

УДК 621-567.2

Узунов О.В., д.т.н., проф., Ночніченко І.В., к.т.н., Галецький О.С.  
НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ Україна

## УТОЧНЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ВИТРАТИ ДЛЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ДРОСЕЛІВ КЛАПАННО-ДРОСЕЛЬНИХ ГРУП

Uzunov O., Nochnichenko I., Haletskij O.

National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine ([igor-nochnichenko@ua.fm](mailto:igor-nochnichenko@ua.fm))

### REFINEMENT OF THE FLUID FLOW COEFFICIENT FOR HYDRAULIC VALVE-THROTTLE GROUPS

*Проведено експериментальне дослідження впливу кінематичної в'язкості робочої рідини на коефіцієнт витрати у гідравлічних дроселях клапанно-дросельних груп - типової та з автоматичним регулюванням площ дроселів, які застосовують у гідравлічних амортизаторах. За результатами досліджень отримано експериментальні залежності коефіцієнту витрати робочої рідини від числа Рейнольдса для різних значень кінематичної в'язкості. Розроблено алгоритм визначення коефіцієнту витрати робочої рідини, який враховує температуру, тип робочої рідини та конструкцію дроселів клапанно-дросельної групи. Програмна реалізація алгоритму в математичній моделі дозволила підвищити точність моделювання процесів у гідравлічному амортизаторі, що підтверджено порівнянням з експериментальними даними.*

*Ключеві слова:* клапанно-дросельна група, гідравлічний дросель, коефіцієнт витрати, температура, амортизатор.

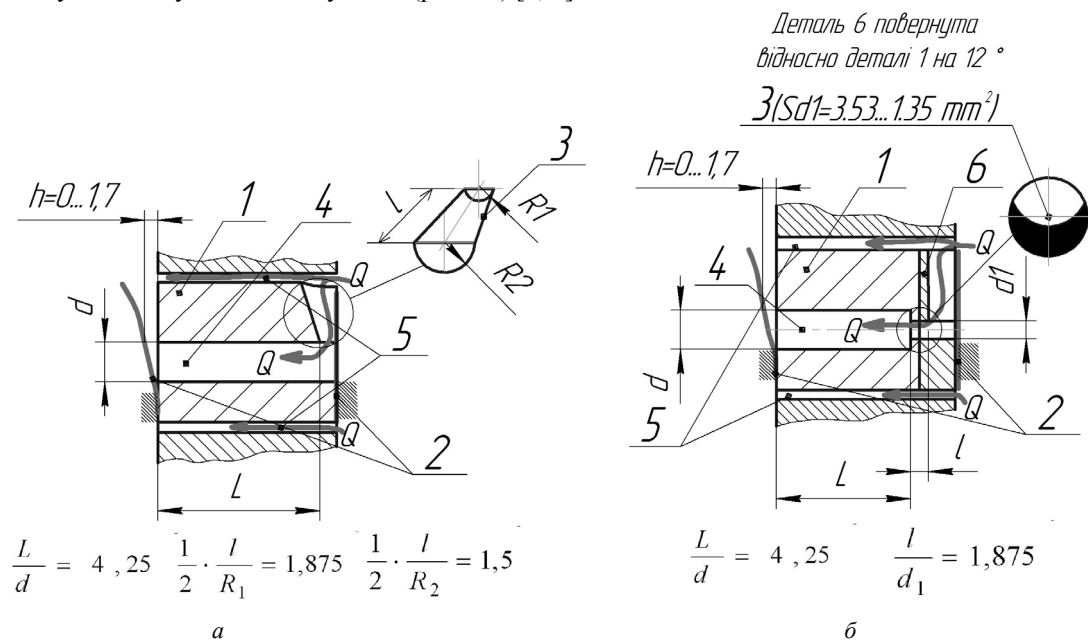
**Предметна область, проблема, мета та задачі дослідження.** Якість гасіння коливань кузова та підвіски автомобіля, плавність руху, керованість, довговічність пружних елементів та шин в значній мірі залежить від характеристик гідравлічних амортизаторів. В той же час їх характеристики суттєво змінюються під впливом умов експлуатації. Причиною є температурні зміни властивостей робочої рідини, що входить до складу амортизатора. Зміна властивостей рідини призводить до змін витрати через дроселі клапанно-дросельної групи і відповідно змін характеристик амортизатора [1, 2]. Для їх стабілізації використовують пристрої компенсації - автоматично регульовані дроселі. Практична реалізація таких пристроїв потребує точного налаштування діапазону регулювання площ з врахуванням складної форми дроселів. Подібні задачі вирішуються шляхом моделювання динамічних процесів взаємодії механічної та гідравлічної частин амортизатора [3]. При цьому математична модель повинна враховувати температурні зміни коефіцієнту витрати для дроселів у робочому діапазоні температур. Відсутність такої інформації для заданих типів дроселів, діапазону температур та режимів їх роботи обумовила необхідність проведення відповідних досліджень.

*Метою роботи є розширення функціональних можливостей математичної моделі гідравлічного амортизатора шляхом врахування поточних значень коефіцієнту витрати. Для цього вирішувались наступні задачі:*

- експериментальне дослідження впливу температури на коефіцієнт витрати робочої рідини у гідравлічних дроселях клапанно-дросельних груп;
- розробка алгоритму розрахунку коефіцієнту витрати в математичній моделі;
- визначення ефекту від уточнення коефіцієнту витрати робочої рідини в математичній моделі на точність результатів моделювання.

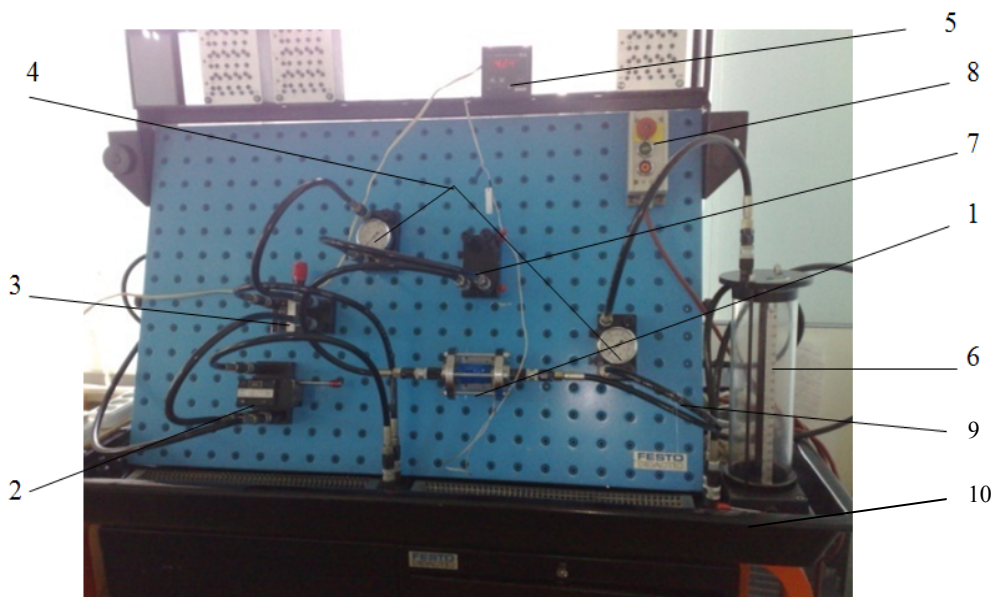
**Результати досліджень.** *Особливості клапанно-дросельної групи гідравлічного амортизатора.* Гідравлічні дроселі, які використовують у складі клапанно-дросельних груп амортизаторів, за рахунок в'язкого тертя створюють опір для руху робочої рідини [4, 5]. Конструктивно такі дроселі виконують у вигляді отворів різної форми та розмірів. Від точності завдання розмірів та форми дроселів в значній мірі залежить ефективність роботи амортизатора. Для забезпечення турбулентного режиму течії, при якому зазвичай працюють дроселі, їх отвори, в поперечному перерізі, виконують циліндричної або прямокутної форми з невеликою площею та довжиною [1, 5, 6]. В клапанно-дросельній групі дроселі працюють сумісно з клапанами. В більшості випадків функцією клапанів є додатковий перепуск робочої рідини при зростанні тиску у робочих камерах амортизатора, що обмежує його зусилля опору. Конструктивно клапани виконують у вигляді набору тарілчастих та пелюсткових пружних пластин з товщиною від 0,01 до 0,3 мм, які притиснуті до поршня і перекривають дросельні отвори. Найбільш розповсюджені конструктивні рішення клапанно-дросельної групи

відповідають спрощеній схемі (рис.1а). Кількість активних дросельних щілин, як правило, залежить від режиму роботи – «відбій» або «стиснення» і може змінюватись від двох до шести. В модернізованих конструкціях клапанно-дросельних груп застосовують автоматичні пристрої керування площами дроселів, які змінюють коефіцієнт демпфірування в процесі роботи амортизатора, що забезпечує задані характеристики або для їх стабілізації у змінних умовах експлуатації (рис.1 б) [3, 5].



**Рис. 1. Конструктивна схема клапанно-дросельної групи а – рис.1.а - типова, б – рис.1.б - з автоматичним регулюванням площ дроселів (1-поршень, 2- тарілчасті клапани, 3- гідравлічні опори (дроселі), 4- гідравлічні канали, 5- конструктивно-технологічний дросель, 6-поворотний диск)**

*Експериментальне дослідження впливу температури на коефіцієнт витрати робочої рідини у гідравлічних дроселях клапанно-дросельних груп. Оцінка кількісного впливу зміни температури робочої рідини на витратні характеристики дроселів виконувалась експериментально. Дослідження проводились за допомогою*



**Рис. 2. Загальний вигляд експериментального стану (1- імітатор клапанно-дросельної групи, 2- розподільник, 3- клапан тиску, 4 - манометри на вході і на виході, 5 - електронний датчик температури, 6- витратомір об'ємного типу, 7 - вентиль, 8- пульт керування станом, 9 – гідравлічні шланги високого тиску, 10 – насосна станція)**

розробленого імітатора клапанно-дросельної групи та спеціально налаштованого експериментального стенду (рис.2).

Імітатор було виконано в гільзі амортизатора в якій встановлено клапанно-дросельну групу. Розміри поршня дорівнювали розмірам типової клапанно-дросельної групи стандартного автомобільного амортизатора. В ході експериментів на дроселях створювались перепади тиску, які забезпечували витрату робочої рідини через дроселі відповідно до діапазону частот роботи амортизатора. Дослідження було виконано для двох типів клапанно-дросельних груп – з дроселями типової групи та дроселями з автоматичним регулюванням площ.

Витратні характеристики дроселів визначались для діапазону температур 9...55 °С та перепадів тиску 0.5...5 МПа. Отримані данні дозволили визначити залежність коефіцієнту витрати у дроселях клапанно-дросельної

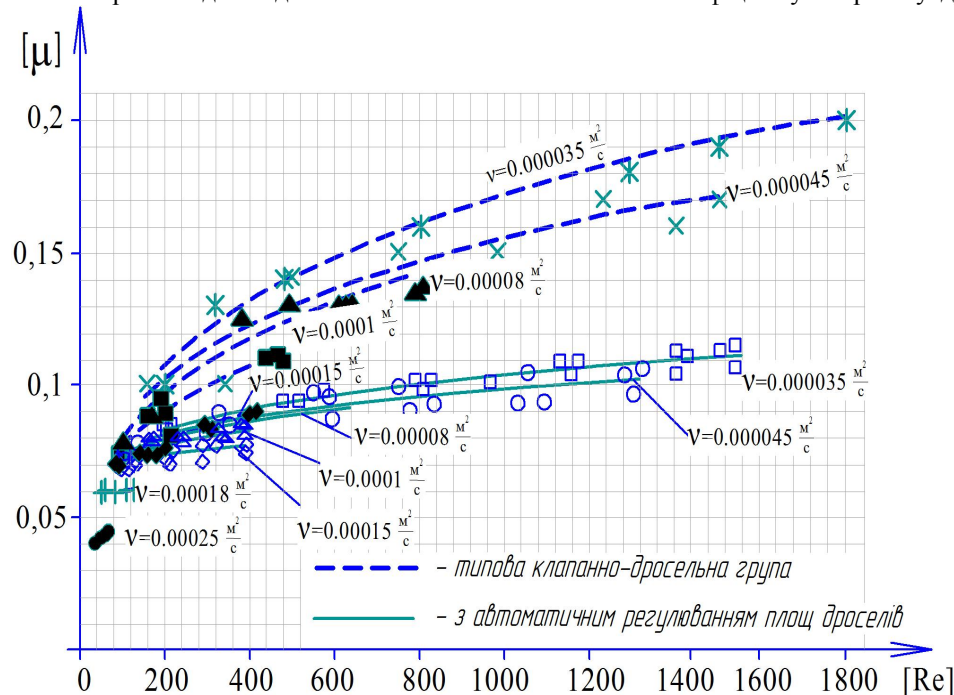


Рис. 3. Залежність коефіцієнту витрати у дроселях клапанно-дросельної групи від числа Рейнольдса для робочої рідини з різними значеннями кінематичної в'язкості (режим роботи «відбій»)

Рейнольдса в таких же діапазонах коефіцієнт витрати змінюється у 1,5 рази (рис. 3 суцільні лінії). Суттєвий вплив температури на коефіцієнт витрати у дроселях клапанно-дросельних груп показав, що для підвищення точності розрахунку характеристик амортизатора врахування змін кінематичної в'язкості є необхідним.

Для математичного представлення отриманих результатів експериментальні залежності були апроксимовані за допомогою поліноміальних функцій (таблиця 1).

Таблиця 1

**Математичні залежності для розрахунку коефіцієнту витрати у дроселях клапанно-дросельних груп**

Тип клапанно-дросельної групи	Кінематична в'язкість робочої рідини, $\nu$ , $\text{m}^2/\text{s}$	Математична функція для визначення $\mu$
Типовий	0,000035	$\mu = -0,000000028\text{Re}^2 + 0,00011\text{Re} + 0,088$
	0,000045	$\mu = 0,0258 \text{Re}^{0,258}$
	0,00008	$\mu = 0,0000000003 \text{Re}^3 - 0,00000064 \text{Re}^2 + 0,00041 \text{Re} + 0,040$
	0,0001	$\mu = -0,00000009 \text{Re}^2 + 0,000139 \text{Re} + 0,064$
	0,00015	$\mu = 0,032 \text{Re}^{0,16}$
	0,00018	$\mu = 0,0000093 \text{Re} + 0,058$
	0,00025	$\mu = 0,000113 \text{Re} + 0,036326$
З автоматичним регулюванням площ дроселів	0,000035	$\mu = 0,000029 \text{Re} + 0,064$
	0,000045	$\mu = 0,000027 \text{Re} + 0,054$
	0,00008	$\mu = 0,000025 \text{Re} + 0,05$
	0,0001	$\mu = 0,00002 \text{Re} + 0,045$
	0,00015	$\mu = 0,00001 \text{Re} + 0,04$

Підвищити точність математичної моделі запропоновано шляхом розрахунку коефіцієнту витрати на основі алгоритму, який полягає в наступному (рис. 4). Початковими даними є: температура ( $t$  °C) та тип робочої рідини, тип клапанно-дросельної групи (типова або з автоматичним регулюванням площ дроселів). За заданим типом робочої рідини та її температурою визначається кінематична в'язкість ( $\nu$ ). Відповідно до значень  $\nu$ , поточних значень швидкості руху ( $v$ ) робочої рідини у дроселях та площ дроселів ( $f$ ), які у випадку

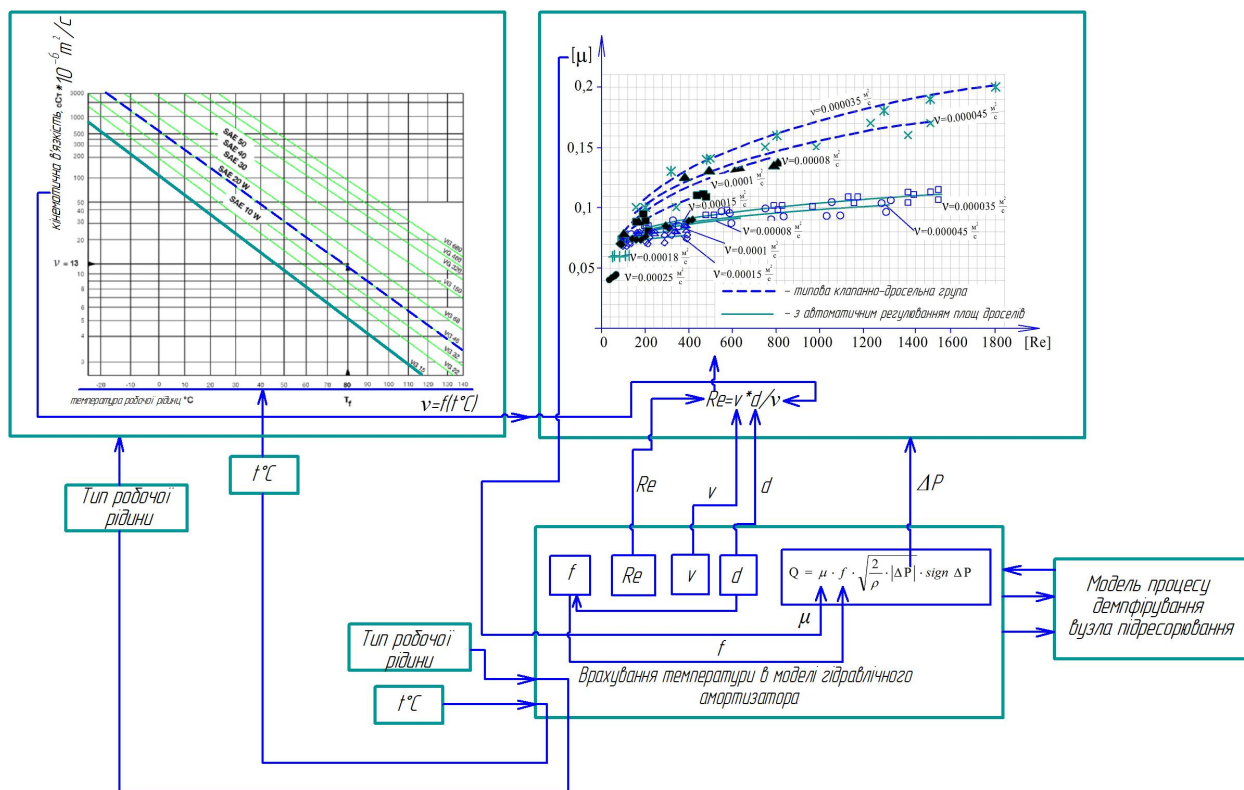


Рис. 4. Алгоритм врахування температурних змін коефіцієнту витрати робочої рідини в математичній моделі гідравлічного амортизатора

застосування типової клапанно-дросельної групи приймають постійними, визначають число Рейнольдса ( $Re$ ). За величиною числа  $Re$  на основі поліноміальних залежностей (таблиця 1) розраховується коефіцієнт витрати ( $\mu$ ). Значення коефіцієнту  $\mu$  використовується у моделі гідравлічного амортизатора для розрахунку поточної витрати крізь дроселі ( $Q$ ). У випадку застосування клапанно-дросельної групи з автоматичним регулюванням площ дроселів в розрахунку числа  $Re$  використовують поточні значення  $f$ , що відповідають значенням температури робочої рідини.

Алгоритм реалізовано у вигляді програмного модулю, який використано в математичній моделі гідравлічного амортизатора. Це дозволило враховувати вплив температури та режими руху робочої рідини на коефіцієнт витрати у дроселях клапанно-дросельних груп.

Визначення ефекту від уточнення коефіцієнту витрати робочої рідини в математичній моделі на точність результатів моделювання. Визначення впливу температури на коефіцієнт витрати робочої рідини виконувалось шляхом співставлення розрахункових результатів з експериментальними даними. Порівняння проводилось по графікам процесу зміни зусилля опору амортизатора при його реакції на збурюючу дію, що відповідала синусоїдальному закону.

Моделні розрахунки були проведені для двох типів дроселів клапанно-дросельних груп. При цьому для кожного типу проводилось моделювання двох процесів, що відповідали двом фіксованим значенням температури робочої рідини - 20 та 50 °C. Для вказаних значень температури коефіцієнти витрати приймалися відповідно 0,1 та 0,22. Порівняння результатів розрахунку з експериментальними даними при значенні коефіцієнту витрати 0,1 показало їх задовільне співпадіння (рис. 5). При цьому середньоквадратична похибка не перевищує 7%.

З'ясовано також, що при застосуванні загальноприйнятого для розрахунку таких типів дроселів значення коефіцієнту витрати 0,7, максимальне зусилля опору амортизатора в режимі «відбій» є меншим ніж отримане в експерименті у 8 разів, а в режимі «стиснення» у 10 разів (рис. 5). Останнє свідчить про значну похибку розрахунку характеристик амортизатора.

F, Н

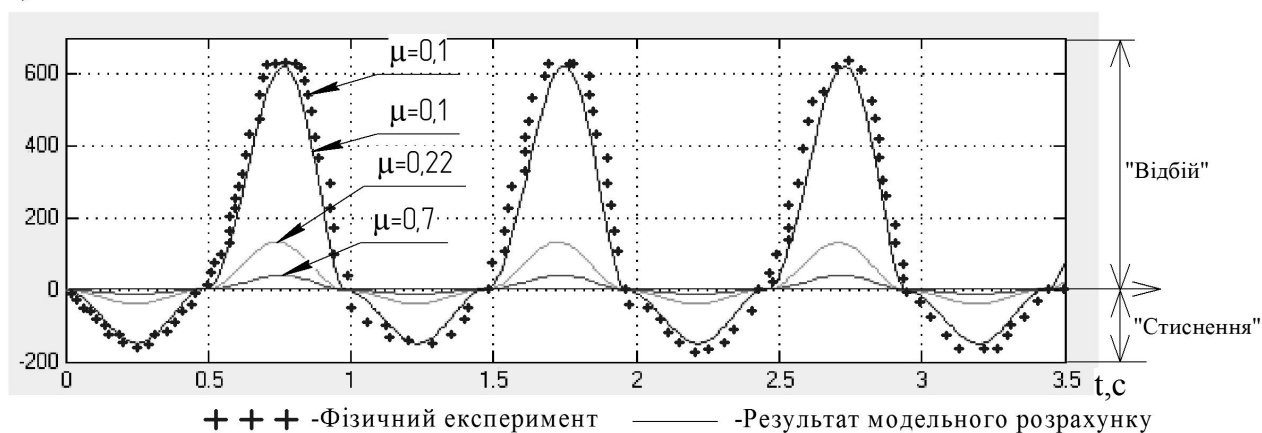


Рис. 5. Графіки процесів зміни зусилля опору амортизатора при вимушених коливаннях штоку з частотою  $\omega=1$  Гц та амплітудою  $A=\pm 0,037$  м, (при врахуванні різних значень коефіцієнту витрати робочої рідини через дроселі  $\mu=0.1, 0.22, 0.7$ )

**Висновки.** Дослідження двох типів клапанно-дросельних груп гідравлічного амортизатора показало, що значення коефіцієнтів витрати для кожної конкретної форми дроселів не є постійним і залежить від температури, яка суттєво змінює кінематичну в'язкість робочої рідини.

Експериментально визначено, що для типової клапанно-дросельної групи та групи з автоматичним регулюванням площ дроселів при зміні кінематичної в'язкості в діапазоні  $(0,00025 \dots 0,00035)$  м<sup>2</sup>/с коефіцієнт витрати робочої рідини змінюється з 0,03 до 0,22, що обумовлює необхідність їх врахування при моделюванні процесів в гідравлічних амортизаторах.

Порівняння значень зусиль опору амортизатора, які отримані в ході математичного моделювання, з експериментальними даними показало, що застосування розробленого алгоритму підвищує точність розрахунків для заданих типів клапанно-дросельних груп не менш ніж на 50%.

**Аннотація.** Проведено експериментальне дослідження впливу кінематичної в'язкості робочої рідини на коефіцієнт расхода в гідравлічних дроселях клапанно-дросельних груп - типової та з автоматичною регулювальною площею дроселів, використовуваних, наприклад, в гідравлічних амортизаторах. По результатам досліджень отримані експериментальні залежності коефіцієнта расхода робочої рідини від числа Рейнольдса для різних значень кінематичної в'язкості. Розроблено алгоритм розрахунку коефіцієнта расхода робочої рідини, який враховує температуру, тип робочої рідини та конструкцію дроселів клапанно-дросельної групи. Програмна реалізація алгоритму в математичній моделі дозволила підвищити точність моделювання процесів в гідравлічному амортизаторі, що підтверджено порівнянням з експериментальними даними.

**Ключові слова:** клапанно-дросельна група, гідравлічний дросель, коефіцієнт расхода, температура, амортизатор.

**Abstract.** An experimental investigation of the kinematic viscosity influence on flow coefficient in hydraulic throttle-valve groups was performed. Typical and self-adjusting throttle-valve groups of the shock absorber are tested. The experimental functions of the flow rate coefficient on the Reynolds number for different values of the kinematic viscosity are obtained. The experimental result presents that influence temperature on the flow rate coefficient is very strong there for it is necessary to take into account in mathematical model of the shock absorber work process. In order to use obtained result the experimental functions were represented by polynomial functions. On the base of the polynomial functions the algorithm of the flow rate coefficient calculation was proposed. The algorithm takes into account the temperature of working liquid and the type of the throttle-valve group. The program module was designed on the algorithm base. Using of the program module in mathematical model increases the accuracy of the simulation of the work process in throttle-valve groups and in shock absorber. The simulation results were confirmed by results of the experimental investigation of the work processes in the shock absorber.

**Keywords:** valve-throttle group, hydraulic throttle, discharge coefficient, temperature, shock absorber.

**Бібліографічний список використаної літератури**

1. *Узунов О.В.* Вплив температурних змін характеристик дроселів на роботу гідравлічного амортизатора / О.В. Узунов, І.В. Ночніченко, О.С. Галецький / Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія: Машинобудування. – Київ, 2009. Вип. 57. – С.157–163.
2. *Ночніченко І.В.* Стабілізація характеристик автомобільної підвіски в змінних умовах експлуатації за рахунок адаптивних властивостей амортизатора / І.В. Ночніченко, О.В. Узунов // Промислова гідравліка і пневматика Всеукраїнський науково-технічний вісник. – Вінниця, 2012. – № 4 (38). – С. 90-95.
3. *Узунов О. В.* Математична модель робочого процесу у гідравлічному автомобільному амортизаторі / І. В. Ночніченко, О. В. Узунов // Науково-технічний збірник "Гідравліка і гідротехніка" Національного транспортного університету України. – Київ, 2011. – № 65. – С. 100-111.
4. *Дербаремдкер А.Д.* Амортизаторы транспортных машин. [2 изд. перераб. и доп.] / А.Д. Дербаремдкер. — М.: Машиностроение, 1985 г. —200 с.
5. *Раймпель Й.* Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колёса / Й. Раймпель [пер. с нем. В.П. Агапова; под ред. О.Д. Златовратского].— М.: Машиностроение, 1986. —320 с.
6. *Пат. 90180* України, МПК (2009): F16F 5/00, F16F 9/44 (2006.01), B60G 11/26 (2006.01). Клапанно-дросельний вузол амортизатора / О.В. Узунов, І.В. Ночніченко, О.С. Галецький.; Заявл. 14.05.2008, Опубл. 12.04.2010. Бюл. № 7.
7. *Сиов Б.Н.* Истечение жидкости через насадки / Б.Н. Сиов М., Машиностроение. – 1968. –140 с.

**References**

1. *Uzunov O.V.* Vplyv temperaturnykh zmin harakterystyk droseliv na robotu gidravlichnogo amortyzatora. O.V. Uzunov, I.V. Nochnichenko, O.S. Galec'kyj, Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu Ukraïny «Kyïv's'kyj politehnicnyj instytut». Serija: Mashynobuduvannja. Kyïv, 2009, no. 57. pp.157–163.
2. *Nochnichenko I.V.* Stabilizacija harakterystyk avtomobil'noi' pidvisky v zminnykh umovah ekspluatacii' za rahunok adaptyvnykh vlastyvostryj amortyzatora, I.V. Nochnichenko, O.V. Uzunov. Promyslova gidravlika i pnevmatyka Vseukrai'ns'kyj naukovotehnicnyj visnyk. Vinnycja, 2012, no. 4 (38), pp. 90-95.
3. *Uzunov O. V.* Matematychna model' robochoho procesu u gidravlichnomu avtomobil'nomu amortyzatori I. V. Nochnichenko, O. V. Uzunov. Naukovotehnicnyj zbirnyk "Gidravlika i gidrotehnika" Nacional'nogo transportnogo universytetu Ukraïny, Kyïv, 2011, no.65, pp. 100-111.
4. *Derbaremdiker A.D.* Amortizatory transportnykh mashin. (Shock absorbers transport vehicles) [2 izd. pererab. i dop.], A.D. Derbaremdiker, Moscow: Mashinostroenie, 1985, 200 p.
5. *Rajmpel' J.* Shassi avtomobilja: Amortizatory, shyny i koljosa (Car chassis: Shock absorbers, tires and wheels) J. Rajmpel' [per. s nem. V.P. Agapova; pod red. O.D. Zlatovratskogo]. Moscow: Mashinostroenie, 1986, 320 p.
6. *Uzunov O.V., Nochnichenko I.V., Galec'kyj O.S.* Klapanno-drosel'nyj vuzol amortyzatora [Valve-throttle damper unit], Patent Ukrainy no 90180 12.04.2010.
7. *Siov B.N.* Istechenie zhidkosti cherez nasadki (The outflow of fluid through the nozzle). B.N. Siov Moscow, Mashinostroenie, 1968, 140 p.

Подана до редакції 16.12.2014