

УДК 621.9.39

Є. В. Харченко, І. В. Дворянин*

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра деталей машин

*Львівський інститут пожежної безпеки

ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОТОРІВ РІДИННИХ НАСОСІВ ТИПУ РУТС

© Харченко Є.В., Дворянин І.В., 2002

У статті розглянуто питання оптимізації конструктивних параметрів рідинних насосів типу Рутс. Під час конструктивного профілювання роторів рідинних насосів вирішується проблема оптимального співвідношення надійності та технологічності конструкції.

In clauses the question of optimization of design data of liquid pumps such as Ruts is considered. During constructive profiling of rotors of liquid pumps the problem of an optimum parity of reliability and adaptability to manufacture of a design is decided.

Одною з найефективніших конструкцій насосів, що використовуються у пожежній техніці, є насоси типу Рутс. Це зумовлено поєднанням його високої надійності (можливості перекачування рідини без попереднього фільтрування, відсутність контактів між функціональними поверхнями насоса тощо) із значною продуктивністю.

Двороторний насос типу Рутс є безклапанною машиною об'ємного типу. Два ідентичні, як правило симетричні, дво- або трилопатеві ротори обертаються у взаємно протилежних напрямках усередині корпусу, який складається із двох половин циліндрів (рис. 1).

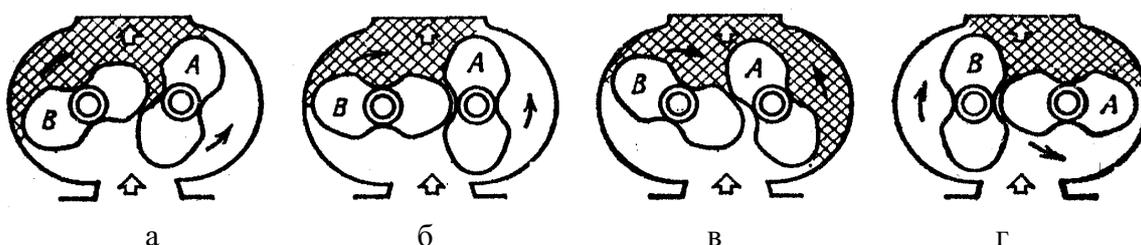


Рис. 1. Принцип роботи насоса типу Рутс:

а – такт всмоктування; б – такт відсічки; в – такт стиску; г – такт нагнітання

Зазори між роторами встановлюються (і витримуються) за допомогою двох синхронізуючих зубчастих коліс, розташованих ззовні корпусу. Достатньо малий зазор 0,1–0,2 мм, який забезпечується відповідним профілем ротора та їх синхронізацією вимагає досить ретельного розрахунку та побудови профілю.

Різні положення роторів та схеми руху рідини зображені на рис. 1. Рідина, розміщена в заштрихованих порожнинах, при повороті роторів у вказаних стрілками напрямках переноситься із порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. У момент з'єднання порожнин V_k і V_k' (рис. 2) з порожниною нагнітання відбудеться стиск внаслідок змішування з стиснутою рідиною сторони нагнітання і потім виштовхування рідини в порожнину нагнітання. Як видно з рис. 2 за

один повний оберт роторів у нагнітальну порожнину теоретично переноситься: при дволопатевих роторах – чотири порції, а при трилопатевих – шість порцій рідини.

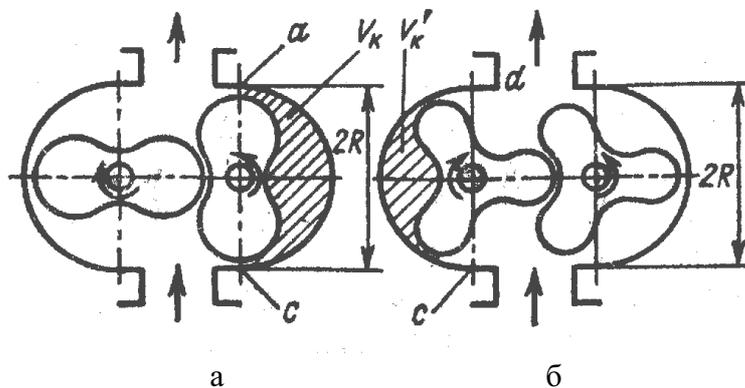


Рис. 2. Схема двороторного насоса:
а – дволопатевого; б – трилопатевого

Призначення лопатевих роторів насоса цього типу полягає в переносі рідини зі сторони всмоктування в сторону нагнітання.

При профілюванні роторів насоса можна використати коловий та циклоїдно-коловий профілі*. Основна задача профілювання полягає в тому, щоб по вибраній частині профілю одного ротора побудувати спряжену з нею частину профілю іншого ротора. Цю задачу легше розв'язати для теоретичних профілів, тобто для профілів, між якими відсутній зазор.

У колових профілях головку ротора описуємо колом радіусом r , центр якого B лежить всередині початкового кола з радіусом a на відстані $b < a$ від центра ротора (рис. 3). Профіль впадини (спряжена частина профілю другого ротора) отримаємо, побудувавши криву, яка огинає головку ротора. Задачу розв'язують у рухомих системах координат $X_1 O_1 Y_1$ та $X_2 O_2 Y_2$, які жорстко зв'язані з роторами і центри яких збігаються з осями роторів.

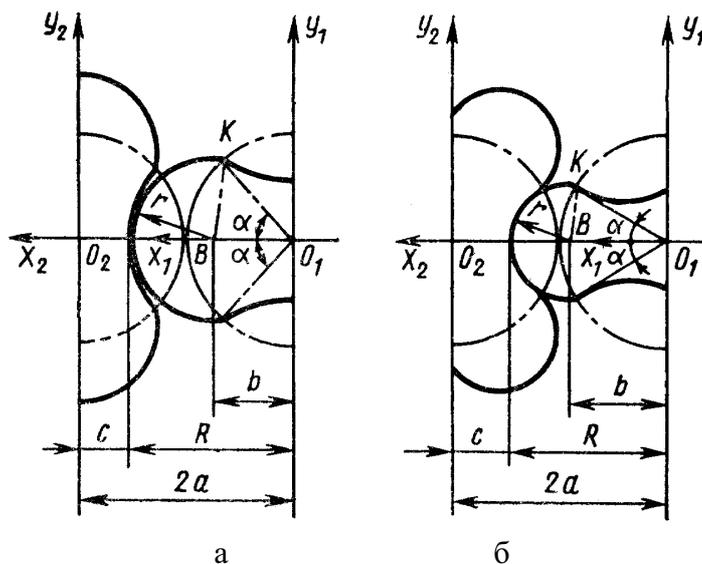


Рис. 3. Колові профілі роторів насоса:
а – дволопатевого; б – трилопатевого

* Михайлов А.К., Ворошилов В.П. Компрессорные машины: Учеб. для вузов. – М., 1989. – 288 с.

У системі координат $X_1 O_1 Y_1$ запишемо рівняння кола радіусом r з центром у точці B :

$$x_1 = b + r \cos \psi; \quad y_1 = -r \sin \psi; \quad (1)$$

де ψ – параметр профілю, за який приймають кут між спільною нормаллю до спряжених профілів у точці їх дотику та додатним напрямом осі $O_1 X_1$. Щоби отримати рівняння профілю впадини, рівняння (1) записуємо в координатах $X_2 O_2 Y_2$:

$$\begin{aligned} x_2 &= -2a \cos \varphi + b \cos 2\varphi + r \cos(\psi + 2\varphi); \\ y_2 &= 2a \sin \varphi - b \sin 2\varphi - r \sin(\psi + 2\varphi); \end{aligned} \quad (2)$$

де φ – кут повороту координат у напрямі обертання роторів.

Зв'язок із кутом φ та параметром ротора знаходимо з рівняння

$$\frac{\partial(x_2, y_2)}{\partial(\varphi, \psi)} = a \sin \varphi \cos \psi - (b - a \cos \varphi) \sin \psi = 0. \quad (3)$$

Отже, (2) і (3) є рівняннями спряженої частини другого профілю. Спряжену частину будемо в координатах $X_2 O_2 Y_2$, задаючись кутом φ . За заданим кутом φ із рівняння (3) знаходимо параметр профілю ψ і, підставивши ці значення в рівняння (2), визначаємо координати точок спряженої частини профілю. Оскільки обидва ротори мають однаковий профіль, то, добудувавши отриману спряжену частину до головки ротора з радіусом r , отримаємо профіль ротора.

Профіль ротора характеризується п'ятьма геометричними параметрами (рис. 3): зовнішнім радіусом R ротора, радіусом r головки ротора, відстанню b від центра головки ротора до його осі, радіусом a початкового кола та шириною впадини c . Ці розміри зв'язані такими рівняннями (із $\Delta O_1 B K$):

для дволопатевого ротора ($\alpha = \pi/(2z) = 45^\circ$, де z – кількість лопатей ротора)

$$r = R - b; \quad c = 2a - R; \quad b = (R^2 - a^2)/(2R - a\sqrt{2}); \quad (4)$$

для трилопатевого ротора ($\alpha = \pi/(2z) = 30^\circ$)

$$r = R - b; \quad c = 2a - R; \quad b = (R^2 - a^2)/(2R - a\sqrt{3}); \quad (5)$$

Отже, при розрахунку профілю будь-які два розміри можна вибрати довільно, а решта визначити з рівнянь (4) або (5).

При проектуванні роторів із коловими профілями можна задавати одне із таких співвідношень:

для дволопатевого ротора:

$$\begin{aligned} \frac{b}{a} &= 0.5 \dots 0.9288; \\ \frac{R}{a} &= 1.2368 \dots 1.6698; \\ \frac{c}{a} &= 0.7632 \dots 0.3302; \end{aligned}$$

для трилопатевого ротора:

$$\begin{aligned} \frac{b}{a} &= 0.5 \dots 0.9670; \\ \frac{R}{a} &= 1.1196 \dots 1.4770; \\ \frac{c}{a} &= 0.8804 \dots 0.5230; \end{aligned}$$

Із вказаних значень треба вибирати більші відношення b/a або R/a чи менші відношення c/a ; тоді коефіцієнт, який оцінює якість профілю, $\chi = 1 - \frac{F_p}{\pi R^2}$ (тут F_p – площа торцевого перерізу

ротора) буде найбільшим. Це дозволяє одержувати максимальну продуктивність при мінімальному значенні радіуса ротора R . Однак при цьому зменшується ширина впадини s і погіршується міцність ротора та міцність і жорсткість його вала. Тут треба відмітити, що параметр s (рис. 3) фактично визначає максимальний діаметр вала i , як наслідок, впливає на всі конструктивні елементи, що з ним пов'язані, включаючи і підшипники.

Якщо при проектуванні вибрати для дволопатевого ротора $b/a > 0,9288$ або $R/a > 1,6698$ чи $c/a < 0,3302$, а для трилопатевого $b/a > 0,9670$ або $R/a > 1,4770$ чи $c/a < 0,5230$, то при побудові спряженої частини профілю в місці переходу впадини в головку утворюється гострий перегин, а надалі і петля. При обробці вала ця петля відрізається і під час роботи на певних кутах повороту роторів між ними утворюється недопустимо великий зазор, що призводить до значних втрат рідини і особливо протікання повітря при всмоктуванні води, що унеможливує створення необхідного рівня вакууму. Для уникнення цієї ситуації, проектування роторів здійснюють за циклоїдно-коловим профілем, що широко практикують у подібних компресорах. У випадку насосів, більші значення тиску призводять до більших навантажень на вали та підшипники, тому створення роторів з циклоїдно-коловим профілем можливе лише для машин із великими значеннями R та незначними значеннями тиску на виході.

Перехід від теоретичного профілю до номінального зводиться до побудови еквідистанти. Координати номінального профілю розраховують за формулами

$$x_H = x \pm 0.5\delta_{pp} \frac{y'(\psi)}{\sqrt{x'(\psi)^2 + y'(\psi)^2}}; \quad y_H = y \pm 0.5\delta_{pp} \frac{x'(\psi)}{\sqrt{x'(\psi)^2 + y'(\psi)^2}};$$

де δ_{pp} – зазор між роторами.

Тоді для номінального профілю радіус головки ротора визначаємо за формулою $r_H = r + \frac{\delta_{pp}}{2}$; розміри впадини за формулами (2), в яких замість r підставляємо $r + \frac{\delta_{pp}}{2}$, і (3).

Ці та інші функціональні зазори потребують детальнішої оптимізації залежно від різних експлуатаційних та технологічних чинників, зокрема рівень вакууму та час його досягнення в режимі всмоктування, жорсткість вала та опор в режимі прокачування води, температурні деформації, технологічність виготовлення окремих деталей та складання вузлів і конструкції загалом.

Продуктивність насоса визначаємо за формулою

$$Q = 2\pi R^2 L n \chi \eta_{об}. \left(\frac{M^3}{c}\right), \quad (6)$$

де R – радіус ротора (м), L – довжина ротора (м), n – частота обертання вала ротора, c^{-1} ; χ – коефіцієнт якості профілю ($\chi = 0,4 \div 0,5$ – для дволопатевого і $\chi = 0,35 \div 0,45$ – для трилопатевого роторів); $\eta_{об}$ – об'ємний ККД насоса ($\eta_{об} = 0,9 \div 0,93$).

При проектуванні насоса Q і n як правило задаються в технічному завданні на проектування, тому, задавшись попередніми значеннями χ та $\eta_{об}$ можна визначити L при невідомому значенні R . Для цього треба здійснити інтерполяцію рівняння (6) у таких діапазонах та відношеннях: $\frac{L}{R} = 1,6 \div 3,0$ та $10 \frac{M}{c} \leq R \leq 20 \frac{M}{c}$.

Величину R також обмежують радіальні габарити опор валів, особливо при використанні підшипників кочення.

Застосування наведеної методики дозволить здійснювати ефективно проектування роторів рідинних насосів з врахуванням конструкторсько-технологічних та експлуатаційних вимог.