

ГІДРАВЛІЧНИЙ АМОРТИЗАТОР З АВТОМАТИЧНОЮ СТАБІЛІЗАЦІЄЮ ХАРАКТЕРИСТИК У ЗМІННИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

І. В. Ночніченко

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»
просп. Перемоги, 37, м. Київ, 03057, Україна. E-mail: igor-nochnichenko@ua.fm

Проведено експериментальне дослідження впливу температури на характеристики дроселів клапанно-дросельного вузла амортизатора. З урахуванням суттєвої залежності характеристик амортизатора від температури, для їх стабілізації запропоновано застосувати автоматичну корекцію витрат крізь дроселі. За результатами досліджень, з урахуванням режимів роботи амортизатора, визначено потрібну глибину керування площею дроселів. Для автоматичного керування дроселями запропоновано застосувати біметалевий привод. Проведено експериментальні дослідження декількох варіантів біметалевих приводів і запропоновано емпіричну залежність для їх розрахунку. Розроблено математичну модель робочого процесу, яка дозволила дослідити вплив температури робочої рідини на зусилля опору гідравлічного амортизатора. Модельно та експериментально підтверджено ефективність стабілізації характеристик амортизатора за допомогою вдосконаленого клапанно-дросельного вузла. Використання запропонованого технічного рішення дозволить стабілізувати характеристики амортизатора і зберегти плановані показники безпеки автомобіля в змінних умовах експлуатації.

Ключові слова: характеристика амортизатора, режими роботи, біметалевий привод, автоматична корекція.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР С АВТОМАТИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИЕЙ ХАРАКТЕРИСТИК В ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

И. В. Ночниченко

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»
просп. Победы, 37, г. Киев, 03057, Украина. E-mail: igor-nochnichenko@ua.fm

Проведено експериментальне дослідження впливу температури на характеристики дроселів клапанно-дросельного вузла амортизатора. Учитывая существенную зависимость характеристик амортизатора от температуры, для их стабилизации предложено применить автоматическую коррекцию расходов через дросели. По результатам исследований, с учетом режимов работы амортизатора, определена нужная глубина управления площадью дроселей. Для автоматического управления дроселями предложено применить биметаллический привод. Проведены экспериментальные исследования нескольких вариантов биметаллических приводов и предложено эмпирическую зависимость для их расчета. Разработана математическая модель рабочего процесса, которая позволила исследовать влияние температуры рабочей жидкости на усилия сопротивления гидравлического амортизатора. Модельно и экспериментально подтверждена эффективность стабилизации характеристик амортизатора с помощью усовершенствованного клапанно-дросельного узла. Использование предложенного технического решения позволит стабилизировать характеристики амортизатора и сохранить планируемые показатели безопасности автомобиля в меняющихся условиях эксплуатации.

Ключевые слова: характеристика амортизатора, режимы работы, биметаллический привод, автоматическая коррекция.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Для гасіння коливань коліс і кузова, що виникають під час руху автомобіля, використовують гідравлічні амортизатори. Принцип дії амортизаторів полягає в перетворенні енергії коливань в тепло з подальшим його розсіюванням у навколишнє середовище.

Недоліком відомих конструкцій гідравлічних амортизаторів є залежність їх характеристик від умов експлуатації: температури, рельєфу дороги, швидкості руху автомобіля та ін. Відомо, що при збільшенні частоти, амплітуди коливань та часу роботи амортизатора підвищується температура робочої рідини, яка може досягати величин більше ніж 120 °C [1].

З експериментальних і теоретичних досліджень відомо, що підвищення температури суттєво зменшує в'язкість робочої рідини [1]. Зменшення в'язкості, в свою чергу, призводить до зменшення гідравлічного опору дроселів і зусилля на штоку амортизатора. У результаті збільшується амплітуда коливань кузова та гальмівний шлях автомобіля [2]. Останнє є причиною зростання кількості дорожньо-транспортних пригод [3].

Для стабілізації характеристик гідравлічних амортизаторів в умовах зміни температури робочої рідини існують різні технічні рішення. Основною перешкодою їх упровадження є складність конструкцій і велика собівартість. Останніми роками в підвісках застосовують напівактивні амортизатори, які забезпечують автоматичне корегування зусилля. Корекція забезпечується шляхом застосування активних компонентів, наприклад, магніторелогічної рідини, яка при зміні напруженості магнітного поля змінює в'язкість, або термочутливих елементів, що за рахунок змін площ робочих дроселів відповідно до змін температури впливають на характеристики амортизатора. Використання термочутливих елементів порівняно із застосуванням магніторелогічної рідини не призводить до значного збільшення собівартості амортизатора. Термочутливі елементи є достатньо компактними і можуть розміщуватись в стандартній конструкції амортизатора. Однак аналіз інформаційних джерел показав недостатність теоретичних та експериментальних досліджень, а також відсутність інженерної методики вибору параметрів таких компонентів для гідравлічних амортизаторів.

Це обумовлює актуальність продовження робіт у вказаному напрямку.

Метою роботи є стабілізація характеристик гідравлічного амортизатора в умовах зміни температури робочої рідини.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. У роботі вирішувались наступні задачі:

- кількісна оцінка впливу температури на характеристики амортизатора;
- розробка технічного рішення для автоматичної компенсації впливу змінних температурних умов на характеристики амортизатора;
- розробка функціональної схеми приводу гідравлічного дроселя, визначення розрахункових математичних залежностей для вибору параметрів приводу;
- розробка математичної моделі робочого процесу гідравлічного амортизатора;
- розрахунок і виготовлення клапанно-дросельного вузла амортизатора з автоматичною корекцією площ гідравлічних дроселів, експериментальне та модельне підтвердження ефективності стабілізації характеристик амортизатора в змінних

умовах експлуатації.

Для кількісної оцінки впливу температури на характеристики клапанно-дросельного вузла амортизатора було проведено експериментальне дослідження. При цьому проблема, яка полягала у необхідності вимірювань характеристик дроселів, що рухаються сумісно з поршнем амортизатора під час його роботи, була вирішена шляхом постановки зворотного експерименту. Клапанно-дросельний вузол було зафіксовано в гільзі амортизатора і на ньому створювався перепад тиску, який призводив до руху робочої рідини через дроселі. Дослідження виконувалось з використанням гільзи та клапанно-дросельного вузла штатного автомобільного амортизатора. Враховуючи те, що силу опору амортизатора визначають гідравлічні дроселі, було оцінено вплив температури безпосередньо на витрату крізь дроселі. Експеримент проведено для двох режимів роботи амортизатора – “відбій” (рис. 1) і “стиснення”. Результати показали, що при збільшенні температури від 9 до 46 °С і перепаді тиску 24 бара витрата збільшилась на 77 % для режиму “відбій” і на 60 % для режиму “стиснення”.

"Відбій"

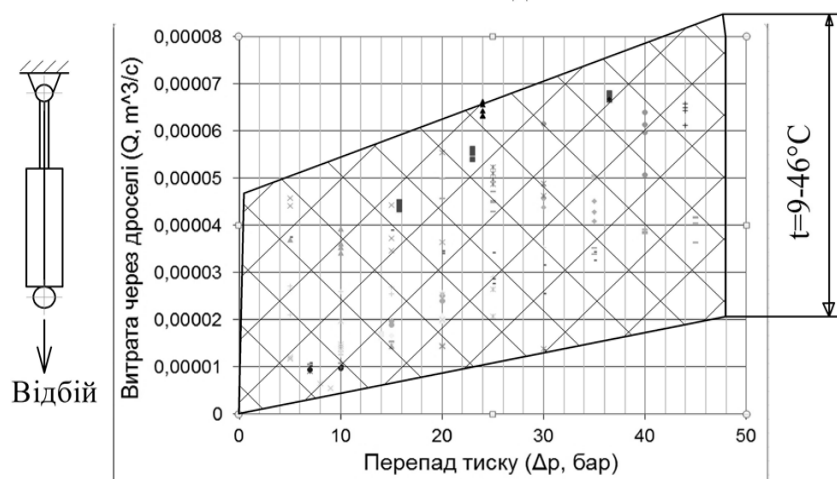


Рисунок 1 – Залежність витрати через дроселі від перепаду тиску при різних температурах для режиму “відбій”

Аналітична обробка результатів експерименту дозволила визначити та оцінити вплив температури робочої рідини на характеристики амортизатора. Встановлено, що при збільшенні температури від 9 до 46 °С при швидкості руху поршня 1 м/с, зусилля опору амортизатора в режимі “відбій” зменшилось з 1600 до 530 Н, а для режиму “стиснення” – з 1569 до 980 Н (рис. 2).

Суттєвість впливу температури на характеристики амортизатора обумовила необхідність вдосконалення його конструкції.

Технічне рішення для автоматичної компенсації впливу змінних температурних умов на характеристики амортизатора. Для компенсації температурного впливу на характеристики амортизатора запропоновано встановити в клапанно-дросельному вузлі автоматичний привод (рис. 3). Це дозволить стабілізувати витрату крізь дроселі і, відповідно, стабілізувати характеристики амортизатора.

зувати витрату крізь дроселі і, відповідно, стабілізувати характеристики амортизатора.

З урахуванням габаритних розмірів клапанно-дросельного вузла до автоматичного приводу сформувані наступні вимоги:

- робота при заданому діапазоні температур 20–50 °С;
- подолання заданого навантаження;
- забезпечення заданого діапазону переміщення регульованого елемента дроселя;
- забезпечення потрібного ступеня регулювання дроселів: 40 % для режиму “відбій”, 20 % – для режиму “стиснення”.

Регулювання площ дроселів запропоновано виконати за допомогою плоского золотника, що дозволяє забезпечити вимоги до габаритних розмірів.

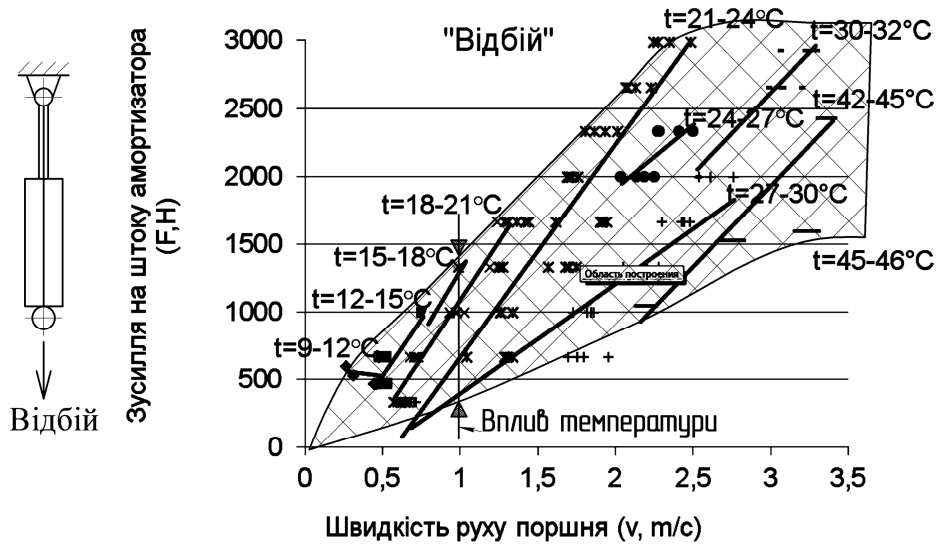


Рисунок 2 – Залежність зусилля на штоку амортизатора від швидкості його руху при різних температурах робочої рідини для режимів “відбій” і “стиснення”

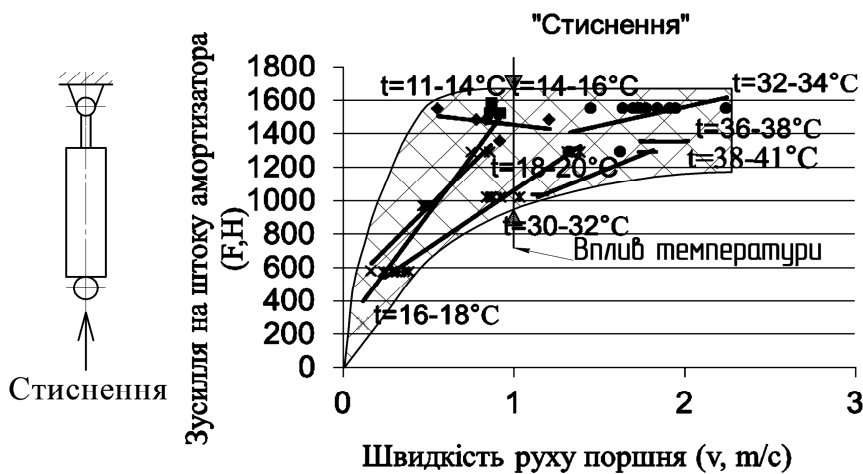


Рисунок 3 – Схема амортизатору з автоматичною корекцією витрат крізь дроселі

Відповідно до вибраної схеми дроселя (рис. 4) навантаження на привід визначають: гідродинамічна сила (дія направлена по осі x); сила контактного тертя; сила від дії пружини (діє вздовж осі пружини на поверхню плоского золотника).

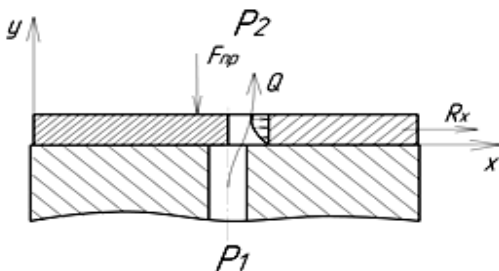


Рисунок 4 – Розрахункова схема золотникового вузла

Величину гідродинамічної сили визначають за формулою

$$R_x = \frac{\gamma \cdot f_{op} \cdot v \cdot Q}{g \cdot f_0},$$

де γ – об’ємна вага робочої рідини, Q – витрата робочої рідини крізь дроселі, f_{op} – загальна площа робочих дроселів з врахуванням режиму роботи амортизатора, v – швидкість руху рідини через дроселі, g – прискорення вільного падіння, f_0 – стиснений перетин потоку робочої рідини. При цьому витрата Q робочої рідини крізь дроселі визначається відповідно до заданої частоти та амплітуди коливань штоку амортизатора.

Сила контактного тертя $R_{км}$ визначається за формулою

$$R_{км} = K \cdot S \cdot F_{тр} \cdot f_m,$$

де K – коефіцієнт, який характеризує точність виготовлення пари тертя і значення якого приймається в межах $K = 0,15 \dots 0,3$, S – площа контактної поверхні, F_{np} – сила від дії пружини, f_m – коефіцієнт в'язкого тертя.

Для розрахунку навантаження на привод використовують максимальне значення сумарної сили з врахуванням режиму роботи амортизатора і вибраного коефіцієнту запасу K_3

$$R_{m \max} = K_3 \cdot (R_{20} + R_{km}).$$

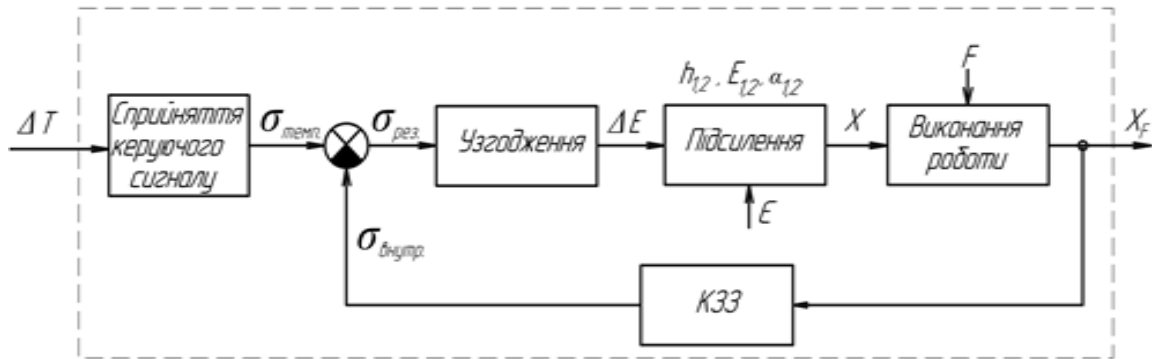


Рисунок 5 – Функціональна схема приводу

Аналіз функціональної схеми дозволив визначити, що їй відповідає біметалевий привод. Привод працює наступним чином. Сприйняття температури робочої рідини забезпечується поверхнею, що відповідає одиничній ширині біметалевої пластини. При цьому теплове напруження $\Delta\sigma_{\text{тепл.}}$, яке вини-

сумарна сила, що враховує гідродинамічну силу, силу контактного тертя та силу від дії пружини, задає навантаження на привод регулювання дроселів в клапанно-дросельному вузлі.

Функціональна схема приводу та розрахункові залежності для вибору його параметрів. Автоматичний привод за своєю функцією, елементним складом та структурою повинен відповідати функціональній схемі слідуючого приводу з керуванням по температурі (рис. 5).

кає в окремих пластинах приводу призводить до виникнення різниці $\Delta\sigma_{\text{рез.}}$ теплових напружень на границях контакту пластин і її перетворенні у різницю ΔE змін лінійних розмірів пластин.

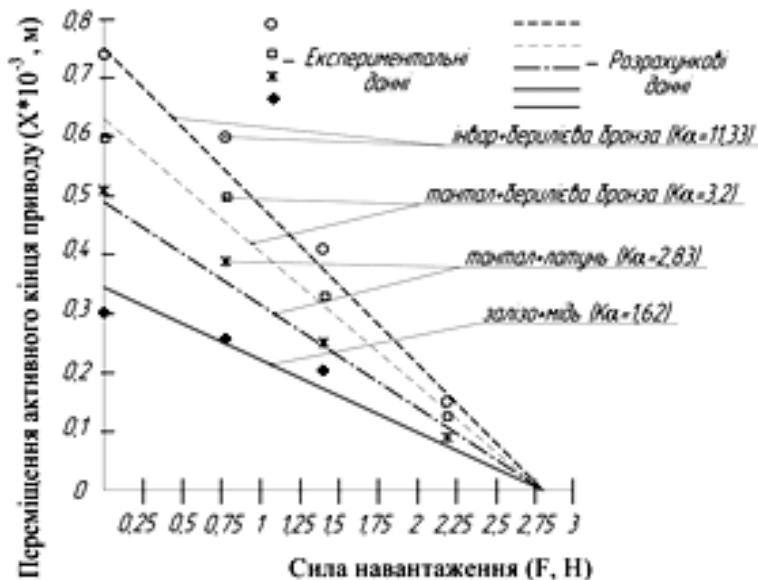


Рисунок 6 – Розрахункові та експериментальні залежності переміщення активного кінця приводу від сили навантаження

Різниця ΔE лінійних розмірів з'єднаних пластин одиничної ширини призводить до їх сумісного згинання, величина якого залежить від товщин $h_{1,2}$, площі контакту між пластинами, модулів $E_{1,2}$ Юнга,

коефіцієнтів теплового розширення $\alpha_{1,2}$ матеріалів пластин. При цьому різниця ΔE лінійних розмірів перетворюється у механічний рух активного кінця приводу з забезпеченням виконання роботи силою, яку розвиває привід одиничної ширини.

Потрібне зусилля на виході привода забезпечується за рахунок підсилення, яке визначає дійсна ширина приводу, яка складається з n – одиничних ширин і яка отримує більшу енергію від зміни температури ΔT . У результаті переміщення активного кінця приводу в пластинах з'являються протидіючі внутрішні напруження $\Delta\sigma_{внутр.}$. Напруження $\Delta\sigma_{внутр.}$ через зворотній зв'язок взаємодіють з температурним напруженням $\Delta\sigma_{темп.}$ унаслідок чого формується результуючий сигнал $\Delta\sigma_{рез.}$. Повна компенсація $\Delta\sigma_{темп.}$ призводить до зменшення $\Delta\sigma_{рез.}$ до 0, що відповідає зупинці активного кінця приводу в положенні, яке є пропорційним зміні вхідної температури з урахуванням зовнішнього навантаження.

Доцільність використання такого типу приводу ґрунтується на тому що:

- привод забезпечує лінійне переміщення пропорційно зміні температури;
- характер зміни кінематичної в'язкості багатьох мінеральних масел, в робочому температурному діапазоні ($-30...+50$ °C), є близьким до лінійного;
- перепад тиску на клапанно-дросельному вузлі є знакозмінним, що зменшує вплив навантаження на роботу приводу.

Для перевірки працездатності приводу, а також перевірки можливості забезпечення потрібного діапазону регулювання площ дроселів, при заданих навантаженні і діапазоні змін температури, проведено експериментальні дослідження. Дослідження виконано для приводів, виготовлених із різних матеріалів і в різних комбінаціях їх з'єднань, що дозволило обрати таку пару матеріалів, яка забезпечує потрібне переміщення з урахуванням допустимих габаритних розмірів приводу.

Дослідження приводу проводилось за допомогою розробленої експериментальної установки, яка включала модуль завдання і контролю температури та оптичну систему вимірювання переміщення активного кінця приводу.

За результатами експериментів побудовано статичні характеристики приводу, які визначають величину переміщення його активного кінця в залежності від навантаження для діапазону температур $20...50$ °C з урахуванням типів використаних матеріалів та варіантів їх сполучень (рис. 6).

На основі результатів досліджень запропонована емпірична математична залежність (1), яка дозволяє розрахувати величину переміщення активного кінця біметалевого приводу при зміні температури в заданому температурному діапазоні з урахуванням навантаження від регульованого золотника.

$$X_F = R \left[1 - \cos \left(180 \cdot \frac{L}{\pi \cdot R} \right) \right] - \frac{1}{F^*} \cdot R \left[1 - \cos \left(180 \cdot \frac{L}{\pi \cdot R} \right) \right] \cdot \frac{F \cdot L}{h_{nl} \cdot h_m}, \quad (1)$$

де L – довжина зразка приводу, F – задана величина навантаження, h_{nl} – ширина приводу, h_m – товщина приводу, F^* – питома сила, що розвивається зразком приводу (сила, що розвивається приводом одиничної ширини, одиничної товщини, та одиничної довжини), яка розраховується на основі експериментальних даних за формулою

$$F^* = \frac{F_{\max} \cdot L_0}{h_0 \cdot h_{m0}},$$

де F_{\max} – максимальна сила навантаження при якому активний кінець приводу при заданому перепаді температур вже не переміщується, L_0 , h_0 , h_{m0} – довжина, ширина та товщина відповідного зразка приводу. Залежність (1) отримана при співвідношенні товщин з'єднаних пластин $h_{m0}^1 = (1/2) \cdot h_{m0}^{11}$, де h_{m0}^1 , h_{m0}^{11} товщини пластин, виготовлених відповідно із матеріалів з більшим і меншим коефіцієнтом лінійного теплового розширення, R – коефіцієнт, що визначається за формулою

$$R = \frac{(E_1)^2 \cdot (h_1)^4 + 4 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot (h_1)^3 \cdot h_2}{6 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot (h_1 + h_2) \cdot h_1 \cdot h_2 \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot \Delta T} + \frac{E_1 \cdot E_2 \cdot (h_1)^2 \cdot (h_2)^2}{E_1 \cdot E_2 \cdot (h_1 + h_2) \cdot h_1 \cdot h_2 \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot \Delta T} + \frac{4 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot (h_2)^3 \cdot h_1 + (E_2)^2 \cdot (h_2)^4}{6 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot (h_1 + h_2) \cdot h_1 \cdot h_2 \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot \Delta T}, \quad (2)$$

де $E_{1,2}$ – модуль Юнга матеріалу (індекси «1» і «2» відповідають матеріалам першої і другої пластини приводу); $h_{1,2}$ – товщини пластин із відповідного матеріалу; $\alpha_{1,2}$ – температурні коефіцієнти теплового розширення пластини з відповідного матеріалу; ΔT – різниця між початковою та кінцевою температурами приводу.

Коректність застосування математичної залежності (1) для розрахунку величини переміщення активного кінця біметалевого приводу підтверджена шляхом співставлення результатів розрахунку з експериментальними даними (рис. 6).

Математична модель робочого процесу гідравлічного автомобільного амортизатора. Дослідження впливу змінних умов експлуатації на характеристики амортизатора виконувались за допомогою розробленої математичної моделі. В її основу покладено схему будови моделі гідравлічного амортизатора у складі автомобільної підвіски (рис. 7).

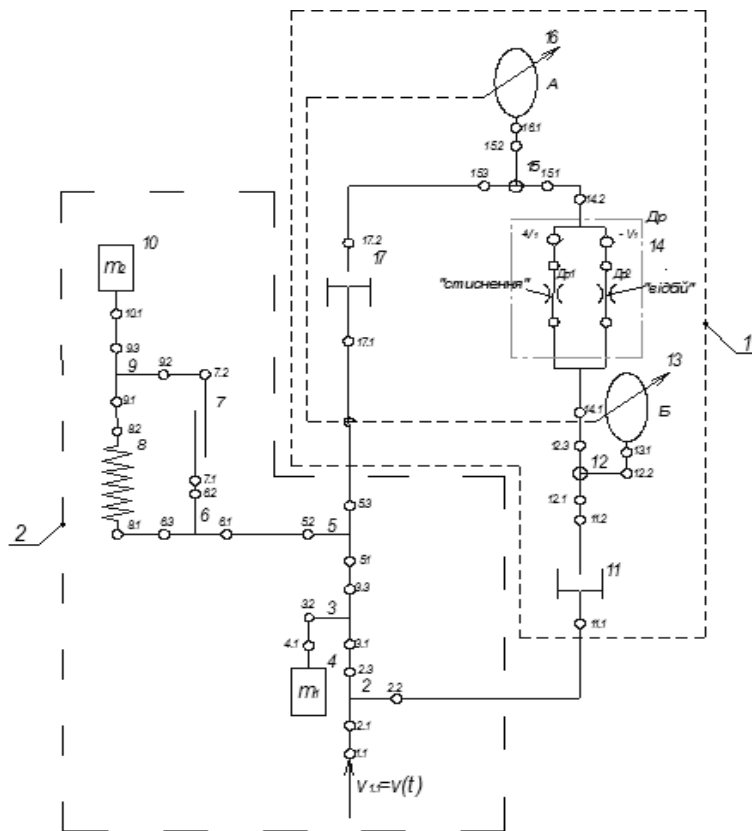


Рисунок 7 – Схема будови математичної моделі амортизатора у складі автомобільної підвіски:
1- гідравлічна частина, 2 - механічна частина

Модель враховує два режими роботи амортизатора – «стиснення» та «відбій». За початкові дані прийняті параметри конкретного амортизатора. Математичний опис показано системою рівнянь, фрагмент якої для порожнини Б, має вигляд (3).

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{1.1} = v(t); (1) \\ v_{2.1} = v_{1.1}; \\ v_{2.2} = v_{2.3} = v_{2.1}; (2) \\ v_{11.1} = v_{2.2}; \\ q_{11.2} = v_{11.1} \cdot S_1; (11) \\ q_{12.2} = q_{12.1} - q_{12.3}; (12) \\ \frac{dp_{13.1}}{dt} = \frac{E}{V_0 - (h_{11.1} \cdot S_1)} \cdot q_{12.2}; (13) \\ p_{11.2} = p_{13.1}; \\ F_{11.1} = p_{11.2} \cdot S_1; (11.1) \\ F_{11.1} = F_{2.2}; \end{array} \right. \quad (3)$$

Під час роботи амортизатора у складі підвіски зовнішня дія призводить до руху корпусу (циліндру) амортизатора. При моделюванні роботи амортизатора швидкість руху циліндру змінювалась за синусоїдальним законом з амплітудою, яка дорівнювала $\pm 0,05$ м/с. При цьому максимальна амплітуда переміщень циліндру становила $0,016$ м, а

частота коливань становила 1 Гц. Температуру робочої рідини при моделюванні було враховано шляхом зміни витрати крізь дроселі відповідно до експериментальних даних [4]. Оцінювання впливу температури на характеристики амортизатора виконувалась за величиною максимального зусилля при реакції на збурюючу дію, що прикладалась до циліндру.

У результаті проведених модельних досліджень з'ясовано, що при збільшенні температури робочої рідини від 20 до 50 °C максимальне зусилля опору в режимі «відбій» зменшилось у два із половиною рази, а в режимі «стиснення» – у два рази (рис. 8).

За допомогою математичної моделі виконана також перевірка ефективності запропонованого технічного рішення. Встановлено, що у разі корекції площ дроселів в умовах зміни температури у вказаному діапазоні, зменшення максимального зусилля відносно до максимального зусилля, що відповідає температурі 20 °C, не перевищує 10% для режиму «відбій» та 20% – для режиму «стиснення». Це свідчить про можливість збереження за рахунок корекції площ робочих дроселів показників безпеки та керуваності автомобіля в умовах зміни температури робочої рідини амортизатора.

Експериментальне дослідження стабілізуючої властивості клапанно-дросельного вузла гідравлічного амортизатора. Для виконання досліджень було розроблено та виготовлено клапанно-дросельний вузол амортизатора з регульованими дроселями та біметалевим приводом автоматичної корекції площ дроселів, пристрій для імітації роботи

клапанно-дросельного вузла, розроблено методикку проведення дослідження та стенд. Геометричні розміри клапанно-дросельного вузла були вибрані відповідно до розмірів стандартного автомобільного амортизатора. В ході досліджень визначалась витратна характеристика дроселів. Діапазон зміни температури робочої рідини становив $20 \dots 45 \text{ }^\circ\text{C}$ (температура робочої рідини фіксувались з кроком $2 \text{ }^\circ\text{C}$). Діапазон зміни перепаду тиску становив $(50\text{--}450) \cdot 10^4 \text{ Па}$ (дискретність змін $50 \cdot 10^4 \text{ Па}$). Указані діапазони змін температури і перепадів тиску виби-

рались, виходячи з реальних умов роботи амортизатора.

Отримані витратні характеристики клапанно-дросельного вузла використано для оцінки характеристик амортизатора. Розрахунковим шляхом визначено залежності між швидкістю руху штоку та зусиллям на ньому (рис. 9, залежності 1, 2). При цьому витрата робочої рідини крізь дроселі визначала швидкість руху штоку, а перепад тиску на поршні визначав зусилля.

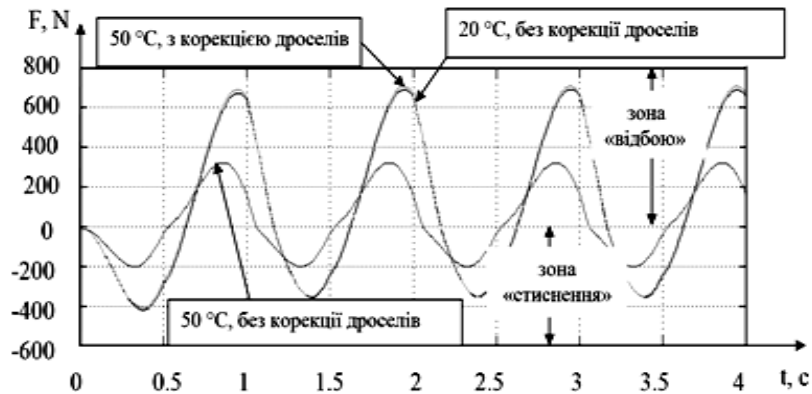


Рисунок 8 – Залежності максимального зусилля опору амортизатора від часу для температур робочої рідини 20 і $50 \text{ }^\circ\text{C}$

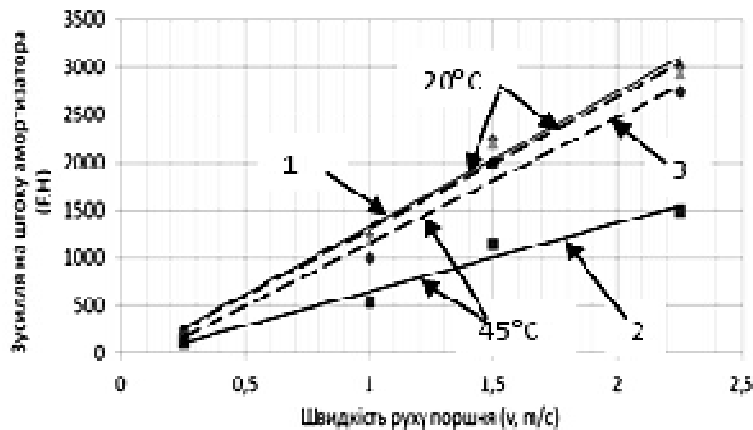


Рисунок 9 – Залежність зусилля на штоку амортизатора від швидкості руху поршня для різних температур робочої рідини (режим роботи «відбій»)

Для оцінки стабілізуючої властивості пристрою автоматичної корекції площ дроселів виконано порівняння характеристик модернізованого амортизатора з характеристиками штатного амортизатора. Результати (рис. 9) показали, що при зміні температури у вибраному діапазоні характеристики штатного амортизатора суттєво змінюються. Визначено, що при зміні швидкості руху поршня від $0,25$ до $2,25 \text{ м/с}$ і зміні температури в діапазоні $20 \dots 45 \text{ }^\circ\text{C}$ зусилля опору гідравлічного амортизатора для режиму «відбій» зменшується в два рази (рис. 9, залежність 1 і 2). Для тих же умов зусилля модернізованого амортизатору стабілізовано не менш ніж на 70% (рис. 9, залежність 3). У той же час, зусилля модернізованого амортизатора при $20 \text{ }^\circ\text{C}$ відрізнялась від характеристики штатного амортизатора не більш

ніж на 5% (рис. 9, залежності 1, 4).

Отримані результати підтверджують ефективність застосування пристрою корекції площ дроселів для стабілізації зусилля амортизатора при зміні температури робочої рідини в діапазоні $20 \dots 45 \text{ }^\circ\text{C}$.

ВИСНОВКИ. Експериментальним шляхом визначена залежність впливу температури на витрату крізь дроселі гідравлічного амортизатору. З'ясовано, що при збільшенні температури від 9 до $46 \text{ }^\circ\text{C}$ та перепаді тиску 24 бари , витрата збільшилась на 77% для режиму «відбій» та на 60% – для режиму «стиснення». Це відповідає зменшенню сили опору амортизатора при швидкості руху штоку 1 м/с і збільшенні температури робочої рідини з 9 до $46 \text{ }^\circ\text{C}$ у режимі «відбій» із 1600 до 530 Н (майже в чотири рази), а в режимі «стиснення» – з 1569 до 980 Н

(майже в два рази).

Визначена функціональна схема приводу для автоматичної корекції площ гідравлічних дроселів і вибрано засіб її реалізації – біметалевий привод. Проведені експериментальні дослідження біметалевих приводів, виготовлених із різних типів матеріалів, дозволили отримати емпіричну математичну залежність для розрахунку розмірів біметалевого приводу для заданих діапазону змін температури та навантаження.

Експеримент, проведений за допомогою математичної моделі, показав, що автоматична корекція площ робочих дроселів дозволяє забезпечити задовільну компенсацію впливу температури на характеристики амортизатора, при цьому зменшення зусилля не перевищує 10 %.

Експериментально підтверджено працездатність клапанно-дросельного вузла амортизатора з автоматичною корекцією площ дроселів. Визначено, що в діапазоні температур 20...45 °С зміна витрати крізь дроселі не перевищує 25 %. З урахуванням певних конструктивних доробок запропоноване технічне рішення дозволяє забезпечити збереження планових характеристик амортизаторів і показників безпеки автомобілю в змінних умовах експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспорт-

ных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 199 с.

2. Ночніченко І.В., Узунов О.В. Стабілізація характеристик автомобільної підвіски в змінних умовах експлуатації за рахунок адаптивних властивостей амортизатора // Промислова гідравліка і пневматика: Всеукраїнський науково-технічний вісник. – 2012. – № 4 (38). – С. 90–95.

3. Несторенко В.Б. Дорожньо-транспортна пригода: Бібліотека автомобіліста. – К.: Видавництво „Арій”, 2010. – 118 с.

4. Вплив температурних змін характеристик дроселів на роботу гідравлічного амортизатора, / І.В. Ночніченко, О.С. Галецький, О.В. Узунов // Вісник НТУ “КПІ”. – 2009. – № 57. – С. 157–163.

5. Черненко С.И. Разработка регулируемого гидравлического амортизатора к оборудованию для виброукладки бетона на глубину свай // Научные труды ОАО ЦНИИС. – Вып. 228. Юбилейный. – М.: ОАО ЦНИИС, 2005. – С. 82–89.

6. Воробьев В.В. Классификация недостатков гидравлических амортизаторов // Сборник «Современные тенденции развития автомобилестроения в России» всероссийская научно-техническая конференция. – Тольятти: ТГУ, 2003. – С. 160–162.

7. Математическая модель частотно-зависимой характеристики гидравлического амортизатора / А.С. Горобцов, А.В. Подзоров // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 7. – С. 18–20.

HYDRAULIC SHOCK ABSORBERS WITH AUTOMATIC STABILIZATION UNDER THE VARIABLE OPERATING CONDITIONS

I. Nochnichenko

National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"

prosp. Pobedy, 37, Kyiv, 03057, Ukraine. E-mail: igor-nochnichenko@ua.fm

The quantity estimation of the shock absorber characteristics under condition of the hydraulic fluid temperature changing was obtained. In order to compensate the influence of temperature on the shock absorber characteristics the automatic correction of the flow through the throttles was proposed. The required degree of the throttle control was determined for two regimes of shock absorber operation. Bimetallic drive was proposed as a technical decision for the throttle control. The possibility of use of the proposed drive in the construction of shock absorber was confirmed by the experiments. The influence of the shock absorber parameters and temperature of the hydraulic fluid on the resistance force were investigated using the mathematical model. Parameter stabilization efficiency was proved by modeling and experiments using the technical decision proposed. Using bimetallic drive in order to stabilize the fluid through the throttles provides saving of the shock absorber characteristics under changing operation conditions.

Key words: shock absorber, characteristics, bimetallic drive, automatic correction.

REFERENCES

1. Derbaremdiker, A. (1985), *Amortizatory transportnyh mashin* [Dampers of transport vehicles], Mashinostroenie, Moscow.

2. Nochnichenko, I. and Uzunov, O. (2012), “Stabilization of automotive suspension characteristics in varying conditions due to adaptive damper properties”, *Industrial hydraulics and pneumatics. Scientific and Technical Bulletin, Ukraine*, no. 4(38), pp. 90–95.

3. Nesterenko, B. (2010), *Dorozhnyo-transportna pryroda* [Traffic accident], Aryan, Kiev, Ukraine.

4. Uzunov, A., Nochnichenko, I. and Galetsky, A. (2009), “The influence of temperature changes on the characteristics of the hydraulic shock absorber”, *Bulletin of NTU "KPI"*, no. 57, pp. 157–163.

5. Chernenko, S. (2005), “Development regulated hydraulic shock absorber to the equipment for vibrolaying concrete the depth of piles”, *Scientific works of OAO CNIS*, iss. 228, pp. 82–89.

6. Vorobyov, V. (2003), “Classification of deficiencies of hydraulic shock absorbers”, *All-Russian Scientific Conference “Modern trends in the automotive industry in Russia”*, Tolyatti, pp. 160–162.

7. Gorobtsov, A. (2009), “Mathematical model of frequency-dependent characteristics of a hydraulic shock absorber”, *Automotive industry*, no. 7, pp. 18–20.

Стаття надійшла 16.05.2014.