

УДК 637.116:621.51
© 2013

В.Ю. ДУДІН,
старший викладач

О.С. ГАВРИЛЬЧЕНКО,
кандидат технічних наук

В.І. ПЛОТНИЦЬКИЙ,
магістр

КОНСТРУКТИВНО-
ТЕХНОЛОГІЧНІ
ПАРАМЕТРИ РОТАЦІЙНОГО
ПЛАСТИНЧАСТОГО
ВАКУУМНОГО НАСОСА

Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень ротаційного вакуумного насоса індивідуальної доїльної установки та обґрунтовано оптимальні співвідношення його конструктивно-технологічних параметрів, а саме фаз розподілу повітря.

На сьогодні ротаційні вакуумні насоси знайшли широке використання як силові агрегати доїльних установок. Поруч із потужними установками, які обслуговують великі підприємства з виробництва молока, така конструкція застосовується і в індивідуальних доїльних установках, призначених для малих приватних ферм. При цьому питомі показники ефективності роботи ротаційних вакуумних машин – коефіцієнт відкачування і питома енергоємність – залишаються на досить низькому рівні (таблиця).

Основним параметром, що закладається на стадії розробки насоса, який суттєво впливає на внутрішні перетікання повітря, є фази розподілу повітря. Як відомо, вакуумні насоси, що працюють із доїльними установками, мають ступінь стиску, який не перевищує трьох одиниць, і тому фази розподілу повітря повинні визначатися з урахуванням можливих перетікань повітря, бо навіть у геометрично близьких машин коефіцієнт подачі коливається в межах 0,3–0,9 і залежить від коефіцієнта

перетікань і коефіцієнта підігріву [1]. Тому неправильно підібрані фази розподілу повітря, форма, розріз вікон і патрубків негативно впливають на робочий процес насоса, його температурний режим і надлишковий тиск повітря на випуску з насоса.

Метою досліджень було підвищення ефективності експлуатації ротаційного пластинчастого вакуумного насоса індивідуальних доїльних установок шляхом обґрунтування його конструктивно-технологічних параметрів, зокрема фаз розподілу повітря.

Результати досліджень та їх обговорення. Фази розподілу повітря ротаційних пластинчастих вакуумних насосів (рис. 1) характеризуються такими показниками [1, 2]:

- кут всмоктування $\alpha_{\text{вс}}$ – характеризує розміри всмоктувального вікна;
- повний кут стиску α_n – характеризує кут повороту ротора відносно корпусу насоса від точки кінця всмоктування до точки початку нагнітання;

Питомі показники ефективності роботи вакуумних насосів вітчизняного виробництва

| Показник | Марка насоса | | | | | | | |
|--|--------------|----------|------------|-------|--------|--------|-------|---------|
| | РВН-200 | РВН-0,65 | РВН-40/350 | СУ | ДПР-3Г | РВН-25 | УВ-45 | РВН-40С |
| Коефіцієнт відкачування | 0,36 | 0,31 | 0,36 | 0,36 | 0,34 | 0,40 | 0,39 | 0,33 |
| Питома енергоємність, кВт/м ³ | 0,076 | 0,070 | 0,070 | 0,070 | 0,100 | 0,068 | 0,062 | 0,070 |

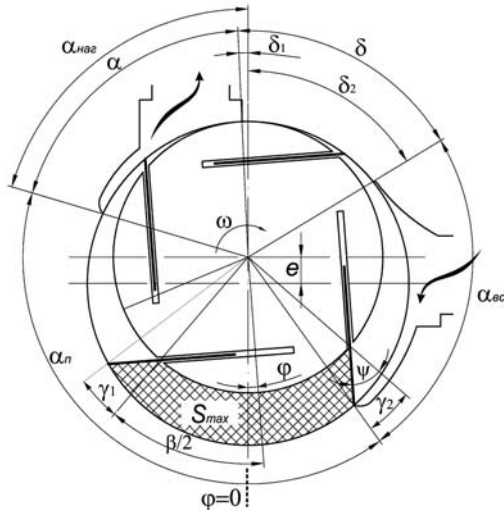


Рис. 1. Схема визначення фаз розподілу повітря в ротаційному вакуумному насосі з похилим розміщенням пластин

- кут випуску α – характеризує розміри нагнітального вікна;
- кут нагнітання $\alpha_{наз}$ – кут між нижньою кромкою нагнітального вікна та точкою мінімального зазору між ротором та статором;
- кут шкідливого простору δ – сума кутів стиску защемленого об’єму δ_1 та зворотного розширення δ_2 ;

- кут закінчення всмоктування $\alpha_{вс}$ – сума кутів шкідливого простору δ та всмоктування $\alpha_{вс}$.

При цьому: φ – кут повороту ротора (бісектриси кута β між сусідніми пластинами, які формують робочу камеру); ψ – кут нахилу пластин.

Розташування і розміри всмоктувального та нагнітального вікон розраховують з огляду на положення [2]:

- нижня кромка всмоктувального вікна вибирається таким чином, щоб розмикання робочої камери зі всмоктувальним патрубком відбувалося в момент, коли об’єм робочої камери сягає максимального значення;

- верхню кромку всмоктувального вікна знаходять з умови рівності тиску в робочій камері і патрубка в початковий момент всмоктування;

- нижню кромку нагнітального вікна вибирають із тієї самої умови, але на початку нагнітання;

– верхня кромка нагнітального вікна має відповідати мінімальному об’єму камери наприкінці нагнітання.

Додатково до відомої схеми нами пропонується ввести кути γ_1 та γ_2 , які характеризують положення точок контакту для першої та другої по ходу обертання пластин зі статором. Саме ці точки є характерними для визначення фаз розподілу повітря ротаційного насоса.

З викладеного зрозуміло, що обґрунтований вибір положення та розмірів вікон у першу чергу залежить від правильного визначення динаміки зміни об’єму робочої камери та тиску в ній відносно кута повороту ротора.

Скориставшись методикою, викладеною в роботах [3, 4], побудували графічну залежність $S = S(\varphi)$ (рис. 2) для насоса індивідуальної доільної установки з діаметром статора $D = 0,105$ м та розмірами інших формуючих елементів робочої камери: діаметр ротора $d = 0,088$ м, ширина пластини $L = 0,085$ м та кут нахилу пластин 45° [4].

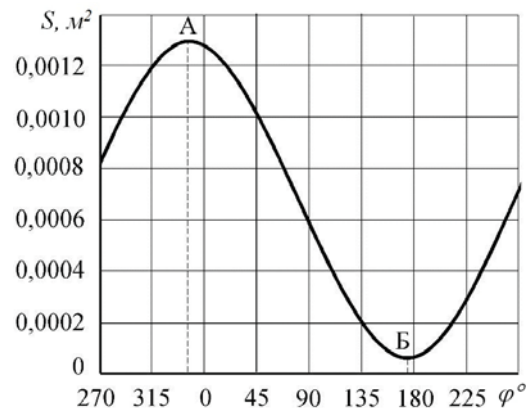


Рис. 2. Залежність зміни площі поперечного перерізу робочої камери від кута повороту ротора при розміщенні пластин

З використанням програмного пакета Mathematica 8.0 знайдемо кут φ , для якого площа перерізу робочої камери S_φ буде максимальною, $\varphi = 347,3^\circ$. Мінімальне значення площі перерізу робочої камери (рис. 2) буде спостерігатися при значенні кута повороту ротора φ , близькому до 180° , тобто в точці

максимального наближення ротора до статора. Однак у цій точці відбувається розділення робочої камери на дві півкамери, одна з яких переходить на бік всмоктування, інша – ще залишається на боці нагнітання, тобто мінімального значення об'єм робочої камери набуває в точці, яка відповідає значенню $\varphi = 180 + \beta / 2$, або 225° . У зв'язку з цим можна стверджувати, що розміщена верхня кромка нагнітального вікна повинна знаходитися в точці найбільшого наближення ротора до статора. У той же час початок розширення в першій півкамері відбудеться при значенні кута $\varphi = 180 - \beta / 2$, тобто 135° .

Вибір розміщення нижньої кромки нагнітального вікна та верхньої кромки всмоктувального ґрунтується на умові рівності тисків у робочій камері та нагнітальному або всмоктувальному каналі. Тиск у робочій камері можна визначити, скориставшись виразом [2],

$$p_\varphi = p_{cm} \cdot \left(\frac{S_{max}}{S_\varphi} \right)^\gamma, \quad (1)$$

де p_{cm} – тиск газу на початку стиску; приймається рівним тиску всмоктування, кПа;

S_{max} – максимальна площа перерізу робочої камери, м²;

S_φ – площа перерізу робочої камери при куті повороту φ , м²;

γ – показник політропи.

Підставивши у вираз (1) значення $p_{cm} = 30$ кПа та беручи до уваги попередні міркування, отримаємо таку графічну залежність (рис. 3).

Отримана залежність не в повній мірі відображає дійсну зміну тиску в робочій камері, оскільки не враховує внутрішніх перетікань в насосі та термодинамічних перемінних повітря. Проте, щоб визначити розміщення всмоктувального та нагнітального вікон (фаз розподілу повітря), ця залежність цілком придатна. Виходячи з викладених тверджень про рівність тисків та враховуючи, що тиск всмоктування становить 30 кПа по абсолютній величині, а тиск нагнітання – 101 кПа, визначаємо положення нижньої кромки нагнітального вікна та верхньої кромки всмоктувального.

Залежність зміни тиску в робочій камері доводить, що її з'єднання з нагнітальним ві-

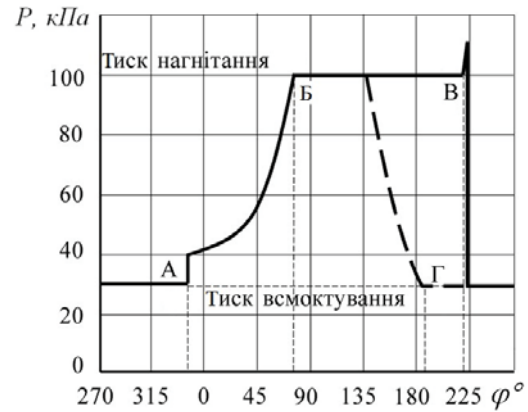


Рис. 3. Залежність зміни тиску в робочій камері насоса від кута повороту ротора: А – закінчення всмоктування; Б – початок нагнітання; В – закінчення нагнітання; Г – початок всмоктування

кном (точка Б) відбудеться при значенні кута 76° , а початок всмоктування – $187,4^\circ$ (точка Г) – рис. 3. Момент роз'єднання робочої камери з нагнітальним вікном відповідатиме куту повороту ротора $222,5^\circ$, за якого відбувається перехід робочої камери з боку стиску на бік всмоктування (точка В).

Згідно з рис. 1, положення точок контакту для першої та другої по ходу обертання пластин зі статором характеризуються значення кутів γ_1 та γ_2 . Враховуючи це, положення точок контакту пластин зі статором відносно кута φ , для першої та другої пластин відповідно, можна знайти використавши вирази:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi + (0,5\beta + \gamma_1); \\ \varphi_2 &= \varphi - (0,5\beta - \gamma_2). \end{aligned} \quad (2)$$

Таким чином, насос буде мати певні розрахункові параметри фаз розподілу повітря: кут всмоктування $\alpha_{вс} = 72,8^\circ$; повний кут стиснення $\alpha_n = 174,8^\circ$; кут випуску $\alpha = 50,3^\circ$; кут нагнітання $\alpha_{наг} = 56,8^\circ$; кут шкідливого простору $\delta = 58,7^\circ$; кут закінчення всмоктування $\varphi_{вс} = 131,5^\circ$.

Подальші експериментальні дослідження впливу конструктивно-технологічних параметрів ротаційного пластинчастого вакуумного насоса на ефективність його експлуатації проводили із застосуванням методу математичного планування багатofакторного експерименту за такими факторами:

частота обертання ротора n (межі варіювання – 1000–2200 об/хв), величина вакууму P (40–70 кПа), кут закінчення всмоктування $\varphi_{\text{вс}}$ (123–135°), кут нагнітання $\alpha_{\text{наг}}$ (50–62°). Критеріями оцінки досліджень були продуктивність вакуумного насоса Q (м³/год) і споживана потужність приводу вакуумного насоса N (Вт).

У результаті експериментальних досліджень одержані дані зміни продуктивності вакуумного насоса Q і споживаної потужності його приводу N від дії досліджуваних факторів:

$$Q = -1908,57 + 0,016n - 3,55 \cdot 10^{-6}n^2 + 0,37P - 0,0052P^2 + 11,3\alpha_{\text{наг}} - 0,1\alpha_{\text{наг}}^2 + 25,1\varphi_{\text{вс}} - 0,098\varphi_{\text{вс}}^2; \quad (3)$$

$$N = 208659 - 0,62n + 0,00038n^2 - 47,34P + 0,66P^2 - 1634,4\alpha_{\text{наг}} + 14,26\alpha_{\text{наг}}^2 - 2424,7\varphi_{\text{вс}} + 9,18\varphi_{\text{вс}}^2. \quad (4)$$

Аналіз залежностей (3) і (4) показав, що оптимуми за критеріями продуктивність та потужність на привод не співпадають. Отже, для знаходження оптимальних значень фак-

торів необхідно вирішити компромісну задачу пошуку оптимуму для двох критеріїв:

$$\begin{cases} Q(n, P, \alpha_{\text{наг}}, \varphi_{\text{вс}}) \rightarrow \max, N(n, P, \alpha_{\text{наг}}, \varphi_{\text{вс}}) \rightarrow \min, \\ 1000 \leq n \leq 2200, 40 \leq P \leq 70, 50 \leq \alpha_{\text{наг}} \leq 62, 123 \leq \varphi_{\text{вс}} \leq 135 \end{cases} \quad (5)$$

Вирішення задачі (5) дало змогу визначити раціональні конструктивно-технологічні параметри досліджуваного ротаційного пластинчастого вакуумного насоса: частота обертання ротора $n = 1500$ об/хв, кут нагнітання $\alpha_{\text{наг}} = 57,7^\circ$; кут закінчення всмоктування $\varphi_{\text{вс}} = 129,1^\circ$. При цьому коефіцієнт відкачування дорівнював 0,46, а питома енергоємність 0,035 кВт·год/м³.

Таким чином, одержані дані експериментальних досліджень свідчать про те, що відхилення від встановлених теоретично показників фаз розподілу повітря знаходиться в межах 1,8 % за робочого вакууму та частоти обертання ротора і відповідають реальним виробничим умовам.

Досліджуваний вакуумний насос має переваги перед існуючими за питомими показниками ефективності роботи – коефіцієнтом відкачування та питомою енергоємністю.

Бібліографія

1. Мжельский Н.И. Вакуумные насосы для доильных установок / Н.И. Мжельский. – М. : Машиностроение, 1974. – 151 с.
2. Механические вакуумные насосы / [Фролов Е.С., Автономова И.В., Васильев В.И. и др.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 288 с.
3. Павленко С.И. К вопросу определения фаз распределения воздуха ротационного вакуумного насоса с тангенциальным расположением лопаток / С.И. Павленко, Н.Н.

Науменко, В.Ю. Дудин // Материалы Международ. науч.-практ. конф. “Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве”. – Минск, 2010. – Т. 2. – С. 107–112.

4. Обґрунтування окремих параметрів пластинчастих вакуумних насосів / С.І. Павленко, В.Ю. Дудін, М.В. Колончук, Д.Ф. Кольга // Геотехнічна механіка: міжвід. зб. наук. праць Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ, 2008. – Вип. 75. – С. 258–268.

Рецензент – доктор технічних наук, професор С.С. Тищенко