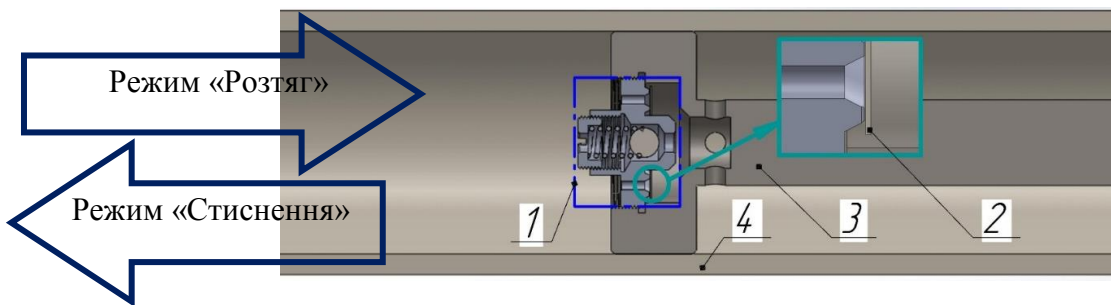


Рисунок 2 – Твердотіла модель демпферного пристрою:
1 – дросельний вузол; 2 – тарілчастий клапан; 3 – шток-поршень демпферу; 4 – гільза

При дослідженні контролювалися наступні значення: зміна температури робочої рідини безпосередньо на виході з дросельного вузла, перепад тиску на дросельних елементах та швидкість потоку робочої рідини.

Наприклад при заданих параметрах: перепад тиску між поршневою та штоковою камерами $\Delta p = 2 \cdot 10^6 \text{ Па}$; зазор між дросельним вузлом та тарілчастим клапаном $x = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; початкова температура робочої рідини $T = 293,15 \text{ К}$. Отримали наступні результати: тиск в дросельних каналах падає до $6 \cdot 10^{-4} \text{ Па}$ рисунок 3; максимальна швидкість потоку робочої рідини 8,6 м/с рисунок 4; в заданому режимі роботи демпферного пристрою встановлено, що підчас одноразового спрацювання температура робочої рідини збільшується на 1,43 К рисунок 5.

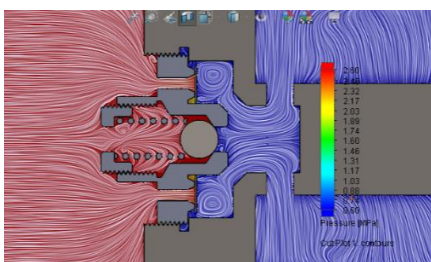


Рисунок 3 – Розподіл тиску у повздовжньому перерізі демпферного пристрою при використанні дросельного вузла без дросельних вікон

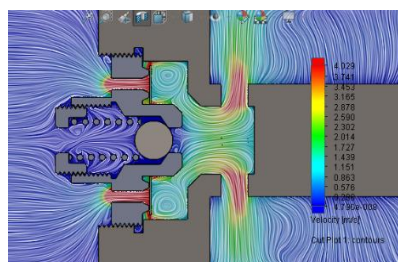


Рисунок 4 – Розподіл швидкості руху потоку рідини у повздовжньому перерізі демпферного пристрою при використанні дросельного вузла без дросельних вікон

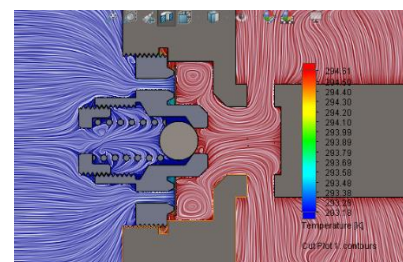


Рисунок 5 – Розподіл температури робочої рідини у повздовжньому перерізі демпферного пристрою при використанні дросельного вузла без дросельних вікон

(перепад тиску $\Delta p = 2 \cdot 10^6 \text{ Па}$; зазор між дросельним вузлом та тарілчастим клапаном $x = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; початкова температура робочої рідини $T = 293,15 \text{ К}$)

Для вузла з двома дросельними вікнами при ході стиснення маємо наступну зміну параметрів: тиск в дросельних каналах падає до $58 \cdot 10^{-4}$ Па рисунок 6, максимальна швидкість потоку робочої рідини 5,7 м/с рисунок 7, а в заданому режимі роботи демпферного пристрою встановлено, що підчас одноразового спрацювання температура робочої рідини збільшується на 1,4 К рисунок 8.

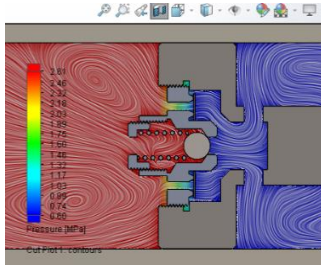


Рисунок 6 – Розподіл тиску у повздовжньому перерізі демпферного пристрою

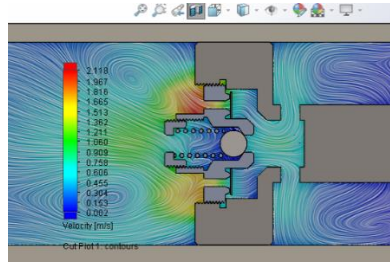


Рисунок 7 – Розподіл швидкості руху потоку рідини у повздовжньому перерізі демпферного пристрою

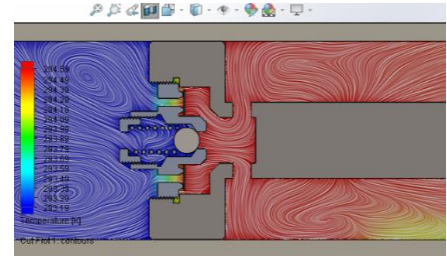


Рисунок 8 – Розподіл температури робочої рідини у повздовжньому перерізі демпферного пристрою

(перепад тиску $\Delta p = 2 \cdot 10^6$ Па; зазор між дросельним вузлом та тарілчастим клапаном $x = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м; початкова температура робочої рідини $T = 293,15$ К)

Так з даних результатів видно, що при збільшенні площі поперечного перерізу на величину $0,8 \text{ мм}^2$ (з $6,28$ до $7,08 \text{ мм}^2$), спостерігається більш різке зниження швидкості робочої рідини в дросельному каналі, що в свою чергу призводить до підвищення тиску і в результаті чого зменшується ймовірність спіювання робочої рідини та кавітації.

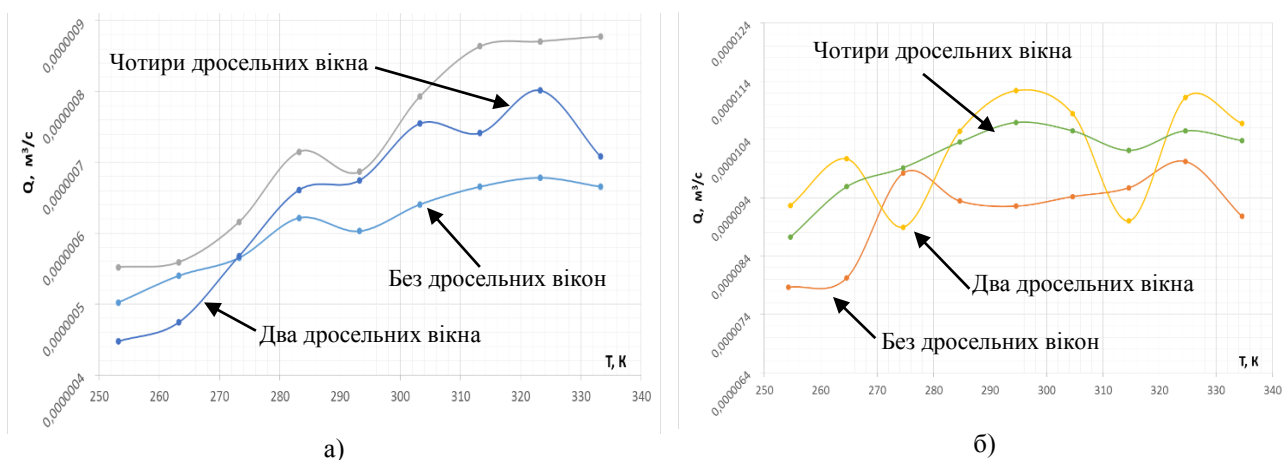


Рисунок 9 – Залежність витрати робочої рідини через дросельний вузол від температури робочої рідини при перепаді тиску $0,5 \text{ МПа}$ (а) та при перепаді тиску 2 МПа (б)

Проведені дослідження дозволили встановити, що більш раціональним типом дросельного вузла демпферного пристрою є вузол з чотирма дросельними вікнами рис. 9.

Висновки. Отримані результати дали змогу оцінити робочі процеси, що відбуваються у демпферному пристрої з використанням різних типів дросельних вузлів, при різних режимах експлуатації.

Література

1. Ночніченко І. В. Гідравлічний амортизатор з автоматичною стабілізацією характеристик у змінних умовах експлуатації / І. В. Ночніченко // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук : КрНУ, 2014. – Вип. 3(86). – С. 117–125.