

соса с наклонными пластинами в зависимости от угла поворота ротора. Показаны отличия нового решения по сравнению с существующим.

Вакуумный насос, фазы распределения воздуха, объем рабочей камеры.

The exact decision of a problem by calculation of the area of cross-section section of the working chamber of the rotary vacuum pump depending on a rotor angle of rotation is offered. Differences of the new decision in comparison with existing are shown.

Vacuum pump, the phase distribution of the air, volume of the working chamber.

УДК 637.116:621.65

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛАСТИНЧАТИХ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ

В.Ю. Дудін, кандидат технічних наук

***С.І. Павленко, Д.Ф. Кольга, кандидати технічних наук
Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет***

М.В. Колончук, інженер

Білоруський державний аграрний технічний університет

Приведено результати теоретичних досліджень ротаційних пластинчатих вакуумних насосів, на їхній основі приведено необхідні рекомендації із проектування та експлуатації. Уніфіковано теоретичні положення розрахунку потужності тертя вакуумних насосів з радіальними та похилими пластинами.

Вакуумний насос, тертя, пластина, потужність.

Постановка проблеми. Найбільш навантаженими деталями вакуумних пластинчастих насосів є пластини. Залежно від розмірів насоса, перепаду тиску, матеріалу пластин, способу змащення і охолодження ставлять від 2 до 30 пластин. Змащення зменшує тертя пластин по циліндру. Відсутність мастила викликає посилене зношування пластин і корпуса насоса. Однак хвилеподібний знос поверхні циліндра між нагнітальним та всмоктувальним вікном часто виявляється візуально навіть у машинах з нормальним змащенням [1].

© В.Ю. Дудін, С.І. Павленко, Д.Ф. Кольга, М.В. Колончук, 2015

Наявність зношування підсилює вібрацію пластин у цій зоні і викликає їх заклинювання. Виявлення причин появи хвилеподібного зносу циліндра є важливим завданням проектування пластинчастих насосів і компресорів. Рішення цього завдання можливо на основі вивчення динаміки тертя пластин по поверхні циліндра. У насосах з радіальними пластинами розрахунок механічних втрат утруднений через необхідність роздільного визначення роботи тертя від дії сили інерції та сили тиску повітря [2]. Методика розрахунку аналогічних показників похилих пластин ще складніша. Її основні положення побудовані шляхом інтуїтивного корегування залежностей динаміки тертя радіальних пластин. Узагальнена математична модель складової потужності тертя пластин у всьому можливому діапазоні кутів їхнього нахилу сприяла б виявленню закономірностей зношування, властивого ротаційним насосам.

Мета досліджень. Удосконалення методики розрахунку тертя пластини по циліндру пластинчастих вакуумних насосів.

Результати досліджень. За існуючою методикою розрахунку потужності тертя пластин [2] спочатку визначають роботу і потужність тертя однієї пластини по циліндру без обліку сили тиску повітря. Сила інерції пластини (рис. 1):

$$P_i = P_u + P_n + P_k, \quad (1)$$

де: $P_u = m\omega^2 \left(\rho - \frac{h}{2} \right)$ – відцентрова складова, пропорційна прискоренню від обертання; $P_n = m \frac{d^2 \rho}{dt^2}$ – складова, пропорційна прискоренню при зворотно-поступальному русі пластини в пазу ротора; $P_k = 2m\omega \frac{d\rho}{dt}$ – Коріолісова сила; m – маса пластини; $\rho - \frac{h}{2}$ – поточний радіус-вектор центра ваги пластини; $\frac{d\rho}{dt}$ – відносна швидкість пластини в обертовому русі; ω – кутова швидкість обертання ротора.

Підставляючи значення ρ з рівняння, для складові сили інерції, знаходимо наступні залежності:

$$P_u = m\omega^2 R \left(1 + \frac{e}{R} \cos \varphi - \frac{h}{2R} - \frac{e^2}{2R^2} \sin^2 \varphi \right), \quad (2)$$

$$P_n = m\omega^2 R \left(\frac{e}{R} \cos \varphi + \frac{e^2}{R^2} \right), \quad (3)$$

$$P_k = 2m\omega^2 R \frac{e}{R} \sin \varphi, \quad (4)$$

Силу ваги пластини в розрахунках не враховують, вона в 100...200 разів менше всіх інших сил, що діють на неї.

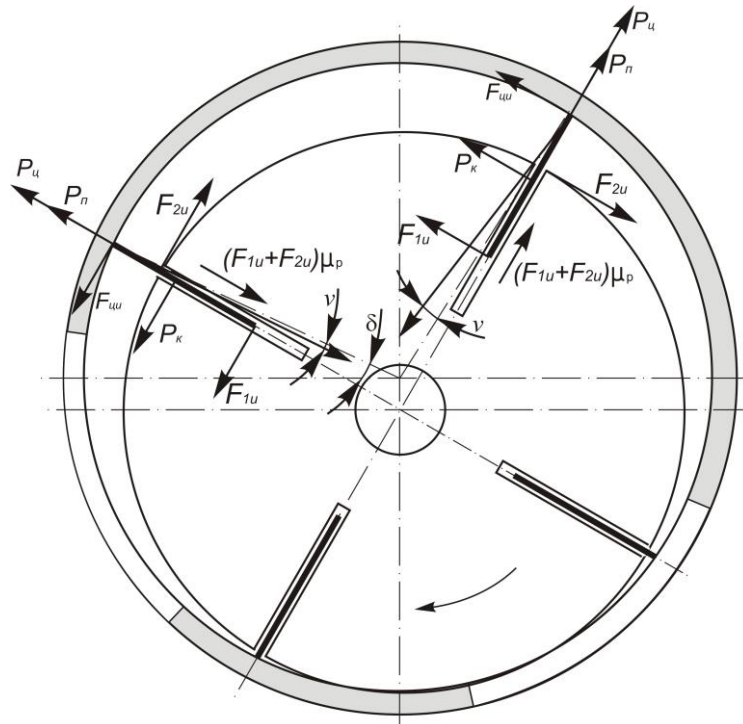


Рис. 1. Схема розподілу навантажень від сили інерції, що діє на радіальну пластину.

При ковзанні пластини по циліндру, під дією сили інерції виникає сила тертя F_{uw} , при русі в пазу ротора - сила тертя F_{nu} . Обидві сили спрямовані в бік, протилежний руху пластини. Складемо систему рівнянь для пластини при повороті ротора від 0 до 180°:

$$\begin{cases} F_{1u} + P_{\kappa} \frac{h}{2} - F_{2u}(\rho - r) = 0 \\ P_{\kappa} \frac{h}{2} + R_u h \sin(v + \delta) - F_{2u}[h - (\rho - r)] = 0 \\ (F_{1u} + F_{2u})\mu_p + P_u + P_n - R_u \cos(v + \delta) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

де: R_u – реакція на пластину з боку циліндра, спрямована під кутом v до радіусу циліндра R ; F_{1u} та F_{2u} – нормальні реакції на пластину з боку ротора; $F_{nu} = (F_{1u} + F_{2u})\mu_p$ – сила тертя пластини в пазу ротора; r – радіус ротора; μ_p – коефіцієнт тертя пластини по поверхні пазу ротора.

З системи рівнянь (5) знаходимо:

$$R_u = \frac{P_u + P_n + \mu_p P_{\kappa} \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(v + \delta) - \mu_p \sin(v + \delta) \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}} \quad (6)$$

При повороті від 180 до 360°:

$$\begin{cases} F_{1u} + P_{\kappa} \frac{h}{2} - F_{2u}(\rho - r) = 0 \\ P_{\kappa} \frac{h}{2} + R_u h \sin v - F_{2u}[h - (\rho - r)] = 0 \\ (F_{1u} + F_{2u})\mu_p - P_u - P_n + R_u \cos(v + \delta) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

З системи рівнянь (7):

$$R_u = \frac{P_u + P_n - \mu_p P_{\kappa} \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(v + \delta) - \mu_p \sin(v + \delta) \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}} \quad (8)$$

Сила тертя пластини по циліндру:

$$F_{\text{цл}} = \mu_u \cos v R_u = \frac{\mu_u}{\sqrt{1 + \mu_u^2}} R_u, \quad (9)$$

Але тому що коефіцієнт тертя пластини по циліндру рідко буває більше 0,15 [3], то можна прийняти $F_{\text{цл}} = \mu_u R_u$. Тоді складова роботи тертя $L_{\text{цл}}$ пластини по циліндру рівна:

$$L_{\text{цл}} = \int_0^{2\pi} F_{\text{цл}} \rho d\varphi = \mu_u \int_0^{2\pi} R_u v d\varphi. \quad (10)$$

Графік зміни $\frac{R_u}{m\omega^2 R}$ без врахування перепаду тиску представлений плавною кривою 1 на рис. 2.

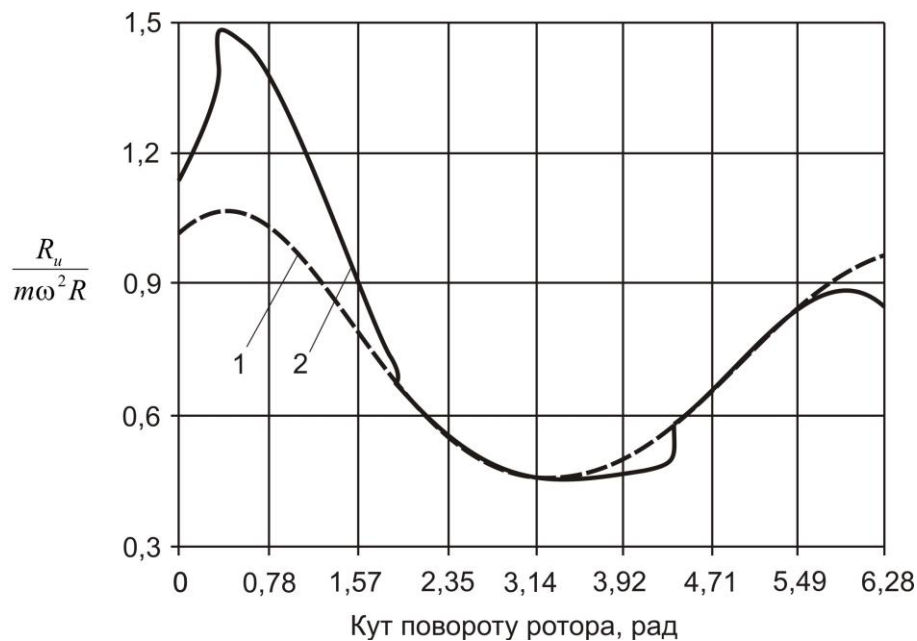


Рис. 2. Крива зміни $\frac{R_u}{m\omega^2 R}$: 1 – без врахування перепаду тиску; 2 – з врахуванням перепаду тиску.

Потім визначають роботу і потужність тертя пластин при дії лише сили тиску повітря $P_{\Delta p}$. Такий поділ удвічі збільшує час обчислювальних операцій і виключає оцінку сили тертя пластини по циліндрі з обліком всіх діючих сил. При обертанні ротора пластина в пазу займає під дією сили тертя похиле положення, упираючись своєю гранню в стінку паза. Це обумовлюється наявністю зазорів між пластиною і стінками паза. Зазор пластини в пазу ротора ротаційних машин становить 0,3...0,8 мм [2]. Середню довжину вільного пробігу молекул повітря при будь-якому тиску можна визначити по рівнянню (8):

$$\lambda = \frac{6,2 \cdot 10^{-3}}{p}, \quad (11)$$

Якщо вакуумний насос створює тиск усмоктування 50 кПа, то цьому тиску буде відповідати $\lambda=0,124 \cdot 10^{-3}$ мм. Така довжина вільного пробігу більш ніж в 2400 разів менше зазорів сучасних ротаційних машин. Отже, при розрахунках цих машин варто враховувати тиск повітря між пластиною і стінкою паза. Якби торцеві зазори в насосі були відсутні, то після проходження пластиною усмоктувального вікна тиск у пазу під пластиною можна вважати рівним тиску всмоктування, аж до досягнення пластиною нагнітального вікна. У цьому випадку необхідно враховувати не тільки силу від перепаду тисків між зонами всмоктування і нагнітання, як це робиться в наведеному розрахунку, але і силу від перепаду тисків між зоною нагнітання і пазом. Якщо прийняти тиск у пазу рівним тиску в зоні всмоктування, то силу від перепаду тисків можна прикласти до центра пластини, що дозволяє проводити спільний розрахунок втрат тертя з обліком всіх діючих сил. У цьому випадку реакція опори дорівнює (верхні знаки рівняння справедливі на стороні всмоктування, нижні - на стороні нагнітання):

$$R_u = \frac{P_u + P_n \pm \mu_p (P_k + P_{\Delta p}) \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(\nu + \delta) \mu \mu_p \sin(\nu + \delta) \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}}. \quad (12)$$

Робота тертя в пазу становить лише 0,3...0,5% від роботи тертя по циліндрі. З урахуванням приведеної формули робота тертя однієї пластини за один оберт складе 6,64 Дж (радіус корпусу $R=0,0725$ м; ексцентриситет $e=0,0094$ м; радіус ротора $r=0,063$ м; маса пластини $m=0,072$ кг; висота пластини $h=0,040$ м; частота обертання ротора $\omega=23,67 \cdot 2\pi=148,723$ рад/с; $\mu_u=0,1$; $\mu_n=0,1$; число пластин $n=4$). Для 4-х пластин робота тертя за один оберт складе 26,56 Дж, що відповідає потужності 628,67 Вт або 0,63 кВт. Якщо збільшити радіус корпусу у два рази, то потужність зросте до 2,08 кВт. Збільшення споживаної потужності відбудеться також у ви-

падку збільшення числа лопаток. Так, збільшення числа лопаток з 4-х до 12-ти збільшує споживану потужність приблизно в 3 рази.

Зменшення споживаної потужності при обраному незмінному значенні радіуса корпусу можливо за рахунок зменшення ексцентриситету, довжини і числа пластин, а також за рахунок збільшення висоти пластини. Споживана потужність при постійному радіусі корпусу змінюється прямо пропорційно величині ексцентриситету (рис. 3), назад пропорційно висоті пластин (рис. 3). При зменшенні довжини пластини споживана потужність зменшується практично прямо пропорційно. Так, при зменшенні довжини пластини на 16% споживана потужність зменшується лише на 0,71%. Збільшення тиску усмоктування зменшує потужність тертя. При збільшенні числа пластин споживана потужність збільшується майже прямо пропорційно числу пластин (рис. 3).

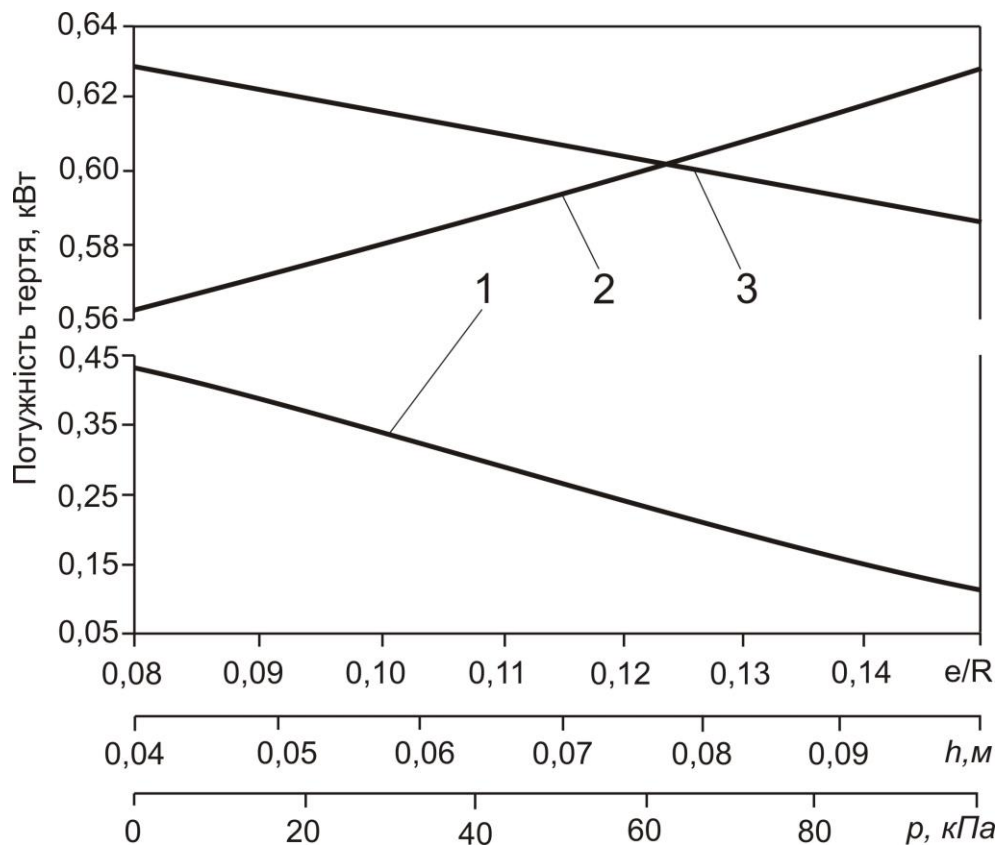


Рис. 3. Залежність потужності на тертя від висоти пластини (1), ексцентриситету (2) та тиску всмоктування (3).

При визначенні ексцентриситету, числа і довжини пластин визначальним фактором є продуктивність вакуумного насоса. Наприклад, для підвищення ефективності використання циліндра необхідно збільшувати ексцентриситет. Однак величина його обмежена в остаточному підсумку можливою глибиною паза ротора. Так, наприклад, якщо при максимальному вильоті пластини висота виступаю-

чої з ротора її частини становить $2e$, тобто для нормальної роботи необхідно, щоб повна висота пластини $h = (3,5...4)e$, а глибина паза $h_n = h + (0,5...1 \text{ мм})$, що виключає заклинювання пластини в пазу ротора. Крім того, при збільшенні ексцентриситету росте момент, що згинає пластину. З огляду на ці умови, в існуючих машинах величину ексцентриситету приймають $e=(0,09...0,15)R$ [2].

Менші значення беруть при високих відношеннях тисків і у двоступінчастих компресорах, а більші – у повітрорудках та вакуумних насосах. Отже, найбільш ефективним способом зниження потужності тертя пластин є збільшення висоти пластин. При незмінному значенні ексцентриситету, не зменшуючи продуктивності вакуумного насоса, збільшення висоти пластини дозволяє значно зменшити потужність тертя пластин. Основний шлях збільшення глибини паза - застосування похилих пазів роторів (рис. 4).

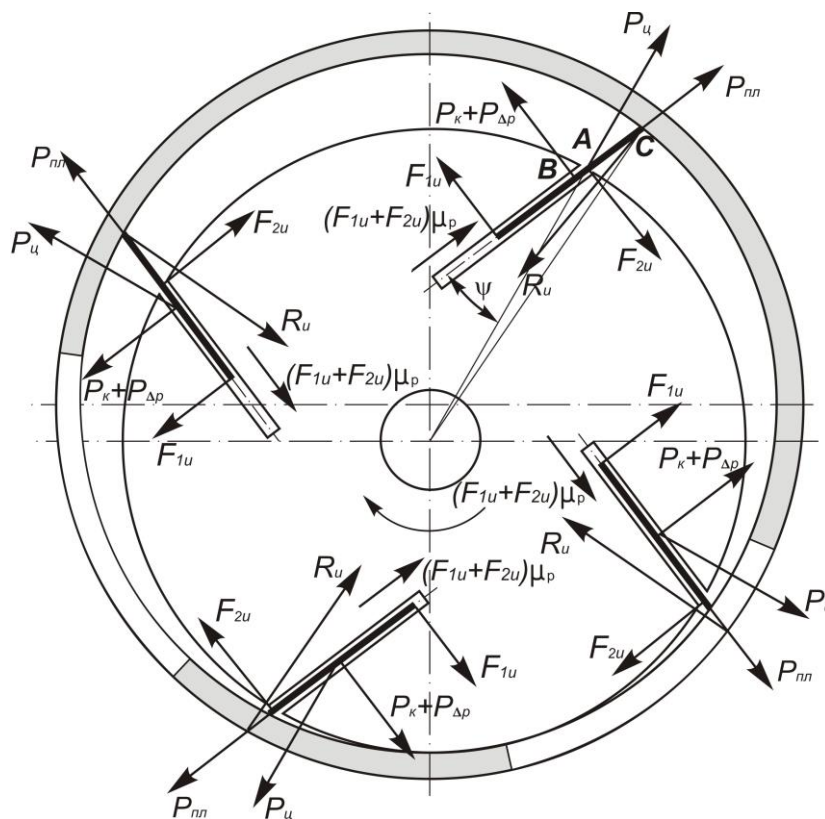


Рис. 4. Схема розподілу навантажень похилих пластин по ходу обертання ротора.

Необхідний нахил пластин визначається кутом ψ між пластиною й прямою, що з'єднує центр ротора із краєм паза (відрізок OA на рис. 4). Визначимо величину відрізка AC , що представляє собою виступаючу з паза частину пластини. Для цього розглянемо трикутник $\triangle OAC$. Позначимо $AC = s$.

$$\rho = \sqrt{r^2 + s^2 - 2rs \cos(\pi - \psi)} = \sqrt{r^2 + s^2 + 2rs \cos\psi} . \quad (13)$$

Розв'язуючи рівняння (13), знаходимо:

$$s = -r \cos \psi + \sqrt{(r \cos \psi)^2 + \rho^2 - r^2}. \quad (14)$$

Позначимо кут $\angle ACO = \alpha$. З теореми синусів з $\triangle OAC$ знаходимо:

$$\sin \alpha = \frac{r \sin \psi}{\rho}, \cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \psi}{\rho}\right)^2}. \quad (15)$$

Позначимо кут $\angle OBC = \beta$. З $\triangle OBC$ знаходимо:

$$\sin \beta = \frac{\rho \sin \alpha}{OB} = \frac{r \sin \psi}{OB}. \quad (16)$$

Для визначення $\sin \beta$ необхідно визначити величину OB . Для цього розглянемо $\triangle OBC$.

$$OB = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 - 2\rho \frac{h}{2} \cos \alpha} = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 - \rho h \cos \alpha} \quad (17)$$

Тоді,

$$\sin \beta = \frac{r \sin \psi}{\sqrt{\rho^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 - \rho h \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \psi}{\rho}\right)^2}}}. \quad (18)$$

Складемо систему рівнянь. При повороті ротора від 0 до 180°:

$$\begin{cases} F_{1u}h - F_{2u}s + (P_u \sin(\pi - \beta) + P_\kappa + P_{\Delta p}) \frac{h}{2} = 0 \\ (P_\kappa + P_{\Delta p} + P_u \sin(\pi - \beta)) \frac{h}{2} - R_u h \sin(\alpha - \nu - \delta) - F_{2u}(h - s) = 0. \\ R_u \cos(\alpha - \nu - \delta) + P_u \cos(\pi - \beta) + \mu_p (F_{1u} + F_{2u}) + P_{nl} = 0 \end{cases} \quad (19)$$

Позначимо:

$$\alpha - \nu - \delta = \lambda \quad (20)$$

Тоді вираз R_u буде мати вигляд:

$$R_u = \frac{P_u \cos \beta + P_{nl} \pm (P_\kappa + P_{\Delta p} + P_u \sin \beta) \frac{\mu_p s}{h - s}}{\cos \lambda + \mu_p \sin \lambda \frac{h + s}{h - s}}. \quad (21)$$

де

$$\alpha - \nu + \delta = \lambda. \quad (22)$$

Верхні знаки рівняння (21) справедливі на стороні всмоктування, нижні – на стороні нагнітання. Розглянемо варіант нахилу пластин убік, протилежний обертання (рис. 5).

Складемо систему рівнянь. При повороті ротора від 0 до 180°:

$$\begin{cases} F_{1u}h - F_{2u}s + (-P_u \sin(\pi - \beta) + P_\kappa + P_{\Delta p}) \frac{h}{2} = 0 \\ (P_\kappa + P_{\Delta p} - P_u \sin(\pi - \beta)) \frac{h}{2} + R_u h \sin(\alpha - \nu - \delta) - F_{2u}(h - s) = 0. \\ -R_u \cos(\alpha - \nu - \delta) + P_u \cos(\pi - \beta) + \mu_p (F_{1u} + F_{2u}) + P_{nl} = 0 \end{cases} \quad (23)$$

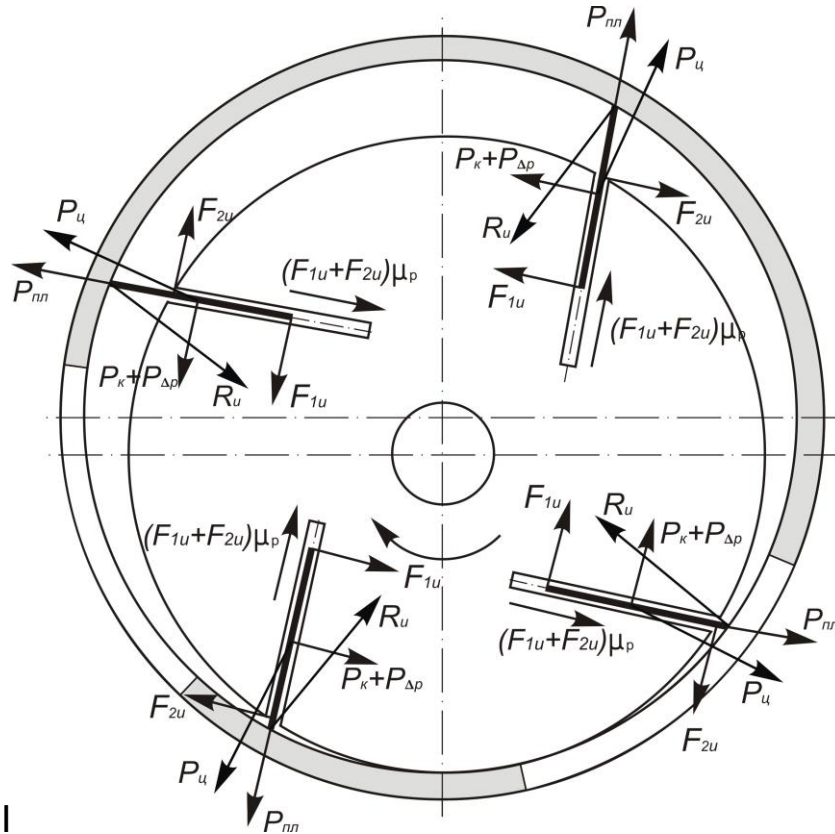


Рис. 5. Схема розподілу навантажень похилих пластин проти обертання ротора.

У цьому випадку вираз для визначення R_u буде мати такий вигляд:

$$R_u = \frac{P_u \cos \beta + P_{nl} \pm (P_\kappa + P_{\Delta p} - P_u \sin \beta) \frac{\mu_p s}{h - s}}{\cos \lambda \mu_p \sin \lambda \frac{h + s}{h - s}}, \quad (24)$$

Верхні знаки рівняння справедливі на стороні всмоктування, нижні – на стороні нагнітання. Проаналізуємо формули сили реакції на пластину з боку корпуса для радіальних пластин (12), для похилих по ходу обертання (21), а також для похилих проти обертання (24). Очевидно, що нахил пластин в обох випадках знижує силу реакції R_u . По-перше, це досягається поділом P_u на дві складові:

$P_u \cos(\pi - \beta)$ та $P_u \sin(\pi - \beta) \frac{\mu_p s}{h - s}$. Як показали розрахунки, сума цих складових перевищує P_u лише на кутах повороту близьких до 0° . По-друге, у формулі (24) друга складова має негативний знак. Однак, як показують розрахунки, найбільший ефект зниження R_u досягається у формулі (21), де в знаменнику всі члени позитивні. У результаті робота тертя мінімальна у випадку максимального повороту пластин по ходу обертання ротора (рис. 6).

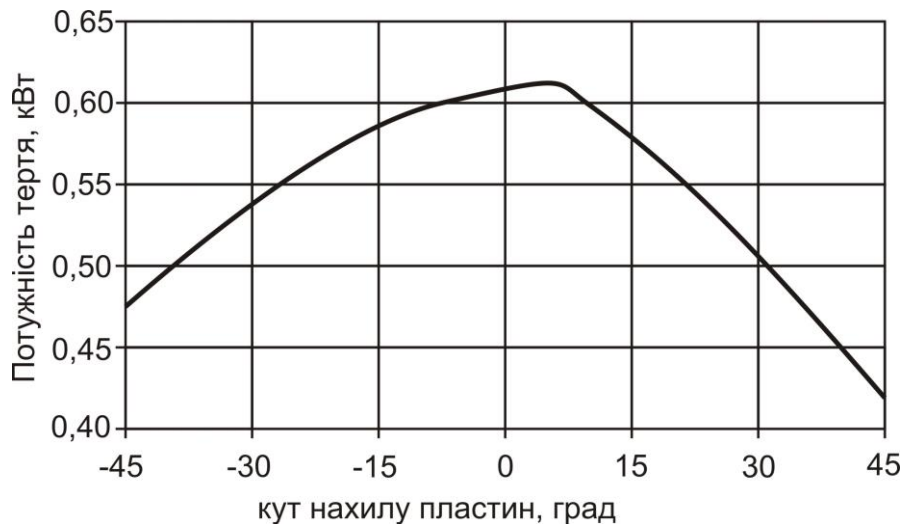


Рис. 6. Залежність потужності тертя пластин від кута нахилу пазів вакуумного насоса.

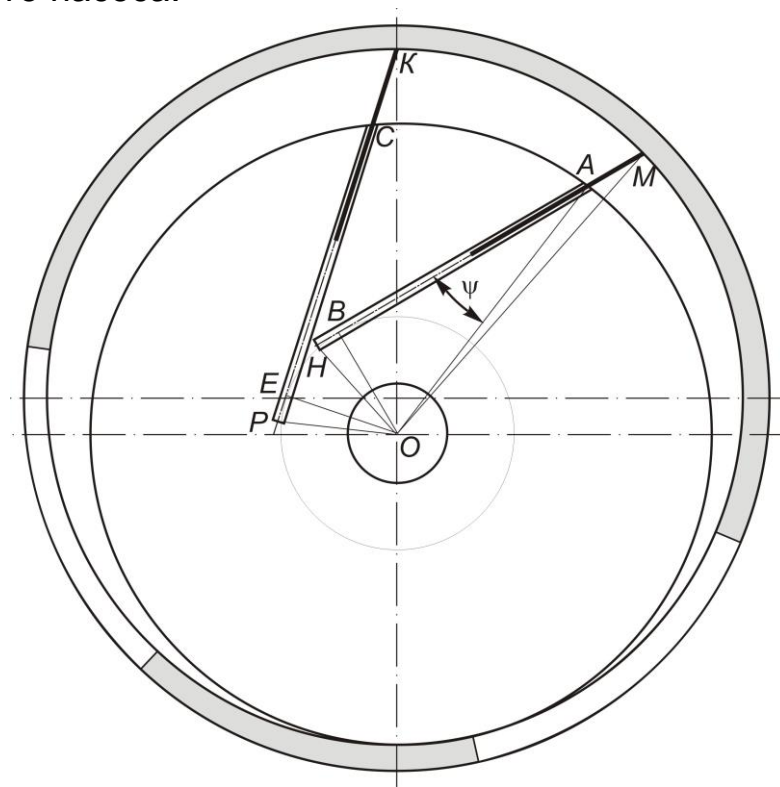


Рис. 7. Геометрична схема визначення оптимального розташування паза.

З рис. 6. видно, що мінімальна потужність тертя пластин по циліндрі становить 0,42 кВт при $\psi=45^\circ$. Якщо висота пластин буде максимальною для цього кута ($h_m = 0,089$ м), то потужність тертя складе 0,16 кВт. Рациональне положення пазів визначає система рівнянь (25), складених у відповідності до рис. 7.

$$\left\{ \begin{array}{l} AO = r \\ AB = r \cos \psi \\ \angle AOC = \frac{2\pi}{z} = \theta \\ \angle COB = \frac{\pi}{2} - \psi - \theta \\ EOC = \frac{\pi}{2} - \psi \\ \angle BOH = \frac{\angle COE - \angle COB}{2} = \frac{\frac{\pi}{2} - \psi - (\frac{\pi}{2} - \psi - \theta)}{2} = \frac{\theta}{2} \\ BH = OB \operatorname{ctg} \angle BOH = r \sin \psi \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \\ AH = r \cos \psi + r \sin \psi \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \end{array} \right. \quad (25)$$

Умова екстремуму:

$$AH(\psi)' = -r \sin \psi + r \cos \psi \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} = 0. \quad (26)$$

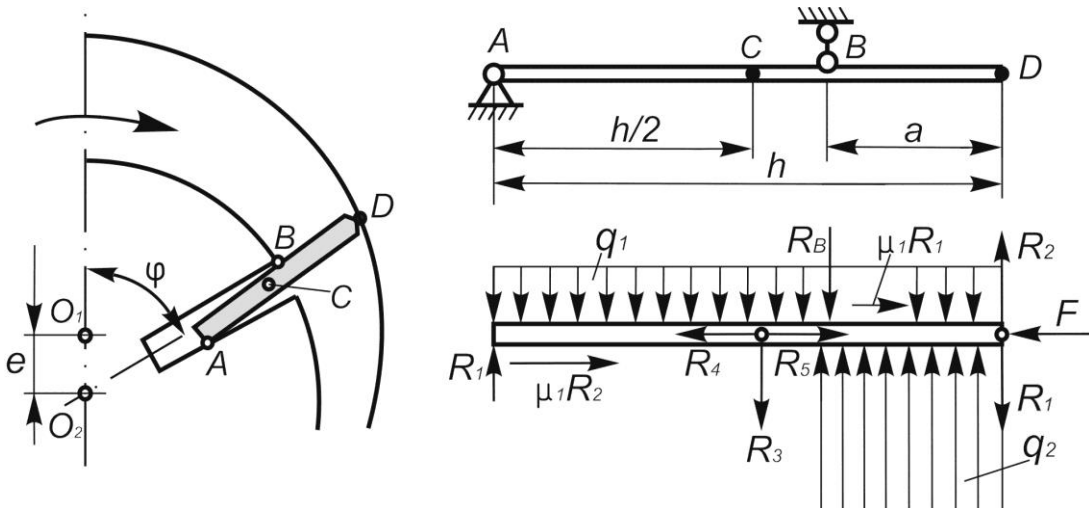


Рис. 8. Розрахункова схема зусиль, що діють на пластину

Звідки $\psi = \frac{\theta}{2} = \frac{\pi}{z}$. Таким чином, кут нахилу пазів у роторі зворотно пропорційний числу пластин. Для оптимального вибору матеріалу пластини, її товщини (при відомій ширині) необхідно врахо-

увати зусилля, які на неї діють, з урахуванням перепаду тисків. Реакції пластини в пазу ротора визначають із рівнянь статки, запропонованих [5]. Схема розташування сил наведена на рис. 8, де робоча камера перебуває на куту стиску газу.

Реакції пластин у точках A і B :

$$R_A = \frac{a}{h-a} \left[(q_1 h + R_3) \left(1 - \frac{h}{2a} \right) + q_2 \frac{a}{2} + (\sin \gamma \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \gamma) F \right]. \quad (27)$$

$$R_B = \frac{h}{2(h-a)} \left[q_1 h + R_3 + q_2 a \frac{2h-a}{h} + 2(\sin \gamma \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \gamma) F \right]. \quad (28)$$

де: a – виступаюча з ротора частина пластини, м.

Поздовжня сила від доцентрового прискорення і прискорення пластини щодо ротора:

$$R_5 = -m_{nl} (j_C + j_{3/2}). \quad (29)$$

Поздовжня складова ваги пластини:

$$R_4 = -m_{nl} g \cos \varphi. \quad (30)$$

де: μ_1 – коефіцієнт тертя пластини в пазу ротора.

$$F'_{mp} = \pm \mu_1 (|R_A| + |R_B|), \quad (31)$$

Знак «+» ставиться до кута повороту пластини від 0 до π , а знак «-» від π до 2π . Знак у формулі (31) ураховується коефіцієнтом $A = \sin \varphi / |\sin \varphi|$:

$$F'_{mp} = A \mu_1 (|R_A| + |R_B|). \quad (32)$$

Ця формула справедлива при всіх значеннях кута φ повороту ротора, за винятком $\varphi = 0$ і π . Однак при цих кутах повороту сила тертя $F'_{mp} = 0$, тому що швидкість переміщення пластин у пазах ротора $v_{32} = 0$. Сумарна поздовжня сила визначається як сума сил:

$$F = R_4 + R_5 + F'_{mp}. \quad (33)$$

При $\varphi = 0$ та π поздовжня сила:

$$F = R_4 + R_5. \quad (34)$$

Підставивши значення R_A й R_B і вирішивши рівняння (33) відносно F , одержимо:

$$F = \frac{R_4 + R_5 + \mu_1 [a / (h-a)] (q_1 h + R_3) + \mu_1 [h / (h-a)] q_2 a}{1 - \mu_1 (\sin \gamma \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \varphi) [(h+a) / (h-a)]}. \quad (35)$$

Необхідно відзначити, що в даному розрахунку через малі значення не враховують поздовжні сили: $\mu_2 F \cos \gamma \sin \gamma$ і $F \sin^2 \gamma$, а також моменти від сил тертя пластин у пазу ротора:

$$M_A = \mu_1 R_B \delta \quad M_B = \mu_1 R_A \delta,$$

де: δ – товщина пластини. При цьому помилка не перевищує 1...1,5 %.

Висновок. У пластинчастих вакуумних насосах зменшення споживаної потужності при обраному постійному значенні радіуса корпусу можливо за рахунок зменшення ексцентриситету, довжини й числа пластин, а також за рахунок збільшення висоти пластини. Найбільш ефективним способом зниження потужності тертя пластин є збільшення висоти пластин. Основний шлях збільшення глибини паза - застосування похилих пазів. При цьому пази ротора повинні мати максимальну глибину, а кут їхнього нахилу обернено пропорційний числу пластин.

Список літератури.

1. Хлумский В. Ротационные и вакуум-насосы / В. Хлумский. – М.: Машиностроение, 1971. – С. 12.
2. Головинцов А.Г. Ротационные компрессоры / А.Г. Головинцов, В.А. Румянцев, В.И. Ардашев. – М.: Машиностроение, 1964. – С. 63–71.
3. Напряжения, возникающие в материале лопаток ротационных компрессоров и вакуум-насосов в зоне контакта с поверхностью цилиндра / Ю.В. Пешти// Известия высших учебных заведений, №4. – М.: Машиностроение, 1962. – 260 с.
4. Основы вакуумной техники: учебник для техникумов / [А.И. Пилко, В.Я. Плисковский, Б.И. Королев, В.И. Кузнецов: 2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Энергоиздат, 1981. – С. 25.
5. Механические вакуумные насосы / [Е.С. Фролов, И.В. Автономова, В.И. Васильев и др.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.

Приведены результаты теоретических исследований ротационных пластинчатых вакуумных насосов, на их основе приведены необходимые рекомендации по проектированию и эксплуатации. Унифицированы теоретические положения расчетов мощности трения вакуумных насосов с радиальными и наклонными пластинами.

Вакуумный насос, трение, пластина, мощность.

Results of theoretical studies of rotary vane vacuum pumps based on them are given the necessary recommendations on the design and operation. A unified theoretical principles of power calculations friction vacuum pump with radial and inclined plates.

Vacuum pump, friction, vane, power.