

УДК 625.7.08.002.5–222:532.5

ВПЛИВ В'ЯЗКОСТІ РІДИНИ НА ПРОЦЕС ГІДРОДИНАМІЧНОГО ЗМАЩУВАННЯ В РУХОМИХ З'ЄДНАННЯХ ІЗЗВОРОТНЬО-ПОСТУПАЛЬНИМ РУХОМ

Ремарчук М. П., д.т.н.,

Воронін С. В., к.т.н.

Українська державна академія залізничного транспорту

Тел. (067) 168-90-66

Анотація – на основі теорії гідродинаміки та результатів експериментальних досліджень процесу обробки рідини з різною концентрацією присадки електричним полем встановлена закономірність впливу динамічної в'язкості рідини на величину приросту товщини гідродинамічного шару між поверхнями в циліндричних з'єднаннях із зворотно-поступальним рухом, а також на силу рідинного тертя в цих з'єднаннях.

Ключові слова – рухомі з'єднання, центрувальна сила, гідродинамічне змащування, робоча рідина, динамічна в'язкість, електростатичне поле, присадка.

Постановка проблеми. Конструктивне виконання поршня або напрямної втулки, як відомо [1, 2], забезпечується при з'єднанні двох конусів з максимальним наближенням їх діаметрів один до одного. При цьому, рідинне гідродинамічне змащення можливе при умові рівності тиску рідини на вході і виході конфузотно-дифузотного кільцевого каналу та при переміщенні однієї із деталей рухомого з'єднання. Обов'язковою умовою для змащення поверхонь тертя в кільцевих каналах є наявність рідини, яка характеризується в'язкістю, кінематичною або динамічною. За рахунок поступального руху, наприклад поршня, в кільцевому каналі відбувається стискання шарів рідини. Такий стан породжує підвищення тиску рідини по довжині каналів, причому в конфузотному у більшій мірі, а дифузотному у меншій мірі. Таким чином, завдяки руху поршня і наявності рідини в кільцевому каналі виникає процес зростання в цьому каналі тиску рідини, що сприяє виникненню сили, назвемо її центрувальною, а сам процес – центруванням. Причому, центрувальна сила здатна розділяти наружню поверхню поршня відносно внутрішньої поверхні циліндра шаром рідини і завдяки цьому змінює їх відносне положення до стану близького до вісісиметричного. При зміні напрямку руху поршня гідроцилін-

дра дифузорний канал стає конфузорним, а конфузорний – дифузорним, що дозволяє забезпечувати центрування поршня незалежно від напрямку його руху. При умові досягнення рівності між центрувальним зусиллям і зусиллям, що діє на зближення поверхонь, між ними утворюється шар робочої рідини такої товщини, що здатна розділити поверхні тертя. При цьому виникає сила рідинного, в даному випадку гідродинамічного тертя, яка суттєво менша від сил граничного та сухого тертя. Визначення товщини шару рідини між поверхнями рухомого з'єднання та сили рідинного тертя на основі застосування принципу гідродинамічного центрування є актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень. Існує багато робіт спрямованих на вирішення вказаної проблеми [1 - 5], однак, в отриманих раніше результатах досліджень не враховувалась можливість зміни в'язкості робочої рідини при сталих геометричних та кінематичних параметрах з'єднань. Відомо, що в'язкість рідини є проявом міжмолекулярної взаємодії, особливо коли мова йде про взаємодію молекул поверхнево-активних речовин (ПАР), які в сучасні оливи додаються в якості присадок. Молекули ПАР у вуглеводневих розчинах здатні до утворення надмолекулярних агрегатів [6]. Звичайно, що такі агрегаційні явища впливають на в'язкість рідин, особливо за великих концентрацій присадки в них. З іншого боку, сьогодні існують технології переведення присадки з агрегатованого стану до мономірною (поодиноким), наприклад, за рахунок обробки рідини зовнішніми електричними та магнітними полями [7]. В цих роботах вивчався вплив агрегатного стану присадки на процес граничного тертя в рухомих з'єднаннях машин, однак залишається не вивченим питання впливу електричного поля на динамічну в'язкість та умови формування гідродинамічного змащування в рухомих з'єднаннях при зміні в'язкості під дією електричного поля.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою роботи є дослідження рідинного гідродинамічного змащування в рухомому з'єднанні поршень – циліндр в умовах електростатичної обробки робочої рідини. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– виконати пошук наукових джерел, в яких на основі рідинного тертя визначена величина центрувального зусилля і сила рідинного тертя в рухомому з'єднанні поршень – циліндр;

– визначити товщину шару рідини між поверхнями рухомого з'єднання поршень – циліндр на основі використання теорії гідродинамічного змащення;

– провести експериментальні дослідження динамічної в'язкості робочої рідини із присадкою в умовах обробки електростатичним полем;

– на основі теоретичних та експериментальних досліджень виконати оцінку зміни товщини шару рідини та сили рідинного тертя для рухомого з'єднання поршень – циліндр при застосуванні електростатичної обробки як способу зміни динамічної в'язкості.

Основна частина. Дослідження процесу гідродинамічного змащення в з'єднаннях зі зворотно-поступальним рухом. Вказані дослідження базуються на рішенні рівнянь Нав'є-Стокса, результати яких наведено в роботах [3, 4 і 5]. Зокрема, схемне рішення поршневого вузла, в якому його конусоподібна наріжна поверхня спільно з внутрішньою поверхнею циліндра створює конфузотно-дифузотний кільцевий канал, наведено на рис. 1.

Розглянемо основні результати цих досліджень. Так, параметр, що описує зовнішню поверхню поршня відносно координати z для конфузотного b_k , дифузотного b_d кільцевих каналів, визначається за формулами:

$$- \text{ для конфузотного каналу } b_k = b_0 \pm \frac{b_x z}{\ell} \cos(\theta) - \frac{(b_0 - b_1) z}{\ell}, \quad (1)$$

$$- \text{ для дифузотного каналу } b_d = b_0 \mp \frac{b_x (\ell_1 - z)}{\ell_1} \cos(\theta) - \frac{(b_0 - b_1) z}{\ell_1}, \quad (2)$$

де b_0, b_1 – максимальний і мінімальний радіуси поршня; b_x – величина перекосу поршня відносно циліндра; z – координата, що визначає по довжині каналу зовнішню поверхню поршня; ℓ, ℓ_1 – довжина кільцевого каналу.

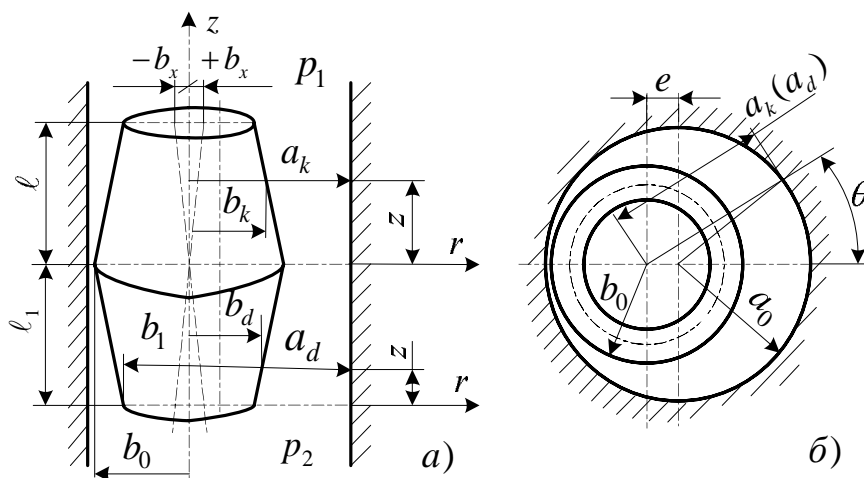


Рис. 1. Схема поршня гідроциліндра з гідродинамічним центруванням [4 і 5]: а) – вид збоку; б) – вид зверху.

Змінне значення висоти кільцевого каналу по периметру $h_{k(d)}$ (товщина шару рідини по куту θ) в загальному вигляді (див. рис. 1.) встановлюється згідно формули

$$h_{k(d)} = a_{k(d)} - b_{k(d)}. \quad (3)$$

Зокрема, для дифузорового кільцевого каналу значення його висоти визначається за формулами:

$$\text{– поточне} \quad h_k = h_0 \left(1 + \left(\psi \mp \varepsilon_x \cos(\theta) \right) \frac{z}{\ell} + \varepsilon \cos(\theta) \right), \quad (4)$$

$$\text{– мінімальне} \quad h_{k.\min} = h_0 (1 + \varepsilon \cos(\theta)), \quad (5)$$

$$\text{– максимальне} \quad h_{k.\max} = h_0 (1 + \psi \mp \varepsilon_x \cos(\theta) + \varepsilon \cos(\theta)). \quad (6)$$

де $h_0 = a_0 - b_0$ – вісісиметрична висота радіального кільцевого каналу в зоні мінімальної відстані між поверхнями конфузорово-дифузорового з'єднання; $\varepsilon = \frac{e}{a_0 - b_0}$ – відносний ексцентриситет;

$\psi = \frac{b_0 - b_1}{a_0 - b_0}$ – параметр кінчної форми виконання поршня;

$\varepsilon_x = \frac{b_x}{a_0 - b_0}$ – відносне перекошування поршня в циліндрі.

При виконанні поршня з однаковими конусами, тобто однакових розмірів для обох частин поршня при створенні конфузорового і дифузорового кільцевих каналів тоді параметр ψ для них має однакове значення.

Для дифузорового кільцевого каналу значення його висоти визначається за такими формулами:

$$\text{– поточне} \quad h_d = h_0 \left(1 + \left(\psi \mp \varepsilon_x \cos(\theta) \right) \frac{\ell - z}{\ell} + \varepsilon \cos(\theta) \right), \quad (7)$$

$$\text{– мінімальне} \quad h_{d.\min} = h_{k.\min} = h_0 (1 + \varepsilon \cos(\theta)), \quad (8)$$

$$\text{– максимальне} \quad h_{d.\max} = h_{k.\max} = h_0 (1 + \psi \mp \varepsilon_x \cos(\theta) + \varepsilon \cos(\theta)). \quad (9)$$

Закономірності розподілу тиску по довжині конфузорового і дифузорового кільцевих каналів характеризуються залежностями, які мають вигляд:

$$p_k = p_0 + \frac{6 \cdot \vartheta_0 \cdot \ell \cdot \mu(m, n, q)}{h_0^2 \cdot \psi_k} \cdot k_1, \quad (10)$$

$$k_1 = \left(\frac{1}{h_k} - \frac{1}{h_{k.\max}} \right) - \frac{A}{2} \cdot h_k^* \cdot \left(\frac{1}{h_k^2} - \frac{1}{h_{k.\max}^2} \right), \quad (11)$$

$$p_d = p_0 - \frac{3 \cdot \vartheta_0 \cdot \ell \cdot \mu(m, n, q)}{h_0^2 \cdot \psi_k} \cdot k_2, \quad (12)$$

$$k_2 = \left(\frac{h_{d.\min}}{h_d^2} - \frac{h_{d.\min}}{h_{d.\max}^2} \right) - \frac{A}{2} \cdot h_k^* \cdot \left(\frac{1}{h_d^2} - \frac{1}{h_{d.\max}^2} \right), \quad (13)$$

де h_k^* – показник, який характеризує товщину шару рідини де тиск досягає найбільшого значення, розмірність м (мм);

m, n, q – фактори, що впливають на в'язкість рідини, наприклад, температура, величина напруженості зовнішнього поля, концентрація присадки.

Показник h_k^* визначається за формулою

$$h_k^* = \frac{h_{k.\min} \cdot h_{k.\max}}{h_{k.\max} + h_{k.\min}} + \frac{h_{k.\min}}{2}. \quad (14)$$

Використовуючи формули (10), (11) і (12) можна визначити величину загального центрувального зусилля R_z при умові, що $\ell = \ell_1$ згідно залежності

$$R_z = -2 b_0 \frac{6 \cdot \vartheta_0 \cdot \ell \cdot \mu(m, n, q)}{h_0^2 \cdot \psi_k} \int_0^\pi \int_0^\ell (p_k + p_d) \cos(\theta) dz d\theta. \quad (15)$$

Досягнення рівності між центрувальним зусиллям $R_z(\varepsilon, \psi)$ з урахуванням ексцентричного зміщення поршня до поверхні циліндра і зусиллям, що діє на зближення поверхонь R_d , яке визначається згідно досліджень [7] може бути описане рівнянням у вигляді

$$R_z(\varepsilon, \psi) = R_d. \quad (16)$$

На підставі рішення рівняння (16) отримаємо розрахункову величину ексцентричного зміщення поршня до поверхні циліндра у вигляді значення ε_r і визначимо товщину шару рідини між поверхнями рухомого з'єднання поршень – циліндр за формулою

$$h_{k.\min} = h_{d.\min} = h_0 (1 - \varepsilon_r) \quad (17)$$

Сила, що витрачається на рідинне тертя F , визначається за формулою

$$F = \frac{-2b_0 g_0 \mu(m, n, q)}{h_0} \left(\int_0^{\pi \ell} \int_0^{\ell} \left(\frac{-3(h_k - h_k^*)}{h_k^2} - \frac{1}{h_k} \right) dz d\theta + \int_0^{\pi \ell_1} \int_0^{\ell_1} \left(\frac{3(h_{d, \min} - h_k^*)}{h_d^2} - \frac{1}{h_d} \right) dz d\theta \right) \quad (18)$$

Для визначення сили тертя F за залежністю (18) необхідно в формулах (4), (6), (7) і (12) замінити параметр ε на ε_r .

Експериментальні дослідження впливу обробки робочої рідини електричним полем на її динамічну в'язкість. Метою дослідження є встановлення закономірностей впливу електростатичної обробки та концентрації присадки в робочій рідині на її динамічну в'язкість.

Динамічна в'язкість вимірювалась ротаційним методом, який технічно реалізований на машині МАСТ-1 (рис. 2).

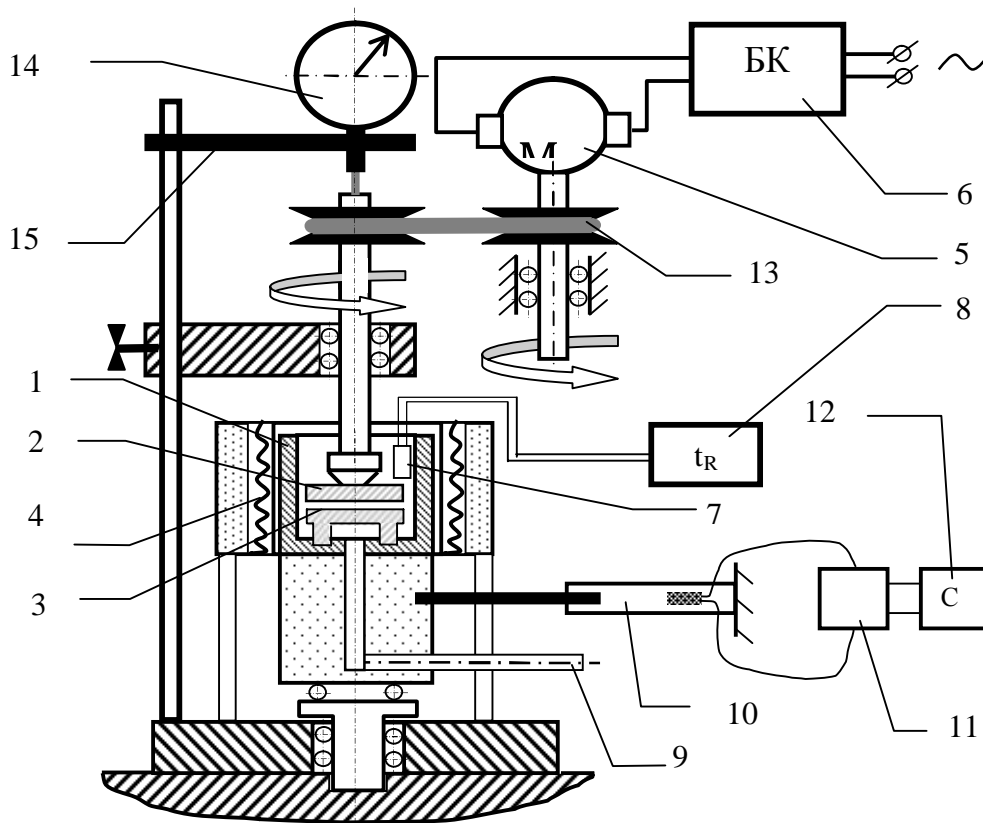


Рис. 2. Схема лабораторної установки

Лабораторна установка складається з стакану 1, в якому закріплений нерухомий диск 3. Над нерухомим диском 3 на певній відстані розташований рухомий диск 2, закріплений шарнірно на відомому валу, який приводиться ремінною передачею 13 від валу двигуна 5. Для встановлення зазору між дисками використовується мікрометр 14, закріплений на штативі за допомогою кронштейна 15. Вимірювальний

блок складається з тензобалки 10, тензопідсилювача 11 и самописцю 12.

Випробуванням підлягала індустріальна олива И-40А за ГОСТ 20799-88. В якості присадки, що додавалась у оливу використовувалась стеаринова кислота, яка є поверхнево-активною речовиною, що розчиняється у неполярній нафтовій оливі. В дослідженнях встановлювався вплив напруженості електростатичного поля на динамічну в'язкість оливи при різних концентраціях присадки в ній. Умови проведення досліджень: температура оливи $t = 60 \pm 1$ °С; напруженість поля змінювалась в діапазоні $E = 0 \dots 1,5 \times 10^6$ В/м; об'ємна концентрація присадки змінювалась в межах $c = 0 \dots 0,3$ %. Результати досліджень відображені на рис. 3, 4.

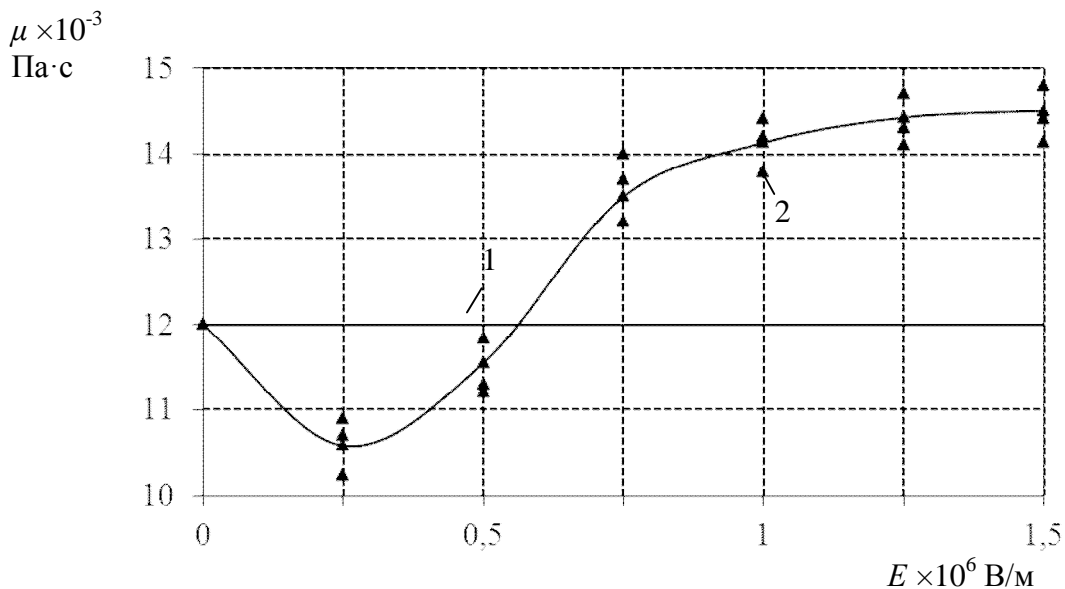


Рис. 3. Зміна динамічної в'язкості оливи И-40А від напруженості електростатичного поля при концентрації присадки $c = 0,3$ %
1 – без обробки полем; 2 – з обробкою.

Згідно отриманих експериментальних даних, електростатична обробка оливи приводить до зміни її динамічної в'язкості (рис. 3, 4), причому спостерігається як зменшення в'язкості, при менших значеннях напруженості, так й зростання після певної величини. Максимальний ефект зміни в'язкості оливи відповідає більшим значенням концентрації присадки. Так, при концентрації 0,3 %, при напруженості поля близько $0,25 \times 10^6$ В/м, в'язкість зменшується до 12 %, а при напруженості $1,5 \times 10^6$ В/м – зростає на 20 % (рис. 3).

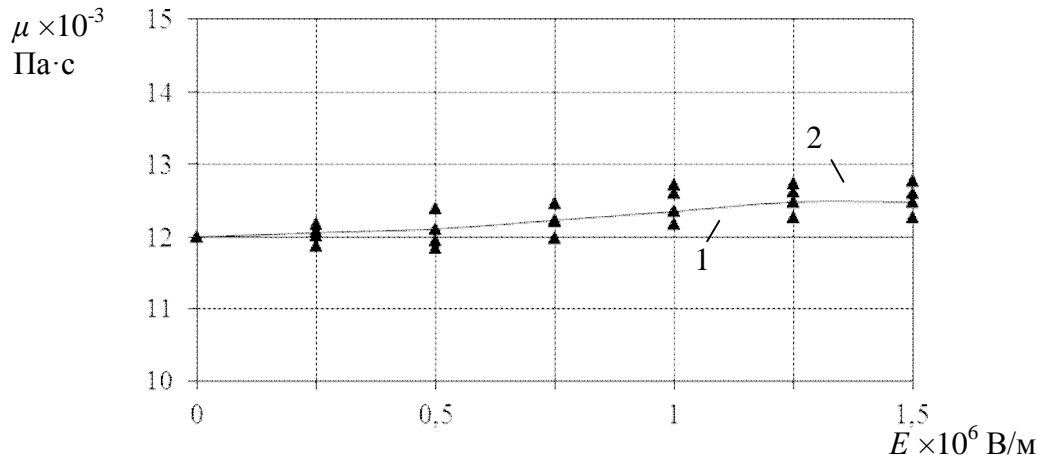


Рис. 4. Зміна динамічної в'язкості оливи И-40А від напруженості електростатичного поля при концентрації присадки $c = 0$:
1 – без обробки полем; 2 – з обробкою.

Для оливи, що не містить присадку, вплив електростатичного поля на в'язкість мінімальний, крім того відсутній ефект зменшення в'язкості при менших значеннях напруженості (рис. 4). Отримані результати експериментальних досліджень надають підстави для застосування електростатичної обробки робочих рідин із присадками в гідравлічних приводах машин з метою керування параметрами гідродинамічного змащування рухомих з'єднань із зворотно-поступальним рухом.

Поєднання результатів теоретичних та експериментальних досліджень. Скориставшись даними експерименту по впливу напруженості електростатичного поля на динамічну в'язкість рідини (рис. 3), а також формулами (15), (16) та (17) чисельним методом встановлена закономірність зміни відносного ексцентриситету ε_r від напруженості поля E (рис.5).

ε_r

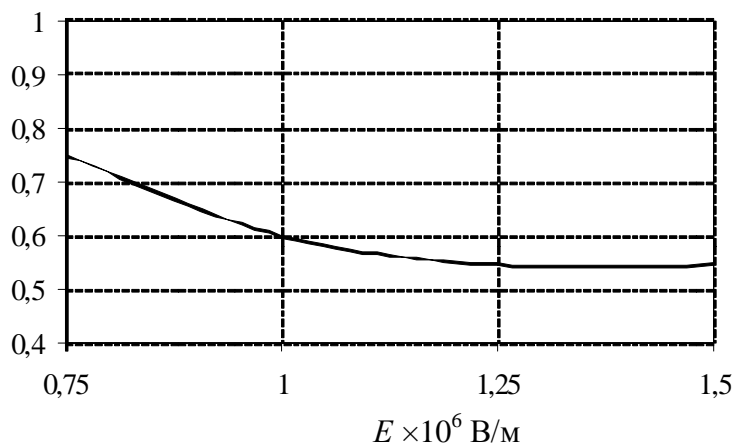


Рис. 5. Зміна відносного ексцентриситету в залежності від напруженості поля.

Задача визначення впливу в'язкості або напруженості електростатичного поля на силу рідинного тертя в розглянутому з'єднанні може бути також вирішена чисельним методом за формулою (18), що буде виконано в подальших дослідженнях.

Висновки.

1. В рухомих з'єднаннях із зворотно-поступальним рухом основними параметрами, що забезпечують гідродинамічне змащування поверхонь тертя, є геометричні розміри, величина ексцентриситету, швидкість руху та динамічна в'язкість робочої рідини. Без зміни геометричних та кінематичних параметрів з'єднань їх гідродинамічне змащування обумовлюється величиною в'язкості робочої рідини, яка, згідно до теоретичних досліджень, впливає як на величину центрувальної сили, так й на силу рідинного тертя.

2. Проведені експериментальні дослідження дозволили встановити зв'язок між в'язкістю оливи И-40А та величиною напруженості зовнішнього електростатичного поля і концентрації присадки. Згідно отриманих результатів, електростатична обробка оливи призводить до зміни її динамічної в'язкості як в меншу сторону – при малих значеннях напруженості поля, так й в більшу – при високих значеннях напруженості. Отримані результати тим більше, чим більше концентрація присадки в оливі, тобто електростатичне поле впливає не на стан молекул базової оливи, а на стан молекул присадки, що підтверджувалося попередніми дослідженнями з впливу електростатичного поля на властивості змащувальних матеріалів [6, 7].

3. Поєднання результатів теоретичних та експериментальних досліджень дозволило отримати модель для визначення центрувальної сили, зазору та сили тертя в рухомих з'єднаннях із зворотно-поступальним рухом з урахуванням впливу електростатичного поля та концентрації присадки в робочій рідині на її динамічну в'язкість. Отримані результати можуть бути використані при конструюванні та експлуатації гідравлічних приводів мобільних машин як такі, що сприяють забезпеченню надійного гідродинамічного змащування рухомих з'єднань.

Література:

1. *Емцев Б.Т.* Техническая гидромеханика / Б.Т. Емцев. – М.: Машиностроение. –1978. – 463 с.

2. *Этисон И.* Гидродинамика опоры поршневого типа. В кн. Проблемы трения и смазки /И. Этисон, О. Пинкус // Труды американского общества инженеров-механиков. серия F.– М.: Мир, 1976, Т. 98, № 3.-С. 92–100.

3. *Ремарчук Н.П.* Гидродинамическое центрирование подвижных деталей в гидроцилиндрах / Н.П. Ремарчук, Ю.Д.

Музыкин, В.В. Ничке // Горные, строительные и дорожные машины. Респ. науч.-техн. сб. – Киев: Техніка, 1980. – Вып. 33. – С. 89–94.

4. *Ремарчук М.П.* Зменшення тертя в елементах гідросистем мобільних машин на основі теорії рідинного змащення / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий.- Харьков: Технологический центр, 2005.— №3/2(15). – С. 28–32.

5. *Ремарчук М.П.* Застосування гідродинамічного і гідростатичного змащення у рухомих з'єднаннях гідроциліндрів мобільних машин / М.П. Ремарчук, В.В. Ничке // Вестник ХНАДУ: Сб. научн. тр., Вып. 28. – Харьков: ХНАДУ. –2005. С. 32–35.

6. *Лысиков Е.Н.* Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем: Монография. / Е.Н. Лысиков, В.Б. Косолапов, С.В. Воронин. – Харьков: ЭДЭНА, 2009. – 274 с.

7. *Лисіков Є.М.* Нанотехнології на залізничному транспорті / Є.М. Лисіков, С.В. Воронін, О.О. Скорик, Д.В. Онопрейчук // Навч. посібн. – Харків: ДІСА ПЛЮС, 2013. – 212 с.

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ НА ПРОЦЕСС ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКИ В ПОДВИЖНЫХ СОПРЯЖЕНИЯХ С ОБРАТНО–ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ

Ремарчук Н.П., Воронин С.В.

Аннотация– на основе теории гидродинамики и результатов экспериментальных исследований процесса обработки рабочей жидкости с разной концентрацией присадки электрическим полем установлена закономерность влияния динамической вязкости жидкости на величину прироста толщины гидродинамического слоя между поверхностями в цилиндрических сопряжениях с обратно–поступательным движением, а также на силу жидкостного трения в этих сопряжениях.

THE INFLUENCE OF LIQUID VISCOSITY ON THE PROCESS OF HYDRODYNAMIC LUBRICATION IN MOVABLE JOINTS WITH A RECIPROCATING MOTION

M.Remarchuk, S.Voronin

Summary

Influence of dynamic viscosity of the fluid on the increase of amount a hydrodynamic layer thickness between the surfaces in cylindrical movable joints with a reciprocating motion, as well as the liquid friction force in these movable joints, is regularized on basis of theory of hydrodynamics and experimental results of the processing of the working fluid with different concentrations of additive electric field.