

**Гордєєв О.А.,
Кармаліта А.К.**

Хмельницький національний університет,
м. Хмельницький, Україна
E-mail: aulin52@mail.ru

АНАЛІЗ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАСТИЛОУТРИМУВАЛЬНОГО ПРОФІЛЮ ТА КАРТИНИ РУХУ РІДИНИ У СФЕРИЧНІЙ ЛУНЦІ НА ПОВЕРХНІ КОВЗАННЯ

УДК 621.891: 621.431

Побудовано аналітичну модель руху мастила у сферичній лунці. Визначено вплив геометричних параметрів мастилоутримувального профілю на глибину несущого мастильного шару.

Ключові слова: сферична лунка, геометричні параметри профілю, рух мастила.

Вступ

Значна частина витрат на обслуговування і ремонт обладнання легкої промисловості, а саме різноманітних швидкісних швейних машин, пов'язано зі зношуванням вузлів тертя. У той час при пусках і зупинках має місце найбільший знос. Однією з головних причин непропорційно великого зносу під час пуску є те, що режим змащування вузлів тертя при цьому принципово відрізняється від режиму змащування вузлів при нормальних обертах двигуна. Це призводить до недостатнього змащування і, а у деяких випадках, до задирів. З аналізу конструкцій опорних вузлів машин легкої промисловості видно, що існує багато рухомих з'єднань де неможливо застосувати примусове змащування, а проводиться періодичне змащування крізь прес-маслянку. Чим надійніше утримується мастильний матеріал між контактуючими деталями, тим менше вони зношуються. Утримання масляного шару в з'єднанні на довгий період роботи є актуальною задачею.

Одним з ефективних і простих способів підведення мастильного матеріалу в зону фрикційного контакту і його тривалого утримання там є створення на контактуючих поверхнях спеціального профілю, що складається із сукупності мікрорельєфів. У роботах Е. Фальца, Ф.Н. Авдонькіна, С. Радчика та інших пропонуються різні варіанти формування мастилоутримуючого профілю. Основою розробки ефективних рекомендацій з параметрів і характеристик профілю канавок є дослідження механіки руху мастила по поверхні. Окремі аспекти цього завдання розглядалися в дослідженнях Е.Л. Аєро, І.В. Вініченка, А.В. Радіоненка й ін.

З аналізу виконаних досліджень з'ясовано, що основна причина значного зносу вузлів тертя при пусках є погані умови змащування поверхонь тертя під час пуску. Головний висновок в аналізі причин високого пускового зносу полягає в недосконалості змащення поверхонь, що, як правило, є граничне, напівсухе або змішане. Зменшення пускового зносу можливе, головним чином, за рахунок поліпшення умов змащування в пусковий період.

Для поліпшення умов змащування одним з напрямків було створення певного мікрорельєфу на поверхнях ковзання, а саме на внутрішній поверхні підшипника. Позитивні результати цього аспекту були отримані в дослідженнях Кузменко А.Г., Дихи О.В. Бабака О.П. Питання, пов'язані із створенням регулярних рельєфів, детально вивчені в роботах Ю.Г. Шнейдера [1], Л.Г. Одінцова [2] та інших авторів.

Отримані при цьому канавки виконують функцію змащувальних кишень, що сприяють утриманню і розподілу масла в зоні тертя і, у такий спосіб, підвищенню зносостійкості сполучення в цілому. Мастилоутримувальні канавки, як правило, змінюють геометрію поверхні матеріалів і, відповідно, несучу площу контакту при взаємодії з іншими поверхнями. Форма і розміри канавок визначаються технологією їх отримання.

Узагальнюючи результати багатьох досліджень зносостійкості поверхонь з регулярним рельєфом [249, 258], можна намітити певні рекомендації щодо приведених вище параметрів. Кращі результати дають поперечні відносно напрямку переміщення канавки, оскільки в цьому випадку забезпечуються більш сприятливі умови для мащення, і в цілому поверхня має більшу несучу здатність в порівнянні з поздовжніми канавками. Що стосується відносної площі поверхні, то тут оптимальними вважаються випадки, коли площа змащувальних канавок складає 40 - 50 % від загальної площі поверхні. Для надійного утримання масла, забезпечення перетікання його з канавки в зону контакту поверхонь, видалення забруднень найкращі результати дають канавки круглої форми.

Найбільше розповсюдження отримали методи нанесення мастилоутримувальних профілів за допомогою вібранакочування. При цьому наноситься система поперечних синусоїдальних канавок за рахунок обертання заготовки, поздовжньої подачі (в основному на токарних верстатах) і додаткових коливань інструменту.

На теперішній час нанесення мастилоутримувального рельєфу у вигляді лунок на шийку вала пропонується наносити дискретним гідроструминним способом за допомогою вібраційної машини [3, 4].

Аналіз геометричних параметрів та несучої довжини профілю розглянуто для повздовжніх канавок круглого січення на площині та на внутрішній поверхні опори кочення.

Автори [5] пропонують визначення несучої довжини профілю l_p на заданому рівні h . Під несучою довжиною профілю l_p приймається сума довжин відрізків, що відсікаються в матеріалі профілю лінією, паралельною поверхнею на рівні h в межах заданої довжини l . Для цього створена розрахункова схема круглого профілю, яка може бути застосовано і для сферичних лунок (рис.1). Ширина однієї канавки на рівні h дорівнює $2A_1B_1$.

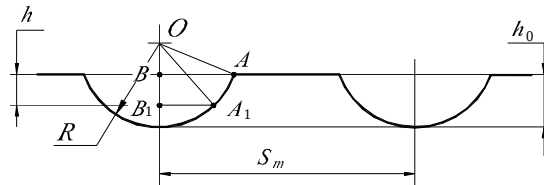


Рис. 1 – Розрахункова схема для канавок круглої форми та сферичних лунок: R – радіус закруглення канавки; S_m – крок канавок; h_0 – глибина канавки [5]

З геометричних побудов отримана залежність:

$$2A_1B_1 = 2\sqrt{R^2 - (R - h_0 + h)^2} = 2\sqrt{(h_0 - h)(2R - h_0 + h)}. \quad (1)$$

Після перетворень отримаємо:

$$2A_1B_1 = 2(2R - h_0 + h)^{\frac{1}{2}}(h_0 - h)^{\frac{1}{2}}. \quad (2)$$

Несуча довжина профілю визначається як різниця між базовою довжиною l та загальною сумарною довжиною всіх канавок в межах цієї довжини, що в свою чергу, дорівнює довжині однієї канавки $2A_1B_1$, помноженої на число канавок $n = l / S_m$.

Відповідно, для круглої форми профілю мастилоутримувальних канавок та сферичних лунок несуча довжина l_p на рівні h буде дорівнювати:

$$l_p = l \left[1 - \frac{2}{S_m} (2R - h_0 + h)^{\frac{1}{2}} (h_0 - h)^{\frac{1}{2}} \right]. \quad (3)$$

З отриманої залежності видно, що чим більше радіус заокруглення R та менше крок канавок S_m при сталому рівні h більша несуча довжина l_p . Бажано встановити раціональні співвідношення між цими параметрами.

Але у роботі [5] не встановлено зв'язок величини h надалі h^* від величини h_0 (глибини канавки), не визначено характер руху мастила у канавці.

Постановка проблеми

Метою даної роботи є визначення, на основі аналітичної моделі руху мастила у маслоутримувальних сферичних лунках, величини рівня h^* та картини руху мастила у сферичних маслоутримувальних лунках на шийці валу.

Виклад матеріалів досліджень

Гідродинамічне змащування найбільш розповсюджений у техніці вид рідинного змазування. Коефіцієнт тертя при гідродинамічному змащенні, як правило 0,001-0,01, тобто енергетичні втрати у таких спраженнях незначні.

Гідродинамічне змащування створює між спряженими поверхнями плівку рідини, в якій статичний тиск, виникаючий у результаті постійної циркуляції рідини, зрівноважує зовнішнє навантаження, повністю відділює одну поверхню від іншої поверхні тертя. Товщина змащувальної плівки практично не залежить від навантаження, несуча здатність незначно залежить від відносної швидкості поверхонь тертя, опір тертя практично відсутній.

Класична теорія гідродинамічного змащування заснована на диференційному рівнянні Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = Z, \quad (4)$$

де h – товщина змащувального шару;

p – місцевий тиск у змащувальному шарі;

η – динамічна в'язкість;

x і z – координати направлені відповідно по довжині та ширині зазору;

Z – функція, яка встановлює якісний і кількісний вплив на гідродинамічний тиск p і на несучу здатність змащувального шару яка їм визначається, режиму роботи вузла тертя, характеру його навантаження і геометрії контакту.

Рішення рівняння Рейнольда традиційними методами можливо тільки для поодиноких випадків при введенні граничних умов та спрощених допущень. Так, у багатьох випадках нехтують боковими витоками рідини та розглядають випадок плоскої течії.

Характерним гідродинамічним розрахунком є розрахунок радіальних стаціонарно навантажених підшипників ковзання. В цих розрахунках особливе значення приймає величина безрозмірного параметру Φ , яких зветься коефіцієнтом навантаженості (число Зомерфельда):

$$\Phi = \frac{P_N \Psi^2}{i S_n \eta \omega} = \frac{P_m \Psi^2}{\eta \omega}, \quad (5)$$

де P_N – рівнодіюча сил тиску, які виникають у мастильному шарі;

Ψ – відносний зазор (відношення радіального зазору Δ у підшипнику до радіусу вала r_e , ($\Psi = \Delta/r_e$);

S_n – площа проекції опорної поверхні на площину, перпендикулярну до лінії дії навантаження (для радіального підшипника $S_n = l d$, де d – діаметр валу; l – довжина опори);

η – динамічна в'язкість;

ω – кутова швидкість валу ($\omega = V/r_e$);

i – число опорних поверхонь;

$P_m = P_N / (i S_n)$.

Коефіцієнт навантаженості характеризує відношення сил гідравлічного тиску, який створюється у мастильному шарі, до сил в'язкості. Підшипники з $\Phi > 1$ відносяться до числа сильнонавантажених (високі навантаження, низькі частоти обертання валу), а з $\Phi < 1$ відносяться до швидкообертаних (низькі навантаження, високі частоти обертання валу).

Виходячи з величини коефіцієнту навантаженості визначають відносний ексцентриситет χ підшипникового вузла. Для визначення ексцентриситету користуються спеціальними таблицями або графіками, отриманими у результаті рішення рівняння Рейнольда для різних відношень l/d і різних кутів охвату (рис. 2).

$$\chi = e/\Delta, \quad (6)$$

де e – абсолютний ексцентриситет;

Δ – радіальний зазор ($\Delta = r_H - r_B$).

Мінімальна товщина мастильного шару $h_{\min}$ визначається за формулою:

$$h_{\min} = \Delta (1 - \chi). \quad (7)$$

Величину $h_{\min}$ порівнюють з висотою мікронерівностей поверхонь які контактують у відповідності із рівнянням (7) і перевіряють на відповідність умовам роботи при гідродинамічному змащуванні.

Питома товщина мастильного шару λ , представляє собою відношення величини $h_{\min}$ мастильного шару в зоні мінімального зазору до характеристики висоти нерівностей робочих поверхонь цих деталей:

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_a^2 e + R_a n}}, \quad (8)$$

де $R_a e$ і $R_a n$ – параметри шорсткості робочих поверхонь відповідно вала і підшипника.

Якщо $\lambda > 3$, то має місце гідродинамічний (рідинний) режим змащування, якщо $\lambda < 1$ то граничний, якщо $1 < \lambda < 3$, то можливо допустити реалізацію змішаного змащування.

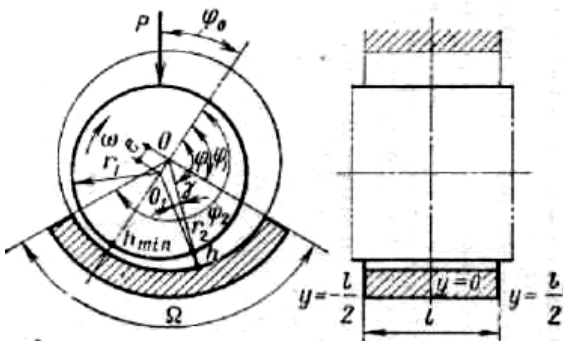
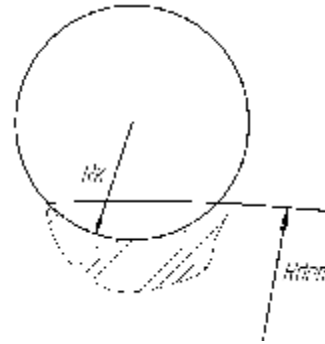
Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення $h_{\min}$ 

Рис. 3 – Схема співвідношення радіусів деталі та кульки

Розглянувши співвідношення радіусу R_k до радіусу R_{det} , відзначимо, що радіус деталі значно більше радіуса лунки, який дорівнює радіусу кульки (рис. 3). Тому, для спрощення описання поверхонь, які контактують проведемо апроксимацію їх прямими лініями.

Представимо рух мастилоутримувальної лунки на шийці вала у підшипнику ковзання у вигляді задачі плоского руху в'язкої рідини між непаралельними площинами. Для зручності побудови аналітичної моделі прийнемо наступне: залишивши незмінним відносний рух поверхонь прийнемо, що рухається поверхня підшипника з швидкістю U_0 у напрямку від'ємної осі X , нижня поверхня нерухома (рис.4), мінімальну товщину мастильного шару прийнемо: $h_{\min}$.

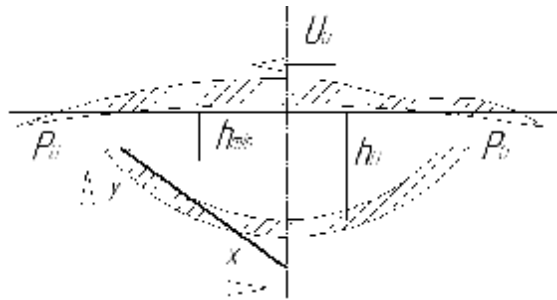


Рис. 4 – Схема руху поверхонь з елементами апроксимації

Простір зліва і справа будемо рахувати заповненим в'язкою рідиною, яка знаходиться під однаковим тиском P_0 . Оскільки рух розглядається у площини то $U_z = 0$. Розподіл швидкостей у шарі в'язкої рідини описується рівнянням:

$$U_x = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dP}{dx} y^2 + C_{1y} + C_{2y}. \quad (9)$$

Для визначення граничних меж знайдемо з геометричних умов залежність $h(x)$. З метою спрощення опису ліву частину поверхні лунки рахуємо прямолінійною. Тоді можна записати:

$$h(x) = h_{\min} + \frac{h_1 - h_{\min}}{l} x = h_{\min} (1 + k \frac{x}{l}), \quad (10)$$

де параметр $k = \frac{h_1 - h_{\min}}{h_{\min}}$ – параметр шару.

Граничні умови запишемо наступним чином:

$$\begin{aligned} U_x &= -U_0, \quad U_y = 0 \quad \text{як що } y = 0; \quad P = P_0 \quad \text{як що } x = 0; \\ U_x &= 0, \quad U_y = 0 \quad \text{як що } y = h; \quad \text{та } x = l \text{ або } h = h_{\min} \text{ і } h = h_0. \end{aligned} \quad (11)$$

Визначивши при цих граничних умовах постійні C_1 і C_2 отримаємо закон розподілу повздовжньої швидкості:

$$U_x = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dP}{dx} y(y-h) - U_0 (1 - \frac{y}{h}). \quad (12)$$

Для отримання залежності, яка визначає розподіл тиску в шарі $P(x)$, врахуємо, що у відповідності з рівнянням нерозривності маємо:

$$\int_0^h \left(\frac{dU_x}{dx} + \frac{dU_y}{dy} \right) dy = 0.$$

Оскільки:

$$\int_0^h \frac{dU_y}{dy} dy = U_y \left(-\frac{0}{h} \rightarrow h \right), \text{ та з урахуванням граничних умов для } U_y \text{ зробимо висновок, що:}$$

$$\int_0^h \frac{dU_x}{dx} dy = 0 \quad \text{або} \quad \frac{d}{dx} \int_0^h U_x dy = 0.$$

Застосувавши вираз (11) та виконав інтегрування отримаємо:

$$\frac{d}{dx} \left(-\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{dP}{dx} + \frac{U_x h}{2} \right) = 0. \quad (13)$$

Оскільки вираз у дужках не залежить від x та y то його прирівнюємо до постійної, яку приймаємо наступним чином:

$$-\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{dP}{dx} + \frac{U_x h}{2} = \frac{U_0 h^*}{2}.$$

Це рівняння можливо переписати наступним чином:

$$\frac{dP}{dx} = -6\mu U_0 \frac{h - h^*}{h_{\min}^3}. \quad (14)$$

Постійна h^* має значення товщини шару мастила при якій $\frac{dP}{dx} = 0$, тобто коли тиск досягає максимального значення. Врахуємо, що $\frac{dP}{dx} = \frac{dP}{dh} \cdot \frac{dh}{dx}$, тоді згідно рівняння (10) отримаємо:

$$\frac{dP}{dx} = k \frac{h_{\min}}{l} \cdot \frac{dP}{dh}. \quad (15)$$

Тоді замість рівняння (13) маємо:

$$\frac{dP}{dh} = -\frac{6\mu U_0 l}{k h_{\min}^3} \left(\frac{1}{h^2} - \frac{h^*}{h^3} \right). \quad (16)$$

Провівши інтегрування отримаємо:

$$P = \frac{-6\mu U_0 l}{k h_{\min}^3} \left(\frac{1}{h} - \frac{h^*}{2h^2} \right) + C_0. \quad (17)$$

Використовуючи граничні умови (11) та перетворення отримаємо:

$$h^* = 2h_{\min} \frac{1+k}{2+k}; \quad C_0 = P_0 - \frac{6\mu U_0 l}{k h_{\min}^2} \frac{1}{2+k}. \quad (18)$$

Остаточно рівняння розподілу тиску по довжині шару приймає вигляд:

$$P = P_0 + \frac{6\mu U_0 l}{k h_{\min}^2} \left(\frac{l}{l+kx} - \frac{1}{2+k} - \frac{1+k}{2+k} \cdot \frac{l^2}{(l+kx)^2} \right) \quad (19)$$

З аналізу рівняння розподілу швидкостей (12) видно, що на ділянці $x \geq x^*$, де $\frac{dP}{dx} \leq 0$, можливе таке співвідношення параметрів при якому $U_x \geq 0$.

Це говорить, що рух проходить в сторону, протилежну швидкості U_0 , тобто виникає зворотний рух рідини. Виникнення зворотної течії супроводжується відривом основного потоку від поверхні і пояснюється дією зворотного перепаду тиску.

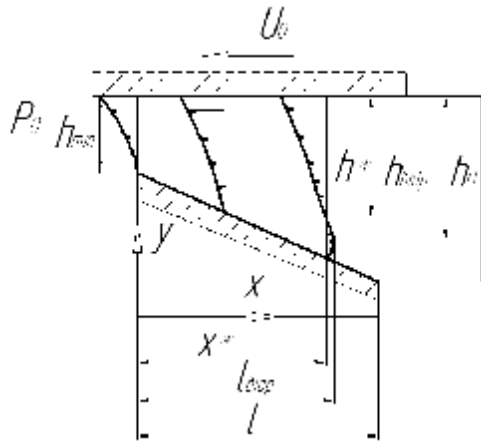


Рис. 5 – Розрахункова схема течії змащувального шару

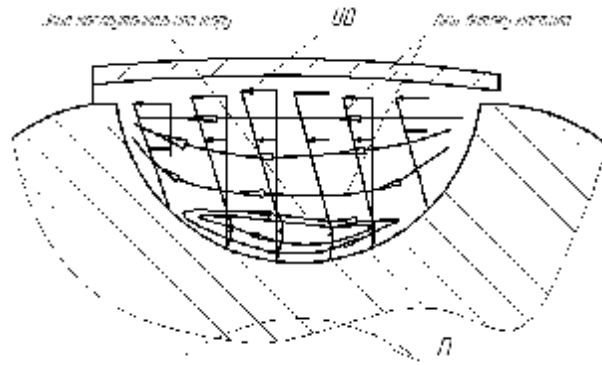


Рис. 6 – Схема руху течії змащувального шару у лунці

Розглянемо умови відриву потоку:

$$\frac{U_0}{h_{відр}} + \frac{h_{відр}}{2\mu} \cdot \frac{dP}{dx} = 0. \quad (20)$$

З урахуванням того що: $\frac{dP}{dx} = -6\mu U_0 \frac{h-h^*}{h^3}$, знаходимо:

$$h_{відр} = \frac{3}{2} h^* \quad \text{або} \quad l_{відр} = x_{відр} = \frac{2k+1}{k(k+2)} l. \quad (21)$$

Звідси можна зробити висновки, якщо $x_{відр} \geq 1$ та $k \leq 1$, то при цих значеннях течія по довжині лунки буде безвідривна і умова мастилоутримання не буде виконана. Якщо $k=1,2$ відрив здійснюється у точці $x_{відр} = 0,89l$ (рис. 5). На рис. 6 показано схему руху течії змащувального шару у лунці. Із схеми видно, що при певній глибині виникає зворотній рух мастила у сторону обертання валу та створюється шар мастила якій обертається на дні сферичної лунки, тим самим забезпечує умову мастилоутримання.

Як підтвердження отриманих результатів, побудованої аналітичної моделі руху мастила у сферичних лунках, можна привести експериментальні данні отримані у роботі [6]. Автор отримав за допомогою швидкісної зйомки картину руху змащувальної рідини (гасу) при обертанні циліндричної поверхні по площині та побудував наступну картину (рис. 7) із співставленням виміряних тисків повздовж лінії контакту.

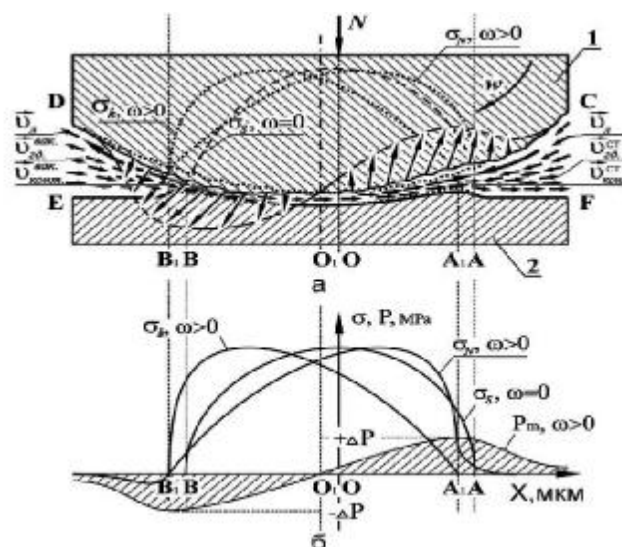


Рис. 7 – Схема утворення контактних зустрічних компресійних і вакуумних шарів мастила:
а – ковзання ролика 1 по контр тілу 2;
б – розподіл напружень [6]

Автором [6] встановлено, що при вході циліндра ролика в контакт (рис. 7) на ділянці CFAC в конфузорній частині контакту примережових шарів рідкого середовища A до перерізу OO утворюються вторинні гідравлічні течії середовища, напрямлені в бік, зворотний руху циліндра ролика. Автор затверджує, що вони спричинені компресією набіглих адсорбованих на поверхні ролика шарів мастила, що рухаються разом із ним у напрямку контактної зони з максимальною швидкістю, рівною лінійній швидкості ковзання $\dot{U}_l$ обертової поверхні, що утворює циліндр ролика. Таким чином, вважаємо, що отримані результати з побудованої аналітичної моделі, підтверджуються дослідями на експериментальній установці наближеної до схеми, розглянутої при побудові аналітичної моделі та дають подібну картину руху змащувального матеріалу.

Було проведено аналіз впливу геометричних параметрів лунки, а саме параметру шару k та $h_{\min}$ на глибину $h_{\text{відп}}$. Скористуємося залежностями (18) і (21) та отримаємо:

$$h_{\text{відп}} = 3h_{\min} \frac{1+k}{2+k}. \quad (22)$$

Задавшись межами зміни $h_{\min}$ від 5 мкм до 20 мкм, а зміну меж h_0 від 30 мкм до 90 мкм та скориставшись залежністю (22) побудовано графіки залежностей h^* та $h_{\text{відп}}$ від цих параметрів (рис. 8, 9).

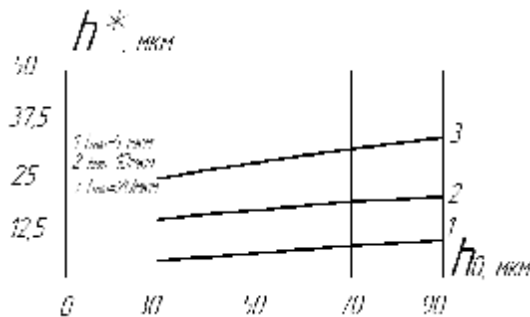


Рис. 8 – Залежність глибини h^* несущого шару від глибини лунки

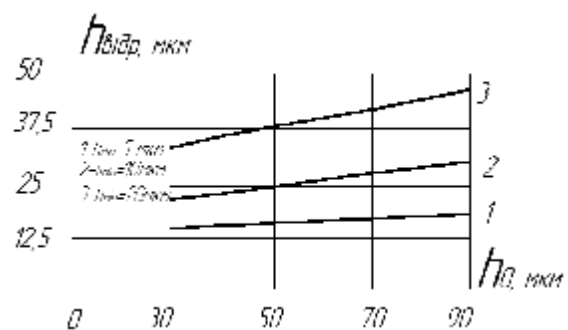


Рис. 9 – Залежність глибини $h_{\text{відп}}$ несущого шару від глибини лунки

Висновки

1. У результаті проведених досліджень встановлено параметри виникнення зворотного руху рідини у лунці та показано виникнення кругового руху у мастилоутримувальному шарі рідини, що говорить про утримання мастила у лунці на величині h^* .

2. Отримані залежності глибини h^* і $h_{\text{відп}}$ несущого шару від розмірів лунки показали значний вплив $h_{\min}$ на товщину змащувального шару та більш менший вплив на нього глибини лунки h_0 .

Література

1. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. – 248 с.: ил.
2. Одинцов Л. Г. Финишная обработка деталей алмазным выглаживанием и вибровыглаживанием / Л. Г. Одинцов. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.
3. Гордеев О.А. Технологія та вібраційне обладнання для нанесення маслоутримуючих лунок на поверхні ковзання / О.А. Гордеев., А.К. Кармаліта // Materiali VIII miedzynarodowej naucowi-practicznej konferencji «NAUKA I INOWACJA – 2012» 07-15 pazdziernika 2012 roku. Volume 21 Techniczne nauki. / Przemysl. Nauka I studia. 2012. С 9-11.
4. Гордеев Олексій. Вібраційне обладнання для нанесення мастилоутримуючих лунок / О. Гордеев, А. Кармаліта // МСУИЛМ-11 : тези доповідей. – Львів, 2013. – С. 65- 66.
5. Кузьмек А.Г. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей / А.Г. Кузьменко, А.В. Дыха. – Хмельницький : ХНУ, 2007. – 344 с.
6. Стельмах О.У. Експериментальне дослідження динаміки течій примережових шарів мастила в трибоконтакті ковзання / О. У. Стельмах // Сучасні авіаційно-космічні технології. Вісник НАУ. – 2011. – №1. – С. 84 -95.

Поступила в редакцію 09.09.2013

Gordeev O.A., Karmalita A.K. Analysis of geometrical parameters and picture profile mastyloutrymuvalnoho of the fluid in a spherical hole on sliding surface.

Much of the cost of maintenance and repair of equipment of light industry, such as a variety of high-speed sewing machines due to the wear of friction units. At a time when starting and stopping is the most exposed areas. An analytical model of the movement of oil in a spherical hole.

The movement of oil in a spherical hole in the neck of the shaft in the bearing sliding represented as a problem of plane motion of a viscous fluid between non-parallel planes. The influence of geometrical parameters mastyloutrymuvalnoho profile to a depth nesuschoho lubricant layer. As a result of research settings adjusted return appearance of the fluid in the hole and shows emergence of circular motion in mastyloutrymuvalnomu liquid layer, indicating that the maintenance of oil in the hole. Dependences of the depth nesuschoho layer of hole sizes showed a significant effect $h_{\min}$ on the lubricating layer and a lower impact on the depth of his hole h_0 .

Key words: spherical hole, geometrical parameters, the movement of oil.

References

1. Chnejder Yu.G. Ekspluatacionnye svojstva detalej s reguljarnym mikrorelefom. Machinostroenie, Leningrad 1982. 248 p.
2. Odincov L.G. Finishnaya obrabotka detalej almaznym vyglazhivaniem i vibrovyglazhivaniem. Machinostroenie, Moskva 1981.
3. Gordeev O.A., Karmalita A.K. Technologija ta vibratijne obladnannua dlua nanesennua masloutrymuuychikh lunok na poverkhni kovzannua. Materiali VIII miedzynarodowej naucowi-practicznej konferencji «NAUKA I INOVACJA – 2012». Volume 21, Techniczne nauki, Przemysl, Nauka I studia, 2012, pp. 9-11.
4. Gordeev O., Karmalita A. Vibratijne obladnannua dlua nanesennua masloutrymuuychikh lunok: Tez. dopovidey MSUILLM-11, Lviv, 2013, pp. 65-66.
5. Kuzmenko A.G., Dykha O.V. Kontakt, trenie i iznos smazanyh poverkhnostei, Khmel'nytskiy, KhNU, 2007. p.344.
6. Stelmakh O.U. Eksperymentalne doslidzhennia dynamiky techiy pryvezhovoykh shariv mastyla v tri-bokontakty kovzannia, Suchasni aviatciino-kosmichni tekhnologii: Visnuk NAU, 2011, №1, pp. 84-95.