

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕРТЯ-КОВЗАННЯ ЗА ЗМОЧУВАНОЇ ПЛОЩІ КОНТАКТУ ПАРИ «РОТОР- СТАТОР» У ДВОРОТОРНІЙ ВАКУУМНІЙ ПОМПІ ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Сиротюк В.М., к.т.н.,

Коруняк П.С., к.т.н.,

Березовецький С.А., к.т.н.,

Березовецька О.Г., інженер

Львівський національний аграрний університет, м. Дубляни, Україна.

Постановка проблеми. Основним елементом вакуумної системи доїльної установки є вакуумна помпа. До нерозв'язаних науково-прикладних задач, що знижує надійність вакуумних pomp, є недостатність науково-методичних підстав конструювання та створення цих машин. Сьогодні на світовому ринку вакуумних pomp можна знайти понад 150 типів машин, що мають суттєві відмінності конструкцій, обґрунтованість яких недостатня [4]. Важливими чинниками, що обумовлюють надійність роботи виробу, є вибір конструкційних матеріалів [1], з яких виготовляються пари тертя вакуумних pomp, тому розроблення науково-методичних підстав створення їх робочих органів є актуальною задачею. Однак, обґрунтуванням вибору конструкційних матеріалів для робочих органів і трибосистем вакуумних pomp займалися лише окремі дослідники [2, 3, 6, 7]. На основі аналізу наукових досліджень, передового виробничого досвіду, патентного пошуку вакуумних pomp [4, 5] нами встановлено, що експлуатаційно-технологічні показники роторних pomp значно кращі, ніж у інших типів. Проте техніко-енергетичні показники (компактність, постійність вакуумметричного тиску, продуктивність, шумність) та надійність деталей не повністю задовольняє існуючі вимоги такі як зносостійкість та енергоощадність вакуумних систем [2, 3].

Основні матеріали дослідження. Для підвищення продуктивності роботи двороторної вакуумної помпи, нами усунуто радіальне перетікання повітря, шляхом встановлення у радіальні торці ізотропних пружних пластин, а також добавлено змащування площ контакту пари «ротор-статор» водою.

Динаміка ньютонівської рідини змочування (мащення) описується рівнянням Нав'є-Стокса, яке за нестискуючої рідини має вигляд [8]:

$$\begin{cases} \rho \frac{dv}{dt} = -\nabla p + \eta \Delta v, \\ \operatorname{div} v = 0 \end{cases} \quad (1)$$

де ρ – густина рідини, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; v – швидкість, м/с; t – час, с; p – тиск між рухомою і нерухомою площинами, $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$; η – динамічна в'язкість змащувальної рідини, $\frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$; Δ - оператор Лапласа; div – дивергенція швидкості; ∇ - оператор Набла, $\nabla p = \text{div } p$.

Враховуючи, що рідина є змащувачим середовищем, то це квазістатичний потік. Тоді інерційним членом у першому рівнянні системи (1) можна знехтувати і отримаємо:

$$\eta \Delta v = \nabla p. \quad (2)$$

Розглянемо процес мащення для вакуумної помпи, (рис. 1) у збільшеному масштабі.

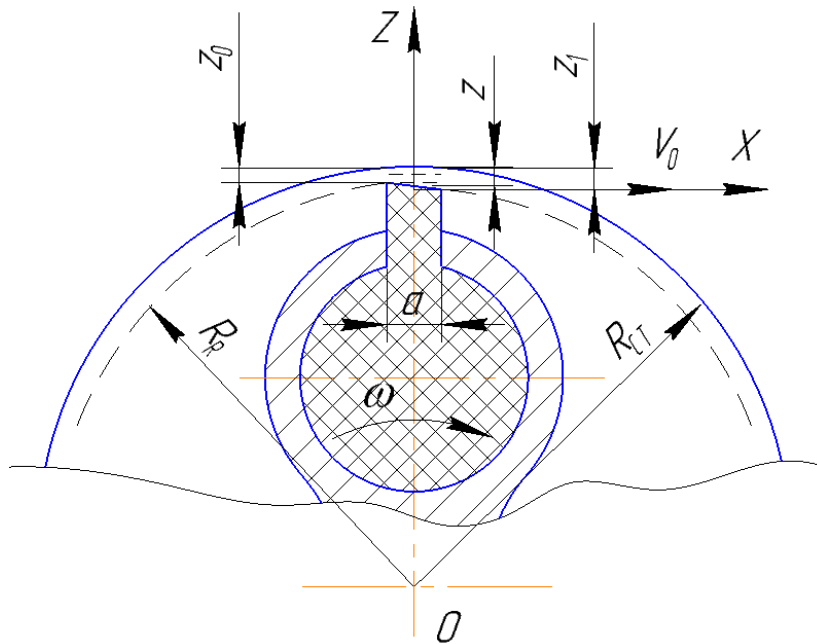


Рис. 1. Рух змащувачої рідини між ротором і статором:

R_{cm} – радіус статора; R_R – радіус ротора по виступі вставки; v – лінійна швидкість на кінці ротора; x, z – осі; ω - частота обертання; a – товщина ізотропної еластичної вставки

Розглядаємо стаціонарний рух рідини, тоді $v = v(z)$. Відповідно, рівняння (2) буде мати вигляд:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \cdot v_x = \eta \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \quad (3)$$

Граничні умови:

$$v_x(z=0) = -v_0; \quad v_x(z_i) = 0.$$

$$\text{Тоді } C_2 = -\eta \cdot v_0; \quad C_1 = \frac{\eta \cdot v_0}{z} - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z}{2},$$

$$\eta \cdot v_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z_i(z_i - z)}{2} + \frac{\eta \cdot v_0}{z} \cdot z_i - z, \quad (4)$$

де z_i - значення по висоті зазору z , приймає $z_i = 0 \dots z$.

Однак, у процесі обертання ротора, ізотропна пружна вставка шириною a буде вигинатись і створювати зазор, який за ходом обертання ротора буде, відповідно, z_1 і z_0 (рис. 1). Відповідно, буде виконуватись умова:

$$z_1 > z_0 \quad (5)$$

Умова нерозривності для рідини повинна забезпечити, щоб через кожен поперечний переріз зазору в одиницю часу протікала однакова кількість рідини Q_p .

$$\frac{Q_p}{L} = \int_0^{z_h} \vartheta_x(z) \cdot dz. \quad (6)$$

У рівнянні (6) приймаємо, що висоту зазору z позначимо через z_h ($z \Rightarrow z_h$), а змінна z_i буде z ($z_i \Rightarrow z$).

Якщо прийняти $x=0$ і $P(0)=P_{ext}$, тоді

$$P = P_{ext} + \frac{3 \cdot \eta \cdot v_0}{K_x} \cdot \left(\left(\frac{1}{z} - \frac{1}{z_0} \right) + \frac{2 \cdot z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \left(\frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right). \quad (7)$$

Визначаємо поле швидкостей:

$$\vartheta_x = \vartheta_0 \cdot (z - z_h) \cdot \left[\frac{1}{z_h} - \frac{3}{2 \cdot z} - \frac{6z_1 \cdot z_0}{(z_0 + z_1) \cdot z^2} \right]. \quad (8)$$

Визначаємо сили F_N і F_x . Для сили, що діє по нормалі, складаємо рівняння

$$F_N = \frac{S_k \cdot a \cdot 3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{(z_1 - z_0)^2} \cdot \left[\ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{z_1 \cdot z_0}{z_0} \left(1 + \frac{2(z_1 - z_0)}{z_0 + z_1} \right) \right] \quad (9)$$

де S_k - площа контакту, $S_k = L \cdot a$, м².

Сила, що діє по дотичній, залежить від в'язкого напруження

$$\sigma_{xz} = \eta \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial z}. \quad (10)$$

Тоді силу виразимо наступною залежністю:

$$F_x = \frac{\eta \cdot S_k \cdot \vartheta_0}{z_1 - z_0} \left(4 \ln \frac{z_1}{z_0} + \frac{6(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right). \quad (11)$$

Коефіцієнт тертя визначаємо із залежностей, $F_x = f_T \cdot F_N$.

$$f_T = \left(\sqrt{\frac{\eta \cdot \omega \cdot R}{3 \cdot P_N \cdot a}} \left(\ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right) + \frac{z_0^2}{6 \cdot a} \right) \cdot \frac{\varepsilon}{\xi}, \quad (12)$$

де η - динамічна в'язкість змащувальної рідини, $\frac{Н \cdot с}{м^2}$; ω - частота обертання ротора, с⁻¹; P_N - тиск, створюваний нормальною силою на одиницю площі контакту зони тертя ізотропної пружної вставки, $\frac{Н}{м^2}$; a - ширина контакту – ширина ізотропної пружної вставки у ротор, м.

Очевидно, що із зміною частоти обертання ω і тиску P_N , зазори z_1 будуть змінюватись.

Висновки. Результати моделювання наведені на рис. 2 показують, що із збільшенням частоти обертання ротора, коефіцієнт тертя зменшується.

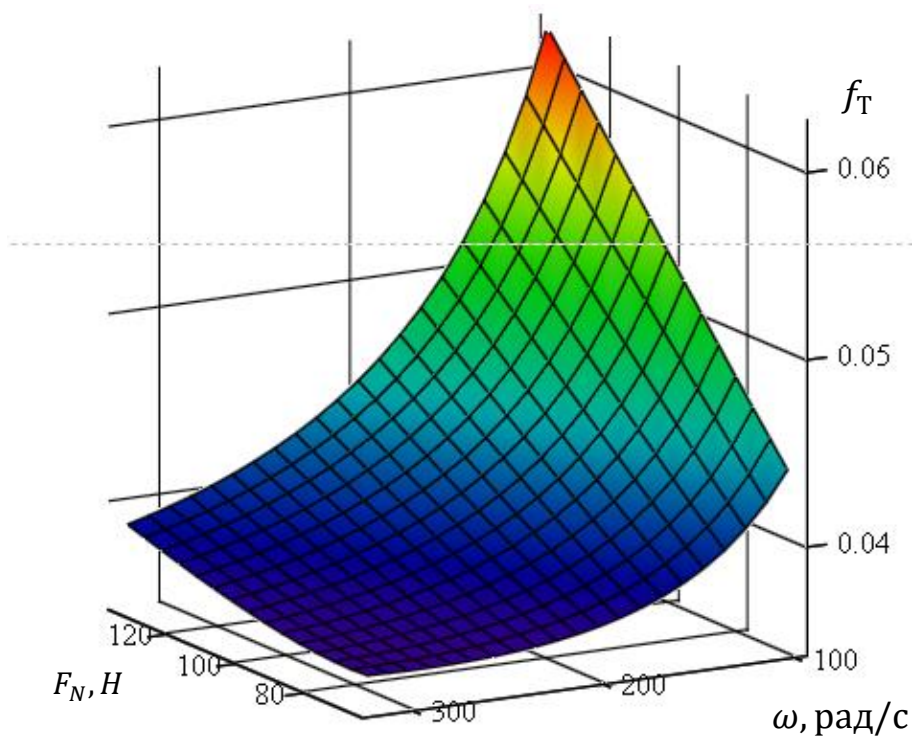


Рис. 2. Залежність коефіцієнта тертя еластичної пружної вставки від частоти обертання ротора (ω) і нормальної сили (F_N) створюваної пружною вставкою об статор

Так, за частоти обертання $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$ і нормальної сили $F_N = 65 \text{ Н}$ коефіцієнт тертя з використанням для змащування води буде становити $f_T = 0,044$, а за частоти обертання $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$ - $f_T = 0,036$. При нормальній силі у $F_N = 135 \text{ Н}$, відповідно коефіцієнт тертя буде становити: за $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$ - $f_T = 0,062$, а за $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$ - $f_T = 0,039$. При цьому характер зміни коефіцієнту тертя є нелінійним і підпорядковується квадратичній характеристиці. Із збільшенням частоти обертання коефіцієнт тертя, із використанням змащувальної рідини, зменшується і наближається до лінійної характеристики за частоти обертання $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$.

Список використаних джерел

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: справочник / Москва: Машиностроение. 2006. 926 с.
2. Бартенев Г. М., А. Н. Елькин. Природа и механизм трения каучукоподобных полимеров в различных физических состояниях. *Механика полимеров*. 1967. №1. С. 123-155.
3. Боуден Ф.П. Трение и смазка твердых тел : уч. пособ. / Москва: Машиностроение. 1968. 542 с.
4. Пичкова А.В. Насосы вакуумные, шестеренные, винтовые, поршневые: каталог ВАМИ / Ленинград. 1977. 196 с.
5. Сиротюк В.М. Машины та обладнання для тваринництва : курс лекцій / Львів: ЛДАУ. 2000. 185 с.

6. Вакуумний насос: пат. 18566 Україна: МПК А01С3/04, № u200605094; заявл. 10.05.06; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11. 4 с.

7. Сиротюк В.М. Березовецька О.Г., Гайдучок В.М., Березовецький С.А. Трибомеханічні системи вакуумних насосів з вдосконаленими роторами. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. 2008. №6. С.138-142.

8. Седов Л.И. Механика сплошной среды: учеб. для вузов / Москва: Наука. Том 1. 1983. 528 с.