

УДК 629.11.012.

РОБОЧА ДІАГРАМА ТА ХАРАКТЕРИСТИКА ГІДРАВЛІЧНОГО РЕЛАКСАЦІЙНОГО АМОРТИЗАТОРА

**І.І. Сидоренко, проф., д.т.н., С.І. Робу, спеціаліст,
Одеський національний політехнічний університет**

**В.П. Волков, проф., д.т.н.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет**

Анотація. Проведено дослідження щодо розрахунку робочих діаграм та характеристик гідравлічного релаксаційного амортизатора з розширеною механічною структурою.

Ключові слова: гідравлічний релаксаційний амортизатор, додаткова механічна структура, робочі діаграми і характеристики.

РАБОЧАЯ ДИАГРАММА И ХАРАКТЕРИСТИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЛАКСАЦИОННОГО АМОРТИЗАТОРА

**И.И. Сидоренко, проф., д.т.н., С.И. Робу, специалист,
Одесский национальный политехнический университет**

**В.П. Волков, проф., д.т.н.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет**

Аннотация. Проведено исследование по расчету рабочих диаграмм и характеристик гидравлического релаксационного амортизатора с расширенной механической структурой.

Ключевые слова: гидравлический релаксационный амортизатор, дополнительная механическая структура, рабочие диаграммы и характеристики.

WORKING CHART AND THE FEATURES OF THE HYDRAULIC RELAXATION SHOCK ABSORBER

**I. Sidorenko, Prof., D. Sc. (Eng.), S. Robu, Exp.,
Odessa National Polytechnic University,**

**V. Volkov, Prof., D. Sc. (Eng.),
Kharkiv National Automobile and Highway University**

Abstract. A study on the calculation of working diagrams and features of the hydraulic relaxation shock absorber with enhanced mechanical structure, which represents a fundamentally new design is presented in this paper.

Key words: hydraulic relaxation shock absorber, additional mechanical structure, working diagrams and specifications.

Вступ

У сучасному машинобудуванні існує велика кількість конструкцій амортизаторів з можливістю регулювання характеристик демпфювання, які називають релаксаційними. В

основному використовуються чотири способи регулювання: механічний, електро-механічний, гідромеханічний і електромагнітний. Перший спосіб реалізується в амортизаторах, які являють собою пасивні механічні системи, завдяки можливості пе-

рекриття дроселюючих отворів, які утворюються завдяки обумовленій геометрії поршня і корпусу при їх взаємному переміщенні.

На цей час робочі характеристики цих амортизаторів згруповані за двома основними видами: лінійні (односторонні, симетричні й несиметричні) та нелінійні (прогресивні й дегресивні). Можливість реалізації за їх допомогою комбінованої робочої характеристики, яка б відповідала цільовій (потрібній за деяких умов), являє собою досить складну задачу або є зовсім нездійсненною. Реалізація цільової робочої характеристики з найменшою похибкою на сьогодні можлива лише за допомоги амортизаторів, які являють собою активні механічні системи [1, 2]. Саме в них реалізуються три останні з означених вище способи регулювання. Але оскільки активні системи потребують власного джерела живлення, то їх застосування у складі машини завжди підвищує витрати палива. Саме це пояснює вибіркове застосування таких систем на практиці. У зв'язку з цим аналіз, синтез та дослідження властивостей пасивних релаксаційних амортизаторів, функціональні можливості яких з реалізації цільової робочої характеристики наближені до функціональних можливостей активних систем, є актуальною науково-прикладною задачею.

Аналіз публікацій

Попередньо проведені дослідження, що були пов'язані із застосуванням результатів аналізу і синтезу пружних механічних систем за допомогою модифікованих кінематичних графів до аналізу і синтезу дисипативних систем, дозволили синтезувати декілька принципово нових конструкцій пасивних гідравлічних релаксаційних амортизаторів з розширеною механічною структурою (ГРАРМС). Відмінність ГРАРМС від відомих амортизаторів полягає у механічному способі регулювання їх робочої характеристики, завдяки наявності у складі його структури додаткового механічного контуру керування площиною дроселюючих отворів [3].

Мета і постановка завдання

Таким чином, зважаючи на принципово нове конструктивне рішення, невирішеними є: проблема теоретичного визначення робочих діаграм і характеристик ГРАРМС залежно

від його конструктивних параметрів; визначення оптимальних параметрів механічного контуру керування площиною дроселюючих отворів та його вплив на робочі діаграми та робочі характеристики ГРАРМС.

Метою проведених досліджень є визначення функцій, що обумовлюють робочі діаграми і характеристики ГРАРМС для подальшої побудови як математичної моделі самого пристрою, так і моделей технічних систем із такими амортизаторами.

Теоретичні дослідження

Для досягнення поставленої цілі досліджень розглянемо ГРАРМС та проаналізуємо функціональну взаємодію між його елементами (рис. 1, а).

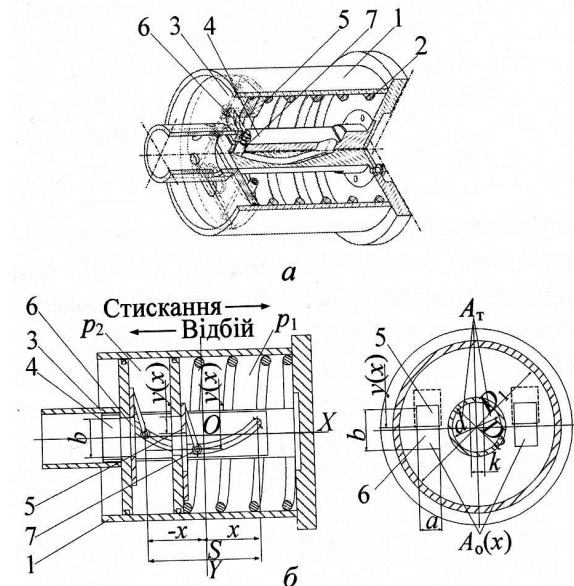


Рис. 1. Гідравлічний релаксаційний амортизатор із розширеною механічною структурою: 3D модель (а); розрахункова схема (б)

Розташована у корпусі 1, заповненому робочою рідиною, вита циліндрична пружина 2 під дією навантаження, прикладеного до порожнистого шток-поршня 3, стискається, що викликає його рух відносно напрямного стрижня 4 донизу.

Робоча рідина перетікає з поршневої порожнини у штокову через утворені при частковому взаємному перекритті отворів порожнистого шток-поршня 3 і рухомої пластини 5 дросельні отвори 6. При русі порожнистого шток-поршня 3 догори гідропотік змінить

свій напрямок. Кількість робочої рідини, яка перетікає з поршневої порожнини у штокову або навпаки, залежить від площини дросельного отвору 6, яка регулюється величиною зміщення $y(x)$ рухомої пластини 5 у площині, перпендикулярній осі контактуючого з нею шток-поршня 3. Величина і напрямок зміщення $y(x)$ рухомої пластини 5 залежить від величини і напрямку переміщення x контактуючого з нею порожнистого шток-поршня 3 відносно керувального стрижня 4. Це обумовлено контактом напрямного ролика 7 пластини і криволінійного паза керувального стрижня 4, з яким пластина утворює кулачковий механізм із кінематичним замиканням.

Для спрощення математичних викладок на початковому етапі досліджень розв'яжемо задачу в числовому вигляді з деякими припущеннями. Припустимо, що: в конструкції відсутня циліндрична пружина 2; площа постійних технологічних дроселюючих отворів A_T незначна; дросельні отвори порожнистого шток-поршня 3 мають прямокутну форму; робоча рідина являє собою суцільне нестисливе середовище (рис. 1, б).

Введемо такі позначення основних конструктивних параметрів ГРАМС та відповідних до них величин: робочий хід шток-поршня $S = 100$ мм; внутрішній діаметр циліндричного корпусу $D_1 = 80$ мм, зовнішній діаметр шток-поршня $D_2 = 45$ мм; внутрішній діаметр штока $d = 25$ мм; у початковий момент руху два прямокутні дросельні отвори розмірами $a \times b = 10 \times 15$ мм рухомою пластиною 5 не перекриті; перекриття двох дросельних отворів (зменшення параметра b до 5 мм) однаково й обумовлене функцією керування у вигляді кривизни паза керувального стрижня 4 у діапазоні робочого ходу шток-поршня. Функція керування описана ступеневим поліномом

$$y(x) = 1,0 \cdot 10^{-16} - 5,90 \cdot 10^{-6} x^2 + 1,8 \cdot 10^{-6} x^3 + 7,07 \cdot 10^{-8} x^4 - 1,50 \cdot 10^{-9} x^5 - 1,26 \cdot 10^{-10} x^6 + 9,22 \cdot 10^{-13} x^7 + 9,67 \cdot 10^{-14} x^8 - 3,01 \cdot 10^{-16} x^9 - 3,68 \cdot 10^{-17} x^{10} + 5,06 \cdot 10^{-20} x^{11} + 6,77 \cdot 10^{-21} x^{12} - 3,41 \cdot 10^{-24} x^{13} - 4,77 \cdot 10^{-25} x^{14} - 9,39 \cdot 10^{-5} x. \quad (1)$$

Слід зазначити, що поліном (1), який описує функцію з екстремумом $y(x) = 10$ мм при $x = 28$ мм, без додаткових перетворень може бути застосований для програмування фрезерного верстата при виготовленні паза на напрямному стрижні (рис. 2).

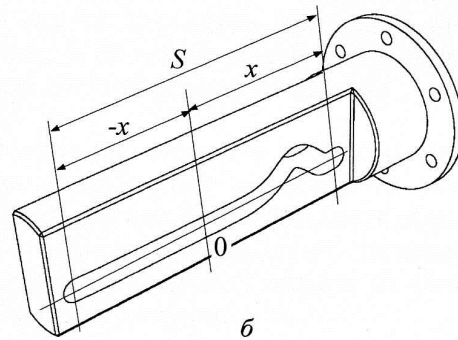
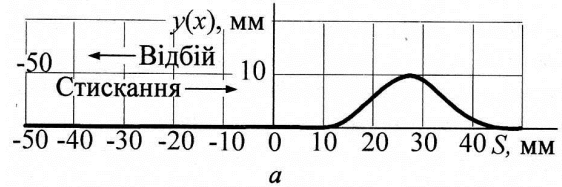


Рис. 2. Функція керування переміщенням рухомої пластини $y(x)$: графічна інтерпретація полінома (1) (а); 3D модель керувального стрижня з пазом заданої кривизни (б)

При складанні розрахункових залежностей для ГРАМС окремо розглянемо стискання (прямий хід) і відбій (зворотний хід). Оскільки робоча рідина розглядається як суцільне нестисливе середовище, то процес переміщення поршня під дією навантаження при стисканні може бути описаний рівнянням нерозривності: об'єм, що описується поршнем за одиницю часу, дорівнює об'ємній витраті рідини, що протікає крізь дросельні отвори

$$Q_n = Q_0. \quad (2)$$

Об'єм, що описується поршнем за одиницю часу, розраховано як добуток швидкості переміщення поршня v_n на його площу бруто A_n , з урахуванням площі штока $A_{ш}$ у штоковій порожнині.

$$Q_{n1} = v_n \cdot A_n - A_{ш} = 0,25 v_n \pi \cdot (D_1^2 - (D_2 - d)^2). \quad (3)$$

Об'ємну витрату рідини, що протікає крізь дросельні отвори, з урахуванням зміни їх площі, розраховано за формулою Торрічеллі

$$Q_0(x) = 2\mu A_0(x) \sqrt{2p_1/\rho} = 2\mu a(b - y(x)) \sqrt{2p_1/\rho}, \quad (4)$$

де μ – коефіцієнт витрати ($\mu = 0,85$ для прямокутного отвору за числа Рейнольдса $Re < 10000$ [4]); $A_0(x)$ – площа змінного дросельного отвору; ρ – щільність робочої рідини (у загальному випадку для машинної оливи прийнято $\rho = 0,9 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ [5]).

Підставивши вирази (3) і (4) до виразу (2), отримано

$$0,25v_n \pi \cdot (D_1^2 - (D_2 - d)^2) = 2\mu a(b - y(x)) \sqrt{2p_1/\rho}. \quad (5)$$

При розв'язанні рівняння (5) відносно тиску в поршневій порожнині p_1 , з урахуванням узятих числових даних, отримано

$$p_1(x, v) = (29,36 \cdot 10^{72} v^2) / (4 \cdot 10^{36} - 0,12 \cdot 10^{18} x^{11} + 1 \cdot 10^{33} x^2 + 18,77 \cdot 10^{33} x - 215,93 \cdot 10^{30} x^3 - 14,15 \cdot 10^{30} x^4 + 299,75 \cdot 10^{27} x^5 + 25,26 \cdot 10^{27} x^6 - 1,35 \cdot 10^{18} x^{12} + 682,51 \cdot 10^{12} x^{13} + 95,41 \cdot 10^{12} x^{14} - 184,42 \cdot 10^{24} x^7 - 19,33 \cdot 10^{24} x^8 + 60,18 \cdot 10^{21} x^9 + 7,36 \cdot 10^{21} x^{10})^2. \quad (6)$$

За аналогією, у випадку відбою, об'єм, що описується поршнем за одиницю часу в поршневій порожнині

$$Q_{n2} = v_n \cdot A_n = v_n \cdot 0,25\pi D_1^2. \quad (7)$$

З урахуванням об'ємної витрати рідини, що протікає крізь дросельні отвори й описується виразом (3), вираз (1) набуде вигляду

$$v_n \cdot 0,25\pi D_1^2 = 2\mu a(b - y(x)) \sqrt{2p_2/\rho}. \quad (8)$$

При розв'язанні рівняння (8) відносно тиску у штоковій порожнині p_2 , з урахуванням узятих числових даних, отримано

$$p_2(x, v) = (33,40 \cdot 10^{72} v^2) / (4 \cdot 10^{36} - 0,12 \cdot 10^{18} x^{11} + 1,18 \cdot 10^{33} x^2 + 18,77 \cdot 10^{33} x - 215,93 \cdot 10^{30} x^3 - 14,15 \cdot 10^{30} x^4 + 299,75 \cdot 10^{27} x^5 + 25,26 \cdot 10^{27} x^6 - 1,35 \cdot 10^{18} x^{12} + 683,51 \cdot 10^{12} x^{13} + 95,41 \cdot 10^{12} x^{14} - 84,42 \cdot 10^{24} x^7 - \dots) \quad (9)$$

$$-19,33 \cdot 10^{24} x^8 + 60,18 \cdot 10^{21} x^9 + 7,36 \cdot 10^{21} x^{10})^2.$$

При розрахунках добутку у виразах (3) і (8) на площу поршня A_n , за конкретно визначеної швидкості v_n , отримано робочу діаграму ГРАПМС у вигляді залежності сили тиску від переміщення штока $P(x)$ (рис. 3, а). Слід зазначити, що при визначенні сили тиску рідини на поршень не слід зменшувати його площу на величини площі отворів у ньому. Це пояснюється тим, що рідина, яка розташована на певний момент в отворах, знаходиться під тим самим перепадом тиску, що і сам поршень, який сприймає відповідне зусилля, і через стінки передає його поршню.

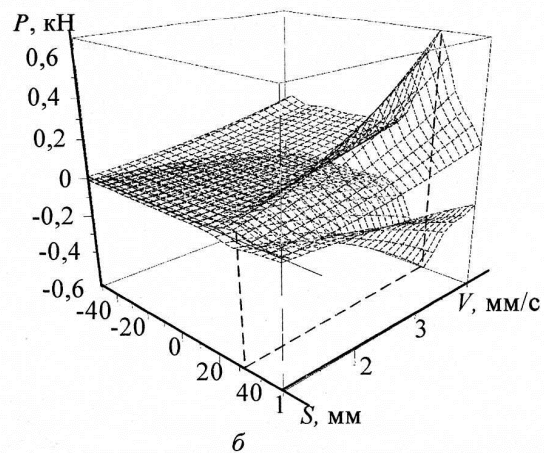
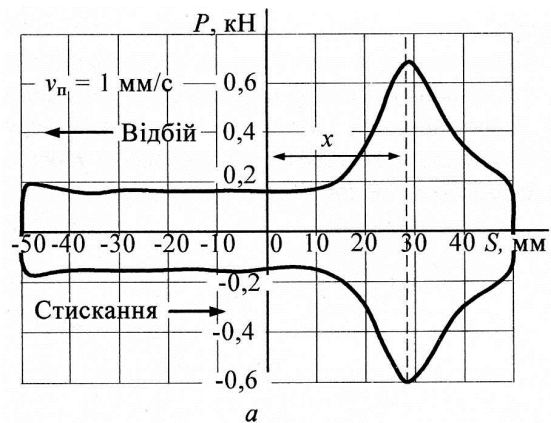


Рис. 3. Робочі діаграми ГРАПМС: за визначеної швидкості поршня (а); у діапазоні змін швидкості поршня (б)

Зазвичай при визначенні робочої характеристики амортизатора застосовують декілька робочих діаграм, що відповідають обумовленому діапазону швидкостей. Встановлено, що зміна швидкості не впливає на кривизну робочої діаграми (рис. 3, б).

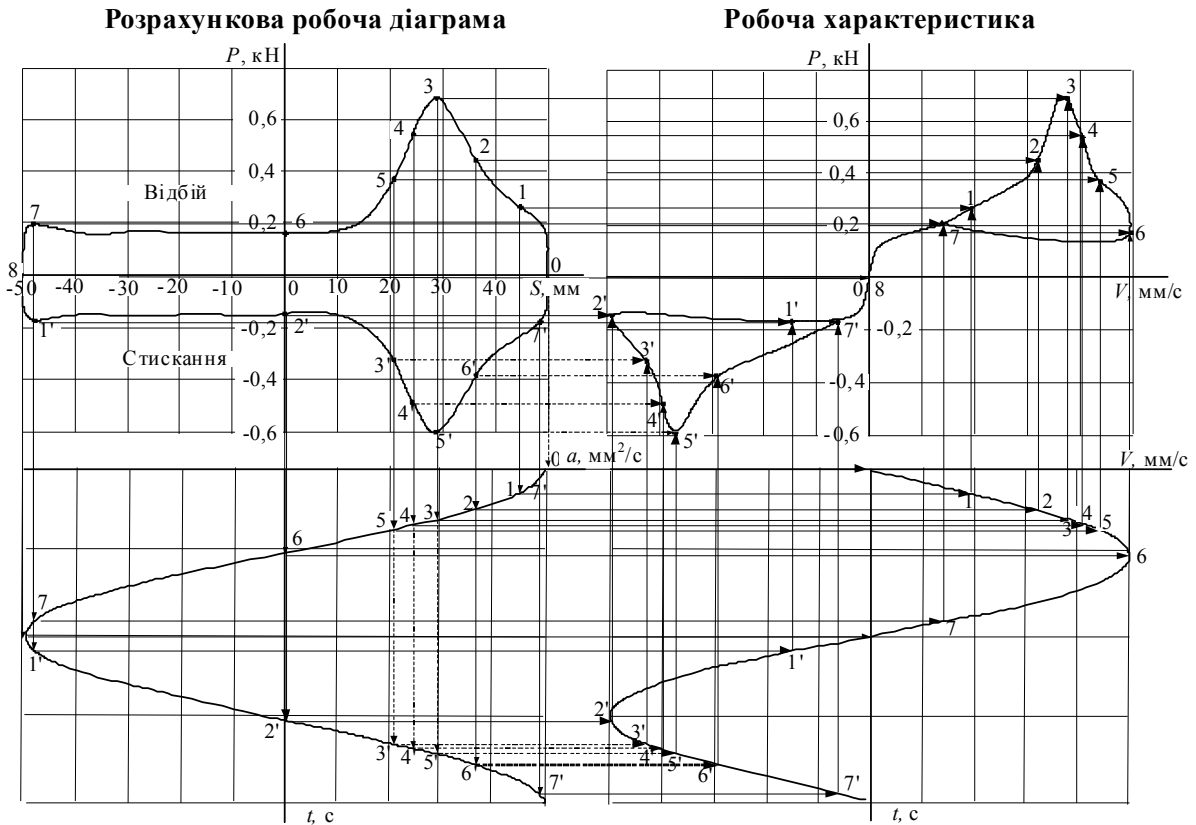


Рис. 4. Графічна побудова робочої характеристики ГРАМС на основі розрахункової робочої діаграми

Аналіз отриманих робочих діаграм свідчить про тотожність їх кривизни із кривизною паза керувального стрижня, яка обумовлює алгоритм керування, з визначеним максимумом при переміщенні шток-поршня $x = 28$ мм.

Наявність розрахованої робочої діаграми дозволяє отримати і робочу характеристику ГРАМС, яка являє собою залежності сили тиску від швидкості переміщення штока $P(v)$.

Для наочності потрібне рішення отримано за допомогою графічного методу «виключення параметра t (часу)», який запропоновано А.Д. Дербаремдикером при будівництві робочої характеристики на базі експериментально отриманих робочих діаграм [5].

Застосування методу базувалося на припущенні, що зміна швидкості та пришвидшення поршня ГРАМС обумовлені відповідно синусоїдою та косинусоїдою (рис. 4).

Паралельно проведені розрахунки цієї задачі за допомогою пакета Maple 16 дали аналогічний результат із підвищеною точністю (рис. 5).

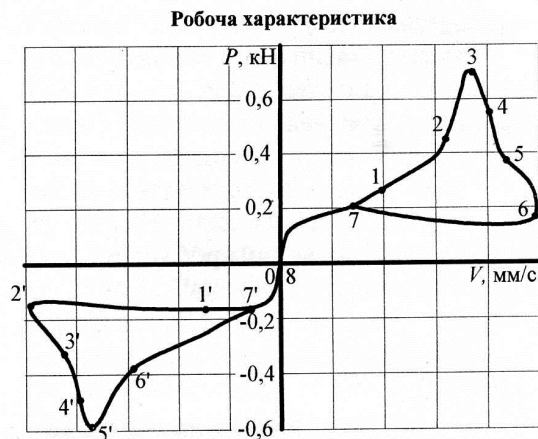


Рис. 5. Графічна побудова робочої характеристики ГРАМС на основі робочої характеристики

Для проведення порівняльного аналізу отриманої робочої характеристики розглянемо множину робочих характеристик, які реалізуються за допомогою відомих конструкцій пасивних релаксаційних амортизаторів (рис. 6). Порівняльний аналіз показує, що за визначених до розрахунку параметрів робоча характеристика ГРАМС є комбінованою. До її складу входять лінійні ділянки з однаковими

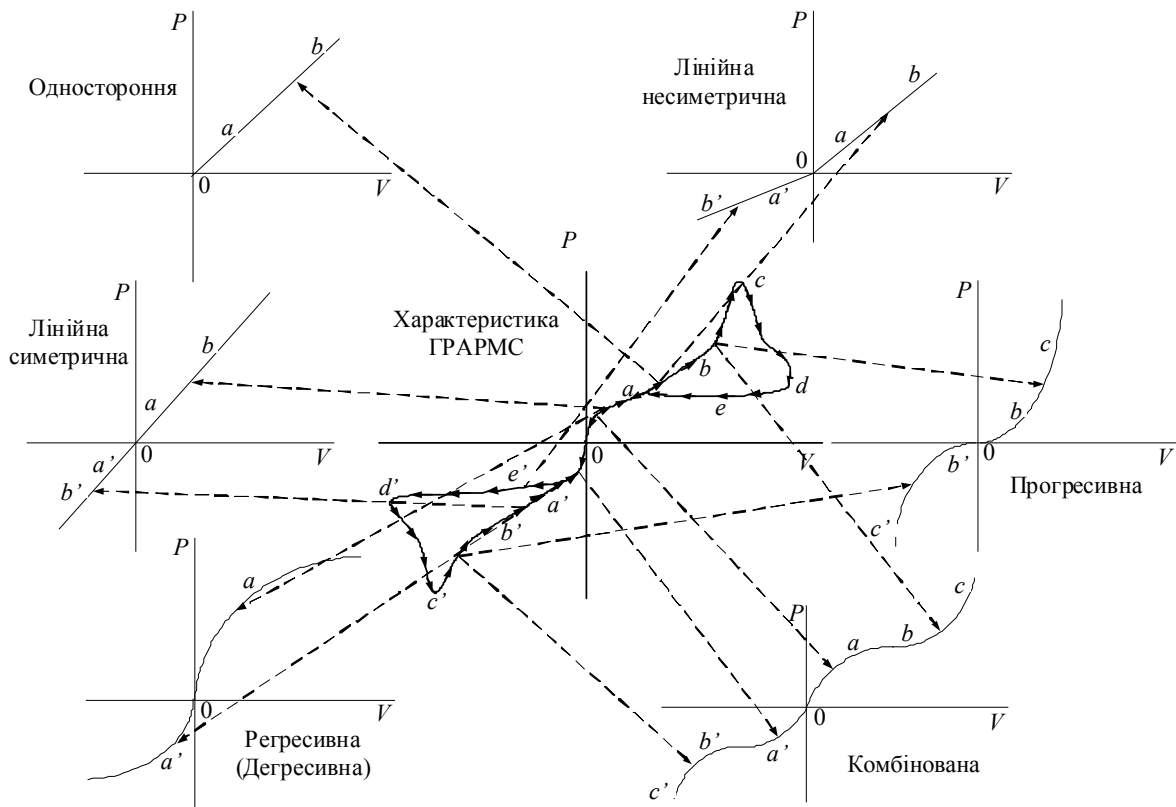


Рис. 6. Порівняльний аналіз робочої характеристики ГРАПМС з робочими характеристиками відомих пасивних гідравлічних амортизаторів

чи різними кутами нахилу (ділянки $a - b$), які притаманні лінійним одностороннім, симетричним і несиметричним робочим характеристикам. Відмінність характеристики ГРАПМС полягає у тому, що ці ділянки, за бажанням, можуть змінювати своє розташування і кут нахилу в залежності від переміщення поршня. Окрім цього, робоча характеристика ГРАПМС має ділянки, які відповідають прогресивній (ділянки $b - c$) або дигресивній (ділянки $0 - a$) робочій характеристиці. Кількість та властивості цих ділянок стосовно їх розташування і кута нахилу залежно від переміщення штока є також контрольованими.

За рахунок несиметричної робочої діаграми характеристика ГРАПМС має різні ділянки, які обумовлюють різну закономірність зміни тиску залежно від напрямку переміщення поршня (ділянка $0 - a - b - c$ і ділянка $b - e - a$). На наш погляд, у деяких випадках це дозволить оптимізувати час, за який проходять процеси стискування та відбою.

Висновки

У результаті проведених досліджень встановлено, що:

- робоча характеристика ГРАПМС є складною, комбінованою характеристикою, яка, за взятих до розрахунку умов, обумовлена несиметричною робочою діаграмою;
- отримана у результаті теоретичних досліджень робоча характеристика ГРАПМС не може бути реалізована за допомогою відомих конструкцій пасивних релаксаційних амортизаторів, а може бути відтворена лише за допомогою активної системи амортизації;
- тісний взаємозв'язок між кривизною паза керувального стрижня, який обумовлює алгоритм керування, та кривизною отриманої робочої характеристики ГРАПМС дозволяє твердити про можливість відтворення цільової робочої характеристики з мінімальною похибкою;
- наявність керувального стрижня як основної ланки системи керування дає можливість швидко переналаштовувати амортизатор для відтворення широкого спектра різноманітних робочих характеристик та позначає шлях до значної уніфікації елементів пристрою.

Література

1. Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
2. Гладков Г.И. Аналитическое выражение диссипативных сил в пневморессорах / Г.И. Гладков, А.М. Петренко // Колебания и устойчивость движения автомобиля и автопоезда, динамическая нагруженность их агрегатов: сб. науч. тр. – 1986. – С. 11–17.
3. Пат. 100464 Україна, МПК F16D 9/48, F16D 9/14. Демпфер гідравлічний / І.І. Сидоренко, С.І. Робу; заявник і патенто-володар Одеський нац. політехн. ун-т. – № а201108048; заявл. 25.06.2011; опубл. 25.12.2012, Бюл. № 24.
4. Давыдов А.П. Коэффициент расхода всасывающего отверстия при различных значениях чисел Re / А.П. Давыдов, А.Е. Ланцов // Известия КазГАСУ. – 2011. – Вып. 2(16). – С. 147–151.
5. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин / А.Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
- ov avtomobiley. Moskow, Mashinostroyeniye, 1980. 232 p.
2. Gladkov G.I., Petrenko A.M. Analiticheskoye vyrazheniye dissipativnykh sil v pnevmoressorah. *Kolebaniya i ustoychivost dvizheniya avtomobilya i avtopoezda, dinamicheskaya nagruzhennost ih agregatov*: sb. nauch. trudov, 1986. pp. 11–17.
3. Pat. 100464 Ukrayina, MPK F16D 9/48, F16D 9/14. Dempfer gidravlichniy / I.I. Sidorenko, S.I. Robu; zayavnik i patento-volodar Odeskiy nats. politehn. un-t. № a201108048; zayavl. 25.06.2011; opubl. 25.12.2012, Byul. № 24.
4. Davydov A.P., Lantsov A.E. Koeffitsient rashoda vsasyivayuschego otverstiya pri razlichnykh znacheniyah chisel Re. *Izvestiya KazGASU*, 2011, vol. 2(16). pp. 147–151.
5. Derbaremdiker A.D. Amortizatoryi transportnykh mashin. Moskow, Mashinostroyeniye Publ., 1985. 200 p.

References

1. Metlyuk N.F., Avtushko V.P. Dinamika pnevmaticheskikh i gidravlicheskh privod-

Рецензент: В.В. Петров, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 10 грудня 2014 р.