

УДК 681.5.015

МОДЕЛЮВАННЯ РІДИННО-МАГНІТНОГО ДЕМПФЕРУ В СЕРЕДОВИЩІ SIMULINK З ВИКОРИСТАННЯМ БЛОКІВ ІМІТАЦІЇ ФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ SIMSCAPE

Галецький О.С., Бєліков К.О., Ночніченко І.В.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація. Робота присвячена математичному моделюванню принципово нового рідинно-магнітного демпфера для гасіння та поглинання механічних коливань в широкому діапазоні температур. Для перевірки функціональних можливостей демпфера, в даній роботі, розроблено математичну модель в середовищі Simulink з використанням прикладного пакету Simscape. Математична модель дозволила кількісно оцінити взаємозв'язок параметрів демпфера при взаємодії з середовищем експлуатації для виготовлення дослідного зразка та параметри елементів системи демпфера, що дадуть змогу досягти закладену робочу характеристику.

Ключові слова: демпфер, магнітно-гідралічний, магнітно-рідинний, математична модель, протез колінного суглобу, Simulink, Simscape.

Розвиток технологій в області гасіння коливань, ставить все нові вимоги до сучасних демпферних пристроїв. На сьогоднішній день актуальним питанням при проектуванні гідралічних демпферів є дослідження робочих процесів у робочих камерах. Характеристика гідралічного демпфера в основному визначається в'язкістю робочої рідини, а також гідродинамічними процесами супроводжуються локальним підвищенням температури, порушенням суцільності потоку при певних режимах роботи і виникнення двофазного потоку робочої рідини [1-3]. Для поліпшення характеристик нових високоефективних демпферів застосовують нові конструкції гібридної структури. Такі як наприклад, магнітно-гідралічні демпфери, що мають ряд переваг в порівнянні з іншими конструкціями, наприклад довговічність конструкції. Однак, цей симбіоз двох фізичних ефектів потребує поглибленої перевірки на етапі проектування та є недостатньо вивченим, що пов'язано зі складністю: гідродинамічних процесів, магнітної взаємодії, теоретичного опису так і постановки, і проведення експериментальних досліджень. Тому для дослідження робочих процесів і вибору їх раціональних параметрів, застосовують чисельне моделювання.

Для підтвердження ефективності роботи конструкції рідинно-магнітного демпферу (рис. 1) було розроблено математичну модель в середовищі Simulink з використанням прикладного пакету Simscape.

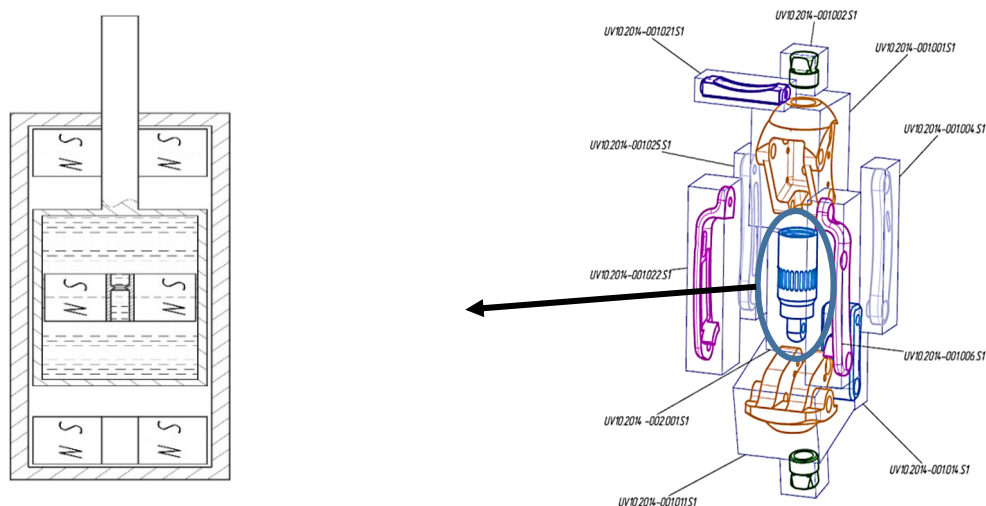


Рис. 1 – Конструктивна схема рідинно-магнітного демпфера

Математична модель описується системою рівнянь (1). Проведене тестування математичної моделі показало коректність роботи моделі і взаємодії компонентів. Так результати моделювання режиму "відбій" (рис. 2а) показують, що об'єм рідинної камери зменшується – це пояснюється дією інерційних і магнітних сил та сил в'язкого тертя на внутрішній поршень. Сумарний вектор сил спрямовано проти руху основного поршня.

При моделюванні режиму "стиснення" спостерігається наявність коливальних процесів, меншої тривалості, ніж в режимі "відбій". Після зняття сили, яка діє на основний поршень, накопичена реактивна сила повертає основний поршень у початкове положення. При цьому спостерігається перехідний процес пікове значення, якого не перевищує 10% від загальної амплітуди.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 F = m \frac{dv}{dt} \\
 F_{tr} = \sqrt{2}e(F_{brk} - F_c) \cdot \exp\left(-\left(\frac{v}{v_{st}}\right)^2\right) \cdot \frac{v}{v_{st}} + F_c \cdot \tanh\left(\frac{v}{v_{Coul}}\right) + fv \\
 v_{st} = v_{brk}\sqrt{2} \\
 v_{Coul} = v_{brk}/10 \\
 v = v_R - v_c \\
 F_1 = \begin{cases} K_p \cdot (x - g_p) + D_p \cdot v & \text{for } x \geq g_p \\ 0 & \text{for } g_n < x < g_p \\ K_n \cdot (x - g_n) + D_n \cdot v & \text{for } x \leq g_n \end{cases} \\
 v = \frac{dx}{dt} \\
 E = E_1 \frac{1 + \alpha \left(\frac{p_a}{p_a + p}\right)^{1/n}}{1 + \alpha \frac{p_a^{1/n}}{n \cdot (p_a + p)^{\frac{n+1}{n}}} E_1} \\
 q = \frac{V_0 + A(x_0 + x \cdot or)}{E} \cdot \frac{dp}{dt} \\
 F = \varepsilon \cdot p \cdot A \\
 q = C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{p_r}{(p_r^2 + p_{cr}^2)^{1/4}}
 \end{array} \right. \quad (1)$$

де F_{tr} – сила тертя; F_c – тертя ковзання; F_{brk} – сила тертя зсуву; v_{brk} – швидкість зсуву; v_{st} – гранична швидкість за Штрибеком; v_{Coul} – гранична швидкість для тертя ковзання; v_R , v_c – швидкості переміщення поверхонь (сигнали на каналах елементу); v – відносна швидкість; f – коефіцієнт в'язкого тертя; F_l – сила взаємодії між рухомою і нерухомою ланками; g_p – початкове значення зазору між координатою рухомої ланки та верхньою межею переміщення; g_n – початкове значення зазору між координатою рухомої ланки та нижньою межею переміщення; x – поточна координата рухомої ланки; K_p – контактна жорсткість верхньої межі; K_n – контактна жорсткість нижньої межі; D_p – коефіцієнт амортизації верхньої межі; D_n – коефіцієнт амортизації нижньої межі; v – швидкість рухомої ланки; E_1 – модуль пружності чистої рідини (рідинної частини); p_a – атмосферний тиск; α – відносна частка розчиненого газу (повітря) в рідині при атмосферному тиску; n – коефіцієнт політропи для газу; q – об'ємна витрата через дросель; p – перепад тиску на дроселі; p_r – втрати тиску на дроселі; C_D – коефіцієнт витрати; A – площа поперечного перерізу дроселя; ρ – густина рідини; p_{cr} – критичний тиск турбулентного режиму.

Як видно з результатів моделювання режиму "відбій", об'єм рідинної камери зменшується, що пояснюється дією інерційних і магнітних сил та сил в'язкого тертя на внутрішній поршень. Сумарний вектор сил спрямовано проти руху основного поршня.

Узагальнені результати моделювання (рис. 3) показують залежність характеристики роботи демпфера в режимах "стиснення" і "відбій" при різній тривалості прикладення навантаження.

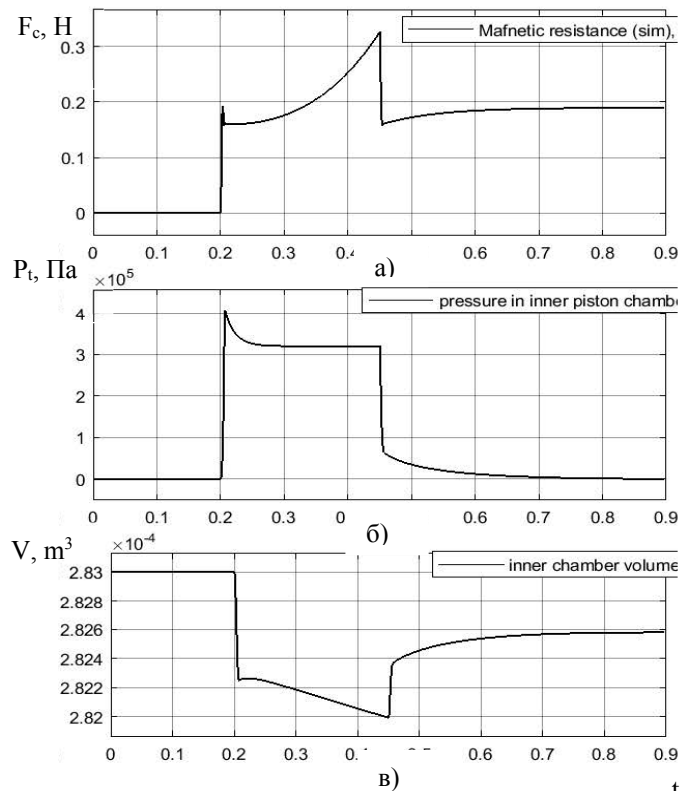


Рис. 2. Графіки робочих процесів в камерах рідинного демпфера режим «стиснення» (а-характеристика зміни «жорсткості» магнітної пружини; б-характеристика зміни різниці тисків на дроселі внутрішнього поршня; в-зміна об'єму гідравлічної камери при переміщенні внутрішнього поршня)

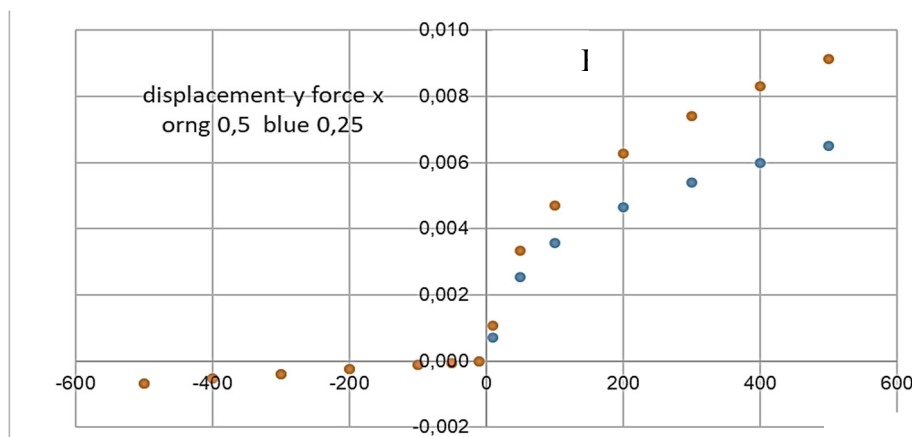


Рис. 3. Залежність максимального переміщення поршня від зусилля опору за результатами моделювання при ширині імпульсу сили 1) – 0,25 с; 2) – 0,5 с

В режимі «стиснення» тривалість прикладення навантаження майже не впливає на величину переміщення основного поршня, в той час як в режимі «відбій» переміщення поршня напряму пов'язане з тривалістю дії навантаження.

Висновки. Розроблена математична модель дозволяє додатково враховувати умови експлуатації рідинного-магнітного демпфера і вплив його параметрів на процес демпфування. Це, в свою чергу, дозволить забезпечити вибір раціональних конструктивних параметрів в залежності від змінних умов експлуатації.

Список літератури

1. K. J. Meessen. Analysis and design of a slotless tubular permanent magnet actuator for high acceleration applications / K. J. Meessen, J. J. H. Paulides, E. A. Lomonova // Journal of applied physics. Vol. 105. – 2009 – pp. 07F110-1 - 07F110-3.
2. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобиля. - М.: Машиностроение, 1986. –216 с.
3. Ночніченко І.В. Гідравлічний амортизатор з автоматичною стабілізацією характеристик в змінних умовах експлуатації // І.В. Ночніченко / Вісник Кременчуцького національного університету ім. М.Остроградського. – Кременчук, 2014. – № 3 (86). – С. 117-124.

УДК 681.5.015

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МАГНІТНО-ГІДРАВЛІЧНОГО ДЕМПФЕРА

Костюк Д.В., Ночніченко І.В., Галецький О.С.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

***Анотація.** В роботі розглянуто застосування принципово нового типу демпферного елемента, який застосовується в якості пристрою гасіння коливань у протезі колінного суглобу. Для дослідження роботоздатності розробленого демпфера на першому етапі розроблено математичну модель, що дозволило дослідити та проаналізувати внутрішні процеси, які протікають в гідравлічних камерах демпфера та оцінити взаємодію двох систем: гідравлічної і магнітної. Модель будувалася на основі циклічно-модульного підходу, що дозволяє скоротити час розробки та налаштування математичної моделі. Отримана математична модель дозволяє якісно і кількісно оцінювати характеристики магнітно-гідравлічних демпферів різних типорозмірів, що застосовуються у протезах колінного суглобу при різному несучому навантаженні.*

***Ключові слова:** демпфер, магнітно-гідравлічний, математична модель, протез колінного суглобу.*

Через складну ситуацію в Україні є багато людей, які постраждали під час бойових дій і втратили кінцівки. Складне протезування в Україні проводиться але собівартість комплексу має велику собівартість. Незважаючи на те, що в області протезування за останні роки був зроблений великий прорив, все ж залишається актуальним питання виготовлення простого, термостабільного, зручного в експлуатації, зі стабільною характеристикою, адаптивного але в той же час економічно вигідного протезу. Окрім того, протезування за межами нашої країни призводить до проблем з подальшим обслуговуванням протезу, що несе додаткові матеріальні витрати для людини.

Одним з основних елементів який визначає робочу характеристику руху ендопротезу та відтворює реалістичність руху є демпферний пристрій. В основі роботи демпфера лежить принцип поглинання частини енергії руху шарнірного механізму та перетворення її в теплову енергію за рахунок в'язкого тертя на дросельних елементах [1]. Класичні гідравлічні демпфери, при роботі і досить великому часі напрацювання, починають втрачати робочу рідину через ущільнюючі елементи [2]. Одним з недоліків гідравлічних пристроїв демпфування коливань є залежність зусилля опору від температури навколишнього середовища, що викликано зміною в'язкості робочої рідини [1, 2]. Це обумовлює

ускладнення експлуатації демпферів та постійне підлаштування зусилля опору в процесі його роботи в широкому діапазоні температур. Та призводить до зміни робочих характеристик демпфера, забруднення навколишнього середовища та погіршення естетичного вигляду елементів протезу і практичності його застосування [3].

Запропонований магнітно-гідралічний демпфер (рис. 1) має герметичну гідралічну камеру, що виключає можливість витоків робочої рідини. Також демпфер включає в себе: шток А, який з'єднано з порожнистим герметичним поршнем, в середині якого міститься рідина та рухомий поршень В, який утворюють кільцеві магніти.

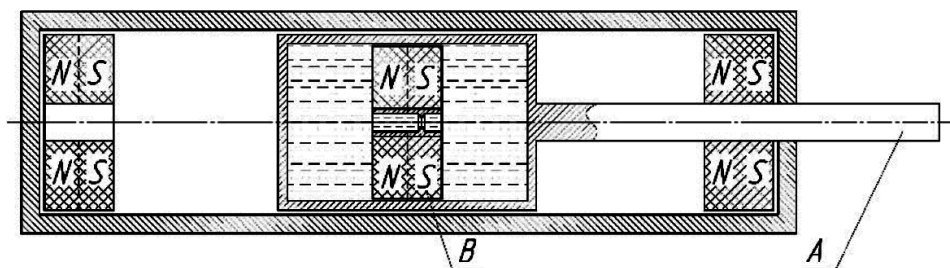


Рис. 1. Схема магнітно-гідралічного демпфера

Поршень містить дросельний отвір, що дозволяє рідині перетікати з однієї частини поршневої камери в іншу при переміщенні штока. Кільцеві магніти, розміщені по краях гільзи, взаємодіють з магнітним поршнем, змушуючи його рухатись під дією сил магнітного відштовхування та гідростатичної сили, що виникає внаслідок зміни тиску в частинах поршневої камери при переміщенні штока. Таким чином створюється зусилля опору на штоку. Складність демпфера та наявність фізично різнорідних складових елементів демпфера зумовила вибір спеціального підходу до побудови його математичної моделі. Був застосований циклічно-модульний підхід, який дозволив скоротити термін побудови моделі та час її налаштування [4].

Рідинні демпфери мають певну характеристику залежності зусилля демпфування від швидкості руху поршня. Особливо чутливі до впливу температури є демпфери з лінійними характеристиками, в яких перетікання робочої рідини в дроселюючому елементі здійснюється при ламінарному плинні. Зусилля опору демпфера для ламінарного дроселя визначається за залежністю:

$$F = k \cdot v_p$$

де v_p - швидкість руху поршня, k - коефіцієнт демпфування.

Взаємний зв'язок між модулями демпфера та процесами, що відбуваються в ньому, представлено схемою будови моделі (рис. 2). В подальшому дана схема дозволила скласти систему математичних рівнянь.

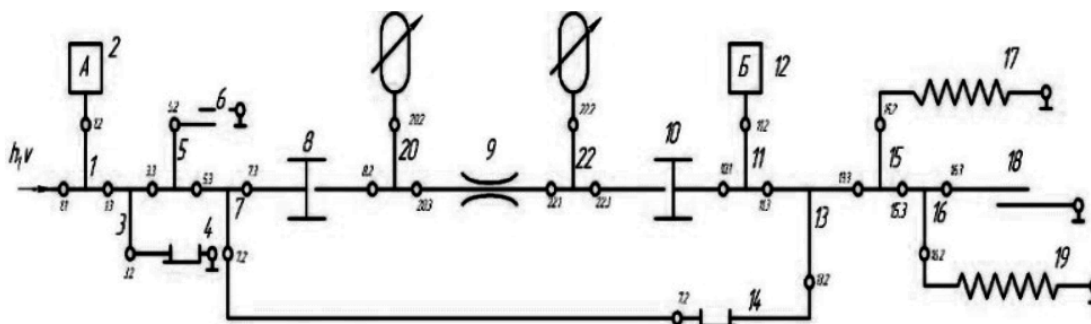


Рис. 2. Схема будови моделі магнітно-гідралічного демпфера

Функціонування демпфера, відповідно до схеми відбувається наступним чином. Вхідна дія у вигляді швидкості впливає на шток А, зображений елементом «маса» 2, під дією якої відбувається його переміщення, яке далі, через елемент розгалуження потоку, передається на елемент 3 «умовне з'єднання», який в поєднанні з опорою 4 імітує обмеження ходу. Одночасно переміщення передається через розгалужувач потоку 5 до елементу 13, що імітує пару тертя. Переміщення штока А подається через розгалужувач потоку 7 на елемент 8 – «гідромеханічний перетворювач», на виході якого формується потік, що призводить до зростання тиску в елементі 20 – «камера змінного об'єму». Під дією зростаючого тиску в камері 20 виникає потік через дросель 9, величина якого визначається перепадом тисків в камерах 20 і 22. Тиск в камері 22 призводить до виникнення сили на гідромеханічному перетворювачі 10, під дією якою приводиться в рух поршень Б, зображений елементом 12 «маса» та через розгалужувачі потоку передається через елемент «умовне з'єднання» 14 на вхід гідромеханічного перетворювача 8. Також при переміщенні маси 12 відбувається зміна відстані між магнітами та відповідно виникаючої відштовхуючої сили, що зображено в схемі «пружинами» 17 та 19, а також виникає сила тертя, що зображено взаємодією елементу 18 з опорою.

Модель фізичні явища та процеси, які виникають при роботі демпфера представлені системою рівнянь (1) та (2).

$$(1) \left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_{223}}{dt} = \frac{E}{V_0 \mp \Delta V} \cdot q_{222} \\ F_{101} = F_{112} + F_{113} \rightarrow F_{112} = F_{101} - F_{113} \\ \frac{dv_B}{dt} = \frac{F_{112}}{m_B} \\ F_{113} = F_{133} + F_{132} \\ F_{132} = 0, \quad \text{при } h_{132} \neq h_{73} \\ F_{132} = F_{73}, \quad \text{при } h_{132} = h_{73} \\ F_{133} = F_{152} + F_{153} \\ F_{152} = k_{17} \cdot (\pm h_{13}) \\ F_{153} = F_{162} + F_{163} \\ F_{162} = k_{19} \cdot (\mp h_B) \\ F_{163} = b_B \cdot v_B \end{array} \right.$$

$$(2) \left\{ \begin{array}{l} v(t) = v_{11} \\ v_{11} = v_{12} = v_{13} \\ \frac{dv_2}{dt} = \frac{F_2}{m_A} \rightarrow F_2 = F_{12} = \frac{dv_{12}}{dt} \cdot m_A \\ F_{11} = F_{52} + F_{53} \\ F_{52} = b_A \cdot v_A \\ F_{73} = p_{82} \cdot S \\ q_{82} = q_{202} + q_{203} \rightarrow q_{202} = q_{82} - q_{203} \\ \frac{dp_{82}}{dt} = \frac{E}{V_0 \pm \Delta V} \cdot q_{202} \\ q_{82} = v_A \cdot S \\ q_{223} = v_B \cdot S \end{array} \right.$$

де $v(t)$ – швидкість штока, $q_{3,2}$ - витрата через дросель в підкритичному режимі; $q_{4,2}$ - витрата повітря через дросель в надкритичному режимі; μ - коефіцієнт витратити у дроселі; f - площа перерізу дроселя; V_0 - початковий об'єм пневматичної камери; ΔV - змінний об'єм пневматичної камери; v - швидкість руху поршня; S - ефективна площа поршня; b - коефіцієнт в'язкого тертя; $F_{8,2}$ - зусилля, що створюється на поршні; h - переміщення.

Робочі процеси в демпфері описуються рядом рівнянь. Які включають в себе врахування: інерції рухомих мас штока та поршня, сил в'язкого тертя, що виникають в місцях контакту елементів, зміну тиску в камері змінного об'єму з врахуванням стисливості рідини під час зміни об'єму, витрату рідини через турбулентний дросель в поршні, врахування взаємодії відштовхування магнітів, представивши їх у вигляді магнітних пружин.

Висновки. Розроблена математична модель магнітно-гідравлічного демпфера дозволяє досліджувати вплив його параметрів та механічної частини просторового механізму і температури робочої рідини на зусилля опору і час процесу затухання коливань. Використання моделі дозволить підтвердити ефективність компенсації температурних змін характеристик шляхом корекції площ дросельних отворів клапанно-дросельного вузла демпфера і уточнити необхідну величину зміни площ дросельних отворів.

Список літератури

1. K. J. Meessen. Analysis and design of a slotless tubular permanent magnet actuator for high acceleration applications / K. J. Meessen, J. J. H. Paulides, E. A. Lomonova // Journal of applied physics. Vol. 105. – 2009 – pp. 07F110-1 - 07F110-3.
2. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобиля. - М.: Машиностроение, 1986. –216 с.
3. Ночніченко І.В. Гідравлічний амортизатор з автоматичною стабілізацією характеристик в змінних умовах експлуатації // І.В. Ночніченко / Вісник Кременчуцького національного університету ім. М.Остроградського. – Кременчук, 2014. – № 3 (86). – С. 117-124.
4. Узунов О. В. Математична модель робочого процесу у гідравлічному автомобільному амортизаторі / І. В. Ночніченко, О. В. Узунов // Науково – технічний збірник НТУ. – Київ. – 2011. – № 65. – С. 100-111.

УДК 621.9.62-92

СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ПОЛОЖЕННЯ КРОКОВОГО ПРИВОДУ НА ОСНОВІ АДАПТИВНОГО КЛАПАНА ТИСКУ

Галецький О.С., Шаріпов В.І.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

***Анотація.** Проведений аналіз гідравлічного крокового позиційного приводу на основі пневмогідравлічного дозатору виявив недоліки у його роботі, що полягають в неможливості, при відомій схемі, забезпечити заявлену точність позиціонування штоку гідравлічного циліндра, при роботі з відсутнім навантаженням на штоку гідравлічного циліндра. Запропоновано у відому схему приводу включити адаптивний гідравлічний клапан тиску, що забезпечить створення попереднього навантаження, зі сторони пасивної камери гідравлічного циліндра, для забезпечення утримання заданої позиції штоку при відсутньому навантаженні. Запропонована методика розрахунку гідравлічного адаптивного клапану тиску, що дозволяє отримати основні параметри клапану для будь якого типорозміру гідравлічного циліндра.*

***Ключові слова:** адаптивний, клапан тиску, система контролю положення, позиційний привод.*

Для автоматичного управління процесами роботи сучасних універсальних, спеціалізованих машин-автоматів і промислових роботів потрібна гнучка система автоматизації, яка допускає легку і швидко зміну режимів роботи машини в широких межах. Автоматизація виробничих процесів нерозривно пов'язана з вирішенням завдань позиціонування різних об'єктів.

Вирішення такої задачі забезпечується можливістю швидко змінювати налаштування системи, скорочуючи час простою, та не витрачаючи його на заміну виконавчих пристроїв або елементів приводу. Також, за можливості, при зміні умов експлуатації системи, автоматично адаптуватись до актуальних налаштувань. Забезпечення швидкого переналаштування реалізовано в кроковому позиційному приводі на основі пневмогідравлічного дозатора [1]. Так, як привод базується на системі із замкнутим гідравлічним контуром та має одноштоковий гідравлічний циліндр виникає один недолік – це складність забезпечити утримання нейтральної позиції штоку гідроциліндра, на якому відсутнє навантаження у режимі холостого ходу (рис. 1).

Для вирішення проблеми запропоновано додати в існуючу конструкцію позиційного крокового приводу елемент, що дозволить автоматично налаштовуватися для утримання нейтральної позиції при змінному навантаженні на штоку гідравлічного циліндра.

Модернізована система приводу включає додатково два клапану тиску КТ1 і КТ2, що дозволяють попередньо створити, за допомогою гідравлічної частини приводу, навантаження на поршні при включенні розподільника Р1 у одну з робочих позицій. Тобто система в автоматичному режимі відслідковує необхідність створення додаткового навантаження. Таким чином при відсутності навантаження на штоку гідроциліндра, поршень залишається нерухомим за рахунок підпору, який забезпечує клапан тиску, що встановлений у зливній магістралі. В момент зрушення гідроциліндра, тиск в поршневій камері значно збільшується,

що миттєво призводить до відкриття клапану тиску і, відповідно, руху штока гідравлічного циліндра. Як тільки дозатор припинить формувати порції робочої рідини, тиск в штоковій камері стане меншим, від тиску для забезпечення руху, і клапан тиску закриється. Відбудеться зупинка штоку гідравлічного циліндра в заданій позиції.

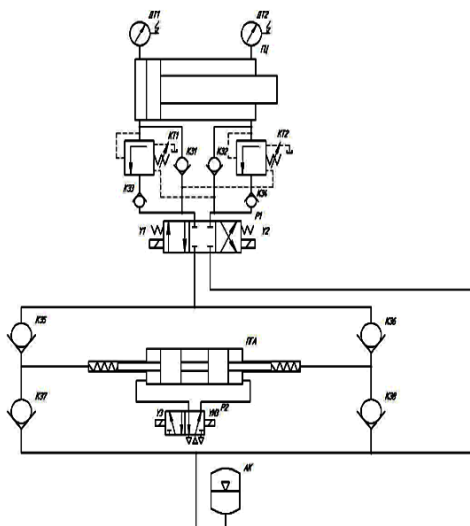


Рис. 1. Схема системи контролю положення крокового приводу на основі клапану тиску з гідравлічним керуванням

Схема будови клапану тиску (рис. 2) показує взаємодію компонентів гідравлічного апарата. Компоненти функціонують за наступним порядком: до лінії А та С подається витрата робочої рідини. Після наповнення порожнини С золотник починає рух. Відкривається гідравлічний дросель і рідина починає поступати до лінії В. Одночасно з цим рідина виштовхується з пружинної порожнини у лінію D та потрапляє на злив. У разі зникнення тиску з порожнини С, золотник під дією пружини починає рух у зворотному напрямі. Лінія А перекривається і рідина не потрапляє до лінії В.

Для розрахунку клапану тиску пропонується методика, яка оснований на наступній послідовності (рис. 3).

Після завдання перекриття золотника розраховуються його гідравлічні параметри. За значенням гідравлічної провідності однієї кромки золотника можна перейти до розрахунку геометричних параметрів, а саме площі дросельного вікна при максимальному перекритті і площі перерізу підвідного каналу. Визначивши діаметр золотника, з метою більшої технологічності, вибирається ближчий більший зі стандартного ряду. Наступним кроком розраховується діаметр шийки золотника та визначається його максимальне зміщення.

В ході розрахунків ми відштовхуємось від заданих нами вхідних даних. Наприклад при визначенні площі дросельного вікна та при визначенні діаметру. Тобто там в формулі враховується тиск, витрата. І ось ця частина теж є якось мірою перевіркою "Визначивши діаметр золотника, з метою більшої технологічності, вибирається ближчий більший зі стандартного ряду."

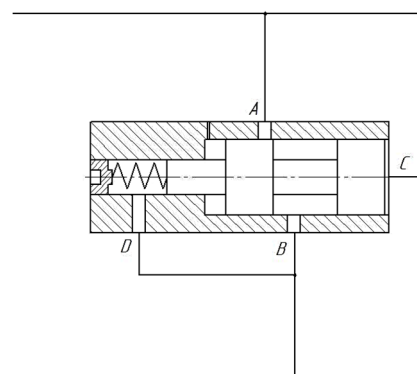


Рис. 2. Принципова схема клапану тиску

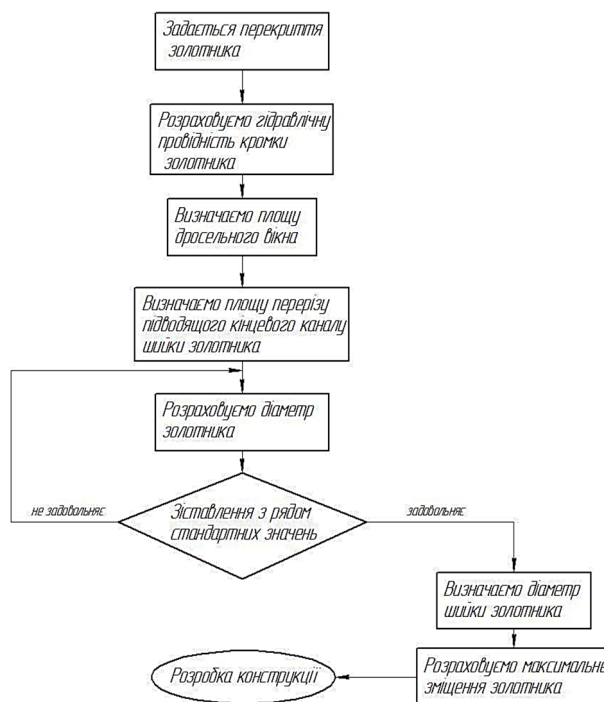


Рис. 3. Блок-схема методики розрахунку золотника клапану тиску

Таким чином теоретично така компоновка програмно керованого крокового позиційного приводу дозволить усунути важливий недолік, що полягає у здійсненні «паразитного» руху штоку гідравлічного циліндра при відсутності, на ньому, робочого навантаження. Цей недолік суттєво ускладнює програму керування і потребує досить великої кількості інформації про поточний стан приводу. Запропоноване рішення дозволяє значно спростити програму керування приводом, зменшити кількість датчиків стану приводу та не змінюючи електричної частини приводу, на рівні гідравлічної частини, забезпечити автоматичний контроль позиції штоку при знятті робочого навантаження.

Висновки. Застосування оригінальних адаптивних клапанів тиску дозволяє отримати систему, яка не потребує постійної юстувальної дії при зміні зовнішніх факторів, що впливають на точність позиції приводу. А це в свою чергу дозволяє значно підвищити ефективність робочого процесу. Також значною перевагою є використання суто гідравлічного адаптивного клапану тиску, що дозволяє застосовувати таку систему в умовах, складних для електроніки.

Список літератури

1. Галецький О.С. Енергоефективний гідравлічний позиційний привід на основі пневмогідравлічного дозатора з програмним керуванням : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Галецький Олександр Сергійович – Київ, 2015.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя / Василий Иванович Анурьев. – Москва: Машиностроение, 2001.
3. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. – Москва: Машиностроение, 1991.

УДК 62.522:62.387

АВТОМОБІЛІ З ПНЕВМАТИЧНИМ СИЛОВИМ АГРЕГАТОМ**Галецький О.С.**

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

***Анотація.** Аналізуються сучасний стан, перспективи розвитку та можливі області застосування транспортних засобів, що використовують енергію стисненого повітря. В аналізі висвітлені основні тенденції сучасного розвитку альтернативних силових агрегатів та систем, що дозволяють певним чином підвищити ефективність та економічність роботи існуючих силових агрегатів. Розкрито потенціал та переваги застосування екологічно чистого силового агрегата, що базується на пневматичному приводі. Проведений аналіз показав перспективи розвитку і застосування автомобілів з пневматичним силовим агрегатом. Отримано граничні оцінки потенціалу працездатності пневматичного джерела живлення і пневмомотору. Показана можливість використання рекуперації енергії гальмування для подальшого розгону.*

***Ключові слова:** адаптивний, пневматичний, силовий агрегат, рекуперація.*

Очікуване найближчим часом зниження доступних запасів нафти і екологічні проблеми викликали в останнє десятиліття значне зростання обсягів дослідних і дослідно-конструкторських робіт, спрямованих на істотне зниження витрати споживаного палива традиційних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), а також розробку нових двигунів і джерел енергії для транспортних засобів, перш за все електричних, що живляться від високоємних акумуляторних батарей або водневих паливних елементів. Побудовано та вже експлуатуються так звані гібридні автомобілі (оснащені ДВЗ і електромотором), які можливо розглядати як перехідний етап до чистого електромобіля паралельно з удосконаленням і зниження вартості електричних акумуляторних батарей. Ці напрямки розвивають практично всі провідні світові виробники автомобілів, а обсяг вкладених в розробки засобів вимірюється мільярдами доларів.

Крім цих напрямків, цілий ряд невеликих інноваційних компаній розвивають інші енергозберігаючі технології для транспортних засобів, пов'язаних з використанням супермаховиків, гідравлічних систем рекуперації енергії гальмування, як в чистому вигляді, так і у вигляді гібридних варіантів. Серед зазначених розробок певний інтерес представляють транспортні засоби, що працюють на стиснутому повітрі.

Розробники повітряного двигуна з компанії MDI підраховали сумарний коефіцієнт корисної дії в ланцюжку "нафтоперегінний завод – автомобіль" для трьох видів палива – бензин / дизель, електрика і стиснуте повітря. Виявилось, що загальний коефіцієнт корисної дії пневматичного силового агрегата становить 20 %, що в два рази перевищує коефіцієнт корисної дії стандартного бензинового / дизельного силового агрегата. В порівнянні з електроприводом пневмопривод в режимах невеликої потужності є більш економічним, при цьому вразі застосування суттєвих потужностей (більше 40 кВт) коефіцієнт корисної дії електроприводи більший лише на 15...20% (рис. 1). Але вартість виготовлення пневматичного силового агрегата в декілька разів менша. Крім того, екологічний баланс виглядає і ще краще, якщо використовувати відновлювальні джерела енергії. [1]

Тим часом, за даними фірми MDI, в одній лише Франції вже зібрано понад 60 тисяч попередніх замовлень на повітряний автомобіль. Побудувати у себе заводи з його виробництва мають намір Австрія, Китай, Єгипет і Куба. Величезний інтерес до новинки виявили влади мексиканської столиці: як відомо, Мехіко є одним з найбільш загазованих мегаполісів світу, тому жителі міста мають намір якомога швидше замінити всі 87 тисяч бензинових і дизельних таксі екологічно чистими французькими автомобілями. Аналітики вважають, що автомобіль на стисненому повітрі, неважливо хто є виробником, цілком може зайняти вільну нішу на ринку подібно електромобілям, які вже розробили або тільки тестують інші виробники.

Актуалізацію пневмоприводу, в якості силової установки, можливо пояснити за рахунок ряду переваг в порівнянні з іншими типами приводів:

- при серійному виготовленні пневматична система виявиться дешевше у виробництві;
- запас енергії в балонах аналогічний запасу енергії в електричних акумуляторах електромобіля;
- час зарядки балонів - кілька хвилин, а час зарядки акумуляторних батарей – 6...8 годин;
- пневмопривод практично не чутливий до зміни температури навколишнього середовища. Так при підвищенні температури до $+50^{\circ}$ запас енергії збільшується на 10% і з подальшим підвищення температури, навколишнього середовища, запас енергії тільки зростає; при зниженні температури до -20° запас енергії пневмоприводу знижується на 10% без будь-яких інших шкідливих впливів на його роботу, в той час, як запас енергії електричних батарей зменшиться в 2 рази. При зниженні температури навколишнього середовища до -50° акумуляторні батареї не працюють без спеціальних систем підігріву, які починають збільшувати витрати енергії батареї, а пневмопривід лише втрачає близько 25% запасу енергії.
- пневмопривод забезпечує значно більший тягово-швидкісний діапазон роботи, ніж тягові електродвигуни.

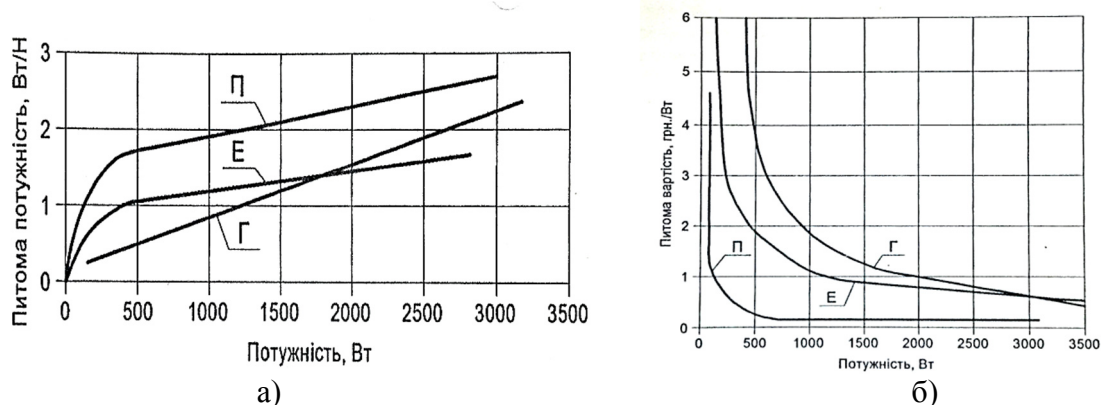


Рис. 1. Питома потужність (а) та питома вартість (б) різних типів приводів в залежності від їх потужності [1]

Але при цьому для підвищення ефективності роботи системи приводу доцільно було б розробити модуль рекуперації пневматичної енергії (енергії стиснутого повітря). Це повинно дозволити реалізувати гальмування або пригальмовування транспортного засобу не використовуючи систему основних механічних гальм, що дає можливість підвищити з одного боку ресурс роботи системи гальм, а з іншого забезпечити вищу економічність роботи системи пневматичних приводів.

Висновки. Аналіз сучасного стану, перспективи розвитку та можливі області застосування транспортних засобів, що використовують енергію стисненого повітря показав перспективність застосування пневматичних двигунів в транспортних засобах. В аналізі висвітлені основні тенденції сучасного розвитку альтернативних силових агрегатів та систем, що дозволяють певним чином підвищити ефективність та економічність роботи існуючих силових агрегатів. Розкрито потенціал та переваги застосування екологічно чистого силового агрегата, що базується на пневматичному приводі. Проведений аналіз показав перспективи розвитку і застосування автомобілів з пневматичним силовим агрегатом. Отримано граничні оцінки потенціалу працездатності пневматичного джерела живлення і пневмомотору. Показана можливість використання рекуперації енергії гальмування для подальшого розгону.

Список літератури

1. Пелевін Л. С., Балака М. М., Аржасв Г. О. Механотронні системи гідропневмоавтоматики. – К. : Аграр Медіа Груп, 2014. – 192 с. – ISBN 978-617-646-239-2.

УДК 532.517

ГІДРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРОВОГО РУХУ УСЕРЕДИНИ НАПІВСФЕРИЧНОЇ ЛУНКИ

Турик В.М.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Воскобійник В.А., Воскобійник А.В.

Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ, Україна

***Анотація:** У роботі представлені результати експериментальних досліджень особливостей формування вихрових структур усередині напівсферичної лунки на гідравлічно гладкій плоскій поверхні, поля швидкості та тиску, які вони генерують. Експерименти проводилися у гідродинамічному лотку за допомогою візуалізації течії та вимірювання поля пульсацій швидкості, динамічного і пристінного тиску за допомогою термоанемометрів та мініатюрних п'єзокерамічних датчиків тиску. Візуалізація контрастними барвниками та водорозчинними покриттями показала, що усередині лунки генеруються квазістійкі великомасштабні вихрові структури і дрібномасштабні вихори, які викидаються назовні з лунки. Особливості вихрової течії усередині лунки обумовлюють появу дискретних підйомів у частотних та хвильових спектрах швидкості і тиску на частотах низькочастотних коливань вихрової течії, на частотах обертання і викиду великомасштабної вихрової структури та на частотах автоколивань вихрових структур зсувного шару*

***Ключові слова:** просторово-часові характеристики; взаємний спектр і кореляція; когерентна вихрова структура; півсферична лунка; пульсації швидкості та тиску*

Необхідність вивчення особливостей вихроутворення усередині заглиблень на обтічній поверхні обумовлює широке застосування лунковий поверхонь в гідродинаміки і теплоенергетиці. В залежності від режимів обтікання та геометричних параметрів заглиблень усередині них формуються різноманітні за формою та інтенсивністю вихрові структури. Генерація квазістійких когерентних вихрових структур за допомогою лунок дає можливість керувати примежовим шаром, що використовується при створенні засобів, які знижують гідродинамічний опір, шум обтікання та вібрації обтічної поверхні [1–3]. Такі вихрові структури, поряд з хаотичним або нестійким дрібномасштабним вихроутворенням усередині заглиблень, та їх викидом у зовнішній потік успішно застосовуються в енергозберігаючих технологіях, де вдається значно збільшити теплопереніс і процеси змішування рідини. Тому є актуальним вивчення особливостей вихроутворення усередині лунок, кінематичних та динамічних характеристик вихрової течії, що генерується лунковими поверхнями.

Результати експериментальних та чисельних досліджень з лунковими генераторами на обтічній поверхні, розташованими у вигляді рядів заглиблень, показують, що вихрова течія в лунках, головним чином, визначається структурою вихрового потоку в перших рядах. Вони ініціюють просторово-часові характеристики вихрових структур, які характерні для заданих умов течії, форми та розмірів лунок [1, 2]. Основні механізми вихроутворення, які притаманні одиночній лунці, зберігаються і в лунках, розташованих в ансамблях. Тому вивчення особливостей вихрової течії в одиночних лунках залишається актуальним з точки зору розробки нових прогресивних енергозберігаючих технологій, в основу яких закладені методи пасивного керування примежовим шаром за допомогою лункових генераторів вихорів. Цим обумовлена мета досліджень, а саме, вивчення особливостей вихрової течії усередині та поблизу напівсферичної лунки. Досліди проводились у гідродинамічному лотку за допомогою візуалізації потоку та застосування взаємного спектрального та кореляційного аналізу в умовах різних режимів течії над обтічною поверхнею пластини з локальною неоднорідністю. Для візуалізації потоку використовувались контрастні фарбники та водорозчинні покриття, траєкторії руху яких фіксувалися відео та фотоапаратурою, з подальшою обробкою відеоматеріалів на графічній комп'ютерній станції. Поле пульсацій пристінного тиску досліджувалося ансамблем датчиків, які було встановлено поблизу характерних місць формування та розвитку вихрових систем усередині лунки та навколо неї [4]. Урівень з обтічною поверхнею напівсферичної лунки та на пластині поблизу заглиблення

було встановлено 8 мініатюрних п'єзокерамічних датчиків пульсацій пристінного тиску, з діаметром чутливої поверхні $1.6 \cdot 10^{-3}$ м. Разом з датчиками пульсацій пристінного тиску в експериментальних дослідженнях використовувались кореляційні блоки п'єзокерамічних датчиків пульсацій динамічного тиску або швидкісного напору та плівкових термоанемометрів, які пересувалися над обтічними поверхнями координатними пристроями.

Експериментальні дослідження обтікання напівсферичної лунки на плоскій пластині були проведені у гідродинамічному лотку. Більш детально про експериментальний стенд наведено у роботі [5]. Гідравлічно гладка пластина використовувалась в якості обтічної поверхні, в якій було зроблено локальну неоднорідність у вигляді напівсферичної лунки. Лунка діаметром $d=0.1$ м знаходилась на повздовжній вісі пластини на відстані $x=1$ м від її переднього краю, який, як і кормовий край пластини, було загострено для забезпечення безвідривного обтікання вимірювальної пластини. Детальний опис експериментальної установки, програми та методики проведення досліджень наведено, наприклад, у роботах [6, 7]. Під час проведення досліджень глибина потоку над вимірювальною пластиною складала 0.4 м, а швидкість течії (U) змінювалась від 0.06 м/с до 0.4 м/с, якій відповідали числа Рейнольдса, розраховані за відстанню від переднього краю пластини до місця розташування лунки (x) та за діаметром лунки (d), відповідно $Re_x=Ux/\nu$ від $6 \cdot 10^4$ до $4 \cdot 10^5$ та $Re_d=Ud/\nu$ від $6 \cdot 10^3$ до $4 \cdot 10^4$, де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини. Перед проведенням вимірювань термоанемометрами та датчиками пульсацій тиску проводилася візуалізація потоку. Це дозволило визначити області формування та розвитку великомасштабних когерентних вихрових структур у лунці, оцінити їх розміри і форму, напрямки руху та обертання, місця викиду назовні з лунки. Це використано під час планування, підготовки та проведення подальших інструментальних досліджень, що неодноразово було застосовано у роботах [7, 8].

Картини візуалізованої течії реєструвались за допомогою швидкісних кінокамер, відеокамер та цифрових фотоапаратів. Відео та фотоматеріал за допомогою відповідного обладнання, програм та методик фіксувався на графічній комп'ютерній станції, де він оброблявся та аналізувався за відповідними методиками. Похибка вимірювань осереднених та інтегральних характеристик поля пульсацій швидкості та тиску не перевищувала 8 % з надійністю 95 % або 2σ . Похибка вимірювань спектральних залежностей поля пульсацій швидкості та тиску складала не більше 2 дБ у діапазоні частот від 0.02 Гц до 1 кГц, а похибка вимірювань кореляційних характеристик не перевищувала 12 % за тієї самої надійності вимірюваних результатів.

Метою роботи було експериментальні дослідження характерних особливостей обтікання напівсферичного заглиблення на плоскій пластині та течії у примежовому шарі поблизу цієї неоднорідності. Вивчення механізму генерації та еволюції когерентних вихрових структур, які формуються усередині напівсферичного заглиблення, і просторово-часових характеристик полів пульсацій швидкості та тиску, які вони утворюють як усередині заглиблення, так і в його околі.

За результатами проведених візуальних експериментальних досліджень було встановлено, що для ламінарного режиму обтікання ($Re_x < 10^5$) усередині напівсферичної лунки зафіксовано формування двох циркуляційних областей (рис. 1), між якими практично нема обміну рідиною. За допомогою траєкторій руху мічених частинок усередині лунки виявили великомасштабну вихрову структуру, яка нагадувала вихровий джгут з сильно викривленою віссю обертання вздовж розмаху лунки. У центральній частині лунки вісь джгута вигиналася угору, утворюючи петлю, та досягала верхнього перерізу лунки, а з боків заглиблювалася до низу, симетрично з обох боків лунки. Таким чином у центральній частині дві ділянки вихрового джгута (сторони петлі) були розташовані практично під прямим кутом до поверхні пластини. Це призвело, як відмічено у роботі [1], до утворення торнадо подібних вихорів під час нестійкості та розриву вихрових джгутів у лунці. Ця схема еволюції вихрових систем підтверджувалася чисельними розрахунками, представленими у роботі [2].

Для турбулентного режиму обтікання ($Re_x > 2 \cdot 10^5$) візуально було зафіксовано поперечні осциляції течії усередині напівсферичної лунки. Так, для швидкості потоку в гідродинамічному каналі $U=0.4$ м/с ($Re_d=4 \cdot 10^4$) спостерігалися низькочастотні поперечні коливання усередині лунки з частотою біля 0.07 Гц ($St=fd/U=0.017$). На фоні цього низькочастотного коливання усередині напівсферичної лунки формувалися вихрові системи у вигляді нахилених великомасштабних вихрових структур, розташованих під кутом приблизно 45° до набігаючого потоку (рис. 2). Періодично ці вихрові структури викидалися з лунки, а потім знов формувалася нахилена вихрова система, але вже на протилежних стінках лунки і викид вихору відмічався над іншим кормовим боком лунки. Формування асиметричних вихрових структур у вигляді великомасштабних нахилених вихорів підкорюється перемикаючому або тригерному режимові. Частота викидів цих вихорів складала близько 0.14 Гц, що відповідало числу Струхалія $St \approx 0.035$.

Загальними закономірностями результатів інтегральних характеристик, отриманих для обтікання напівсферичної лунки, є: по-перше, наявність областей збільшення та зменшення середніх значень поздовжньої швидкості над лункою, що чергувалися; по-друге, наростання середньої та пульсаційної швидкості з наближенням зсувного шару до кормової стінки лунки; по-третє, існування в придонній області лунки зворотної течії, яка зароджувалася у зоні взаємодії вихрових структур зсувного шару та кормової стінки напівсферичної лунки.

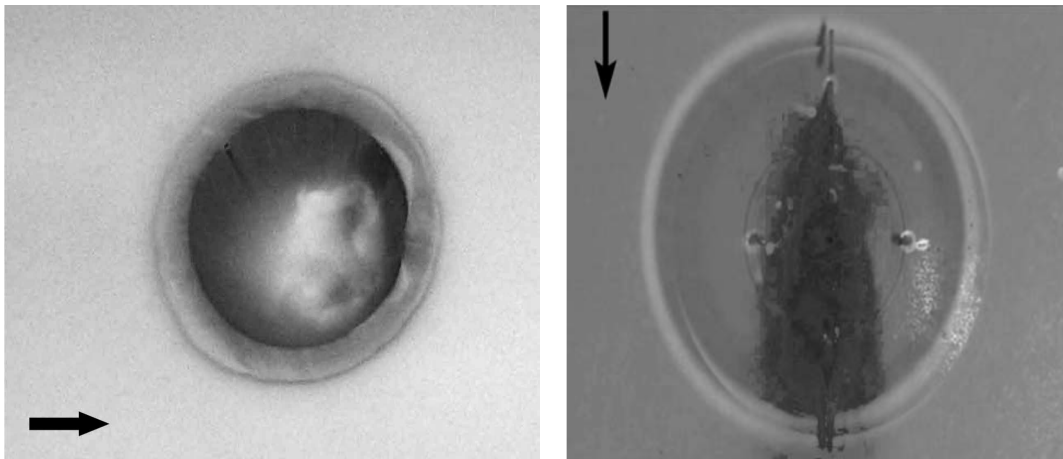


Рис. 1. Візуалізація вихрового руху в напівсферичній лункі та поблизу неї для ламінарного режиму течії

Спираючись на аналіз обробки візуальних досліджень датчики пульсацій пристінного тиску були встановлені в області взаємодії вихрових структур зсувного шару з кормовою стінкою заглиблення. Вони реєстрували резонансні пульсації тиску (дискретні підвищення у спектральних залежностях), які відповідали першій та другій модам автоколивань вихрових структур зсувного шару. Окрім цього, поле пульсацій пристінного тиску в області кормової стінки насичено періодичними коливаннями, які відповідали низькочастотній слідній моді осциляцій вихрової течії, що властиво внутрішній структурі потоку в заглибленні. Зі збільшенням швидкості обтікання плоскої поверхні з локальною неоднорідністю, спектральні рівні резонансних коливань, що відповідали слідним і зсувним модам осциляцій зменшувалися. Разом з цим в спектральних залежностях пульсацій пристінного тиску, особливо у придонній області півсферичного заглиблення, все більш виразно проявлялася тривимірна мода осциляцій, якій властиво значення числа Струхалія близько 0.025, що узгоджується з результатами робіт [1, 2]. Результати проведених досліджень показали, що на дні заглиблення максимум спектральних рівнів пульсацій пристінного тиску спостерігався на частоті близько 0.05 Гц ($St \approx 0.05$) та її вищих гармоніках. На кормовій стінці заглиблення, з якою взаємодіють вихори зсувного шару, найбільші пульсації пристінного тиску зареєстровано на частотах близько 0.16 Гц та 0.4 Гц ($St=0.16$ та 0.4).

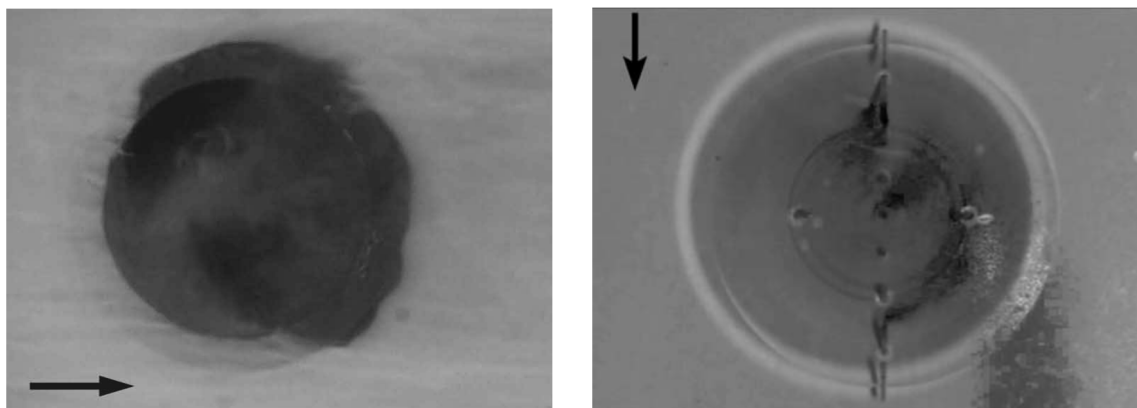


Рис. 2. Візуалізація вихрового руху в напівсферичній лунці та поблизу неї для турбулентного режиму течії

Отримані у роботі результати дозволяють показати, що з віддаленням углиб лунки уздовж її передньої стінки відбувається перерозподіл енергії спектральних пульсацій поздовжньої швидкості та тиску з високочастотної області у низькочастотну область. У спектрах з'являються яскраво виражені екстремуми спектральних рівнів, які відповідають першій та другій зсувним модам, слідній моді та низькочастотній тривимірній моді осциляцій, яка модулює коливальний процес усередині напівсферичної лунки.

Проведені просторово-часові або взаємні кореляційні характеристики полів пульсацій швидкості та тиску дали змогу визначити напрямок руху та швидкості вихрових структур зсувного шару. Ступінь корелюваності пульсацій швидкості над обтічною поверхнею заглиблення та пульсацій пристінного тиску на його поверхні та напрямок переносу корелюваного сигналу дав можливість оцінити взаємозв'язок між полями швидкості та тиску в досліджуваному вихровому русі. Показано, що взаємні кореляції поздовжньої швидкості майже вдвічі вищі, ніж взаємні кореляції пульсацій швидкості та пристінного тиску.

Отримані залежності змін у часі спектральних та кореляційних функцій, які використані для аналізу статистичних характеристик формування та розвитку вихрових структур, як у просторі, так і в часі. Це дало можливість судити про інтенсивність і напрямок руху когерентних вихрових структур та зробити кількісну оцінку групової конвективної швидкості цих структур, які генерують псевдозвукові пульсації тиску та швидкості.

Список літератури:

1. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок) / А.А. Халатов. – К.: ИТТФ НАНУ, 2005. – 76 с.
2. Гортышов Ю.Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования / Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, В.В. Олимпиев [и др.]. – Казань : Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.
3. van Oudheusden M. Drag reduction by means of dimpled surfaces in turbulent boundary layers / M. van Nesselrooij, L. L. M. Veldhuis, B. W. van Oudheusden, F. F. J. Schrijer // Exp Fluids. – 2016. – V. 57. – P. 142-1-14.
4. Voskoboinick V. Study of near wall coherent flow structures on dimpled surfaces using unsteady pressure measurements / V. Voskoboinick, N. Kornev, J. Turnow // Flow Turbul. Combust. – 2013. – V. 90, № 2. – P. 86-99.
5. Воскобійник В.А. Поле швидкості у серединному перерізі напівсферичної лунки / В.А. Воскобійник, А.В. Воскобійник, О.А. Воскобойник, В.М. Турик // Прикладна гідромеханіка. – 2014. – Т. 16, № 4. – С. 17–27.
6. Voskoboinick V. Generation of vortex structures by pair oval dimples on flat surface / V. Voskoboinick, A. Voskoboinick, V. Stepanovitch // Abstract European Drag Reduction and Flow Control Meeting, EDRFCM15, 22-23 March 2015. – Cambridge, UK, 2015. – P. 43-44.
7. Voropaev G.A. Vortical flow features in a hemispherical cavity on a flat plate / G.A. Voropaev, V.A. Voskoboinick, N.V. Rozumnyuk, A.V. Voskoboinick // Sixth International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena, TSFP-6, 22-24 June 2009. - Seoul, Korea, 2009. – Vol. 2. – P. 563-568.
8. Турик В.М. Вплив локальних поперечно обтічних перешкод на пульсації швидкості та пристінного тиску / В.М. Турик, В.А. Воскобійник, А.В. Воскобійник // Наукові вісті НТУУ „КПІ”. – 2017. – № 1. – С. 106-114.

УДК 678.057.3:532.55

ВЛИЯНИЕ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ НА СИЛУ ТРЕНИЯ В КОНИЧЕСКИХ ЗАЗОРАХ

Разави Ф., Коваль А.Д.

КПИ им. Игоря Сикорського, г. Киев, Украина

***Аннотация:** Как известно, одной из проблем связанной с повышением долговечности и надежности в оборудовании с трущимися поверхностями является проблема рационального подбора реологических характеристик смазочных материалов. Данной проблеме посвящена настоящая работа. В работе предпринята попытка показать, что реологические свойства смазочных материалов существенно влияют на коэффициент силы гидравлического трения и на момент трения. В связи с этим, подбор соответствующих смазочных жидкостей, которые обеспечивали бы нужные значения крутящего момента, является актуальной задачей.*

***Ключевые слова:** сила трения, угловая скорость, реологические характеристики, смазочные материалы*

При решении задач, связанных с гидравлической смазкой конической поверхности, актуальными являются задачи, связанные с определением толщины смазочного слоя и коэффициента гидравлического трения, так как именно данные параметры могут существенно влиять на повышение долговечности трущихся поверхностей в конических подшипниках скольжения [1].

Как известно [2], коэффициент трения можно разделить на четыре большие группы, а именно

- коэффициент трения покоя;
- коэффициент трения скольжения;
- коэффициент сопротивления перекачиванию;
- коэффициент трения качения;
- коэффициент сцепления.

В работе рассматривается случай, когда толщина смазочного слоя намного больше выступов шероховатости, поэтому при рассмотрении крутящего момента (момента трения) важное значение играет трение скольжения.

Особенности определения коэффициента трения (или силы трения) в коническом зазоре, в отличие от цилиндрического, является то, что для конического зазора кривизна образующих поверхностей $1/R_1$ и $1/R_2$ является переменной величиной по длине, а следовательно, переменными по длине являются и величины толщины смазочного слоя [3]

$$h = R_2 - R_1 = f(l),$$

где, R_2 – больший радиус конуса, R_1 – меньший радиус конуса, l – длина конической поверхности.

В связи с этим, формула Петрова [1] для определения коэффициента трения, неприменима для данного случая

$$f_{\text{тр}} = \frac{\mu \omega}{p h},$$

где, $f_{\text{тр}}$ – сила трения; μ – коэффициент динамической вязкости; ω – скорость относительного скольжения; p – удельное давление; h – зазор.

В результате проведенного эксперимента (при температуре 16°C и при частоте вращения внутреннего конуса – 3...81 об/мин) были получены зависимости для силы трения $f_{\text{тр}} = f(\omega)$, которые построены для ньютоновской жидкости (рис. 1) и для неньютоновской жидкости (рис.2).

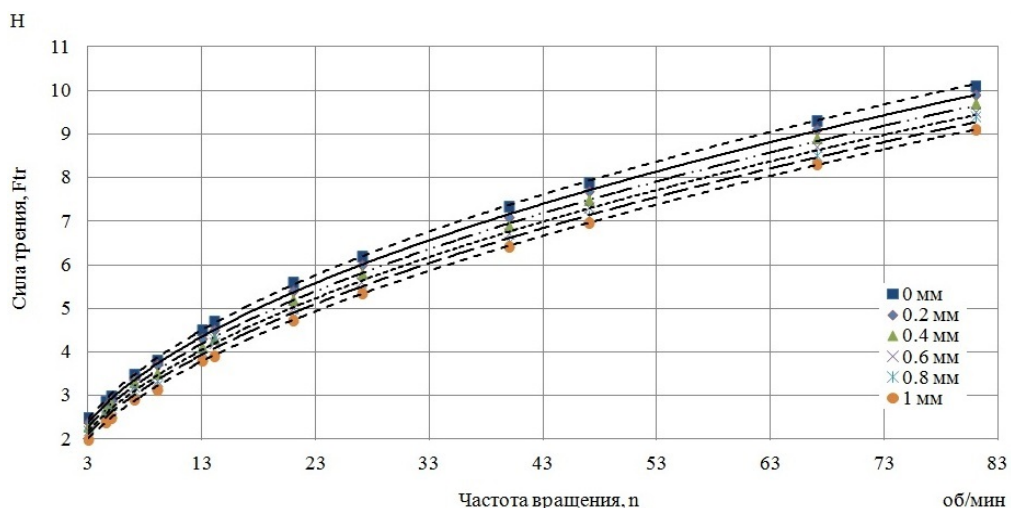


Рис. 1. Зависимость силы трения от частоты вращения для моторного масла “Лада Люкс 15w-40” при различных ширинах щелевых зазоров

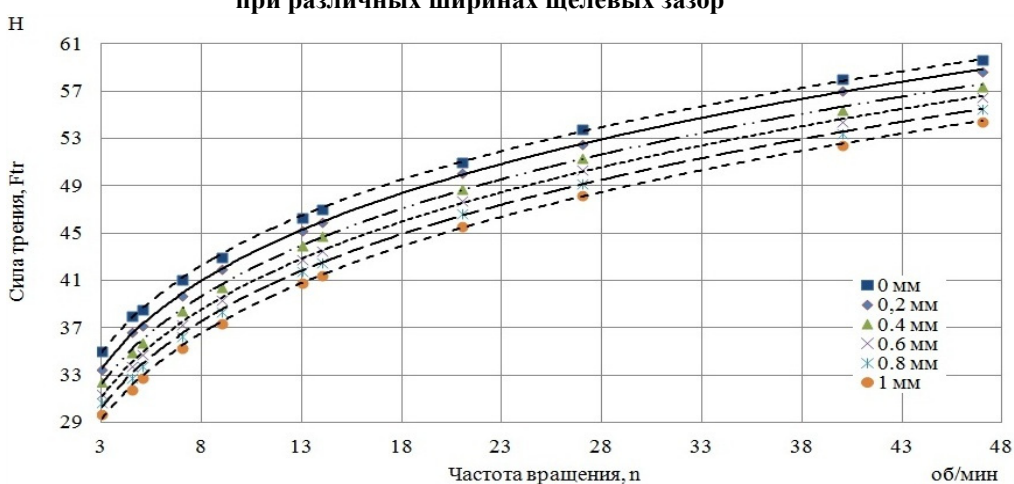


Рис. 2. Зависимость силы трения от частоты вращения для смазки “Graphite” при различных ширинах щелевых зазоров

Выводы. Решение данной задачи связано с реологическими исследованиями особых смазочных материалов. Как известно, смазочные материалы могут быть несколько типов, в том числе как ньютоновскими и так неньютоновские жидкостями. Сила трения и касательное напряжение существенно влияют на крутящий момент. Настоящая работа посвящена анализу реологических свойств смазочных материалов различных свойств с различными реологическими характеристиками на момент сил трения.

Список литературы:

1. Ротационные приборы. Измерение вязкости и физико - механических характеристик материалов / И. М. Белкин, Г. В. Виноградов, А. И. Леонов ; под ред. Г. В. Виноградова. - Москва: Машиностроение, 1968. - 272 с. : ил.
2. Крагельский И.В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения./справочное пособие/ Издание второе, переработанное и дополненное/ / государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, – Москва 1962 – 220 с.
3. Коваль О.Д., М.В.Ногин, Ф. Разави Определение крутящего момента в системах смазки с коническим зазором / Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування № 3(78). 2016,с.41-45.