

С. О. Горювий, канд. техн. наук, доцент (Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна)

## Розрахунок опор-ущільнень насосу з самовпорядкованим ротором

Гідродинамічні сили в щелевих ущільненнях центробежних насосів грають вирішальну роль в стабілізації вібраційної активності роторів насосів. Це дає можливість по-новому оцінити роль безконтактних ущільнень проточної частини – як опорно-уплотнителів вузлів центробежного насоса. Ротор насоса самоустанавливается в симметричных щелевых уплотнениях под действием гидродинамических сил и моментов. Предложенная методика расчета реализует новый проектный подход к созданию элементов проточной части центробежного насоса со щелевыми опорами уплотнениями.

**Ключевые слова:** центробежный насос, самоупорядоченный ротор, уплотнения, гидродинамические силы, элементы проточной части.

Гідродинамічні сили в шпаринних ущільненнях відцентрових насосів відіграють провідну роль в стабілізації вібраційної активності роторів насосів. Це дає можливість по-новому оцінити роль безконтактних ущільнень проточної частини – як опорно-ущільнювальних вузлів відцентрового насоса. Ротор насоса самодовільно орієнтується в симетричних шпаринних ущільненнях під дією гідродинамічних сил та моментів. Запропонована методика розрахунку реалізує новий проектний підхід до створення елементів проточної частини відцентрового насосу зі шпаринними опорами-ущільненнями.

**Ключові слова:** відцентровий насос, самовпорядкований ротор, ущільнення, гідродинамічні сили, елементи проточної частини.

The hydrodynamic forces in slot-hole seals of centrifugal pumps play a leading role in stabilization of vibrational activity of rotary tables of pumps. It enables in a new fashion to evaluate a role of contactless seal of a blading section – it the role of reference – strong clusters of a centrifugal pump are removed. Such rotor in process of the rotation makes joint radial – angular fluctuations. The offered technique of a blading section of a centrifugal pump with slot – hole seals, wich one play a role of the mated reference – strong clusters.

**Keywords:** centrifugal pump, well ordered rotor seals, hydrodynamic forces, elements of flow area.

### Постановка проблеми у загальному вигляді

Різні типи відцентрових насосних агрегатів широко використовуються в різних технологічних процесах промисловості, сільського господарства, енергетики, тощо. З підвищенням гідрравлічних параметрів насосів виникає потреба у зростання частот обертання роторів, при цьому гідроенергонасичена система «ротор-ущільнення» створює головний руйнівний вплив на працездатність опорних вузлів та агрегату в цілому. Статистичні дані вказують на те, що на долю ущільнювальних вузлів та зовнішніх підшипникових опор припадає до 70 % всіх аварійних випадків відцентрових насосів, а саме: злам валу, механічні руйнування оболонок ущільнень, вихід з ладу підшипників та агрегату в цілому [1]. Виникає достатньо реальна ідея сумістити функціональні можливості безконтактних ущільнень та підшипникових опор в єдиному цілісному вузлі з вдосконаленими можливостями.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Роботи багатьох науковців були присвячені дослідженню структури гідродинамічних сил

та моментів у безконтактних ущільненнях проточної частини. Розрахункові та дослідні дані, що зумовлюють величини та напрями сил, докладно наведені в роботах [2–4]. Характеристика радіальної сили з боку відводу відцентрового насоса надається в роботах [5–7]. Гідродинамічні сили в ущільненнях можуть бути причиною руйнівних автоколиваний ротора, або стабілізувати останній та суттєво зменшити віброактивність агрегату в цілому [2, 3]. Цілеспрямована оптимізація вібраційних параметрів відцентрових насосів реалізується шляхом вдосконалення динамічних характеристик ротора з урахуванням гідродинамічних процесів, що мають місце в розвиненій системі шпаринних ущільнень між ротором та статором [4].

### Формулювання цілей статті (постановка задачі)

У цій роботі пропонується провести оцінювання технічних можливостей безконтактних ущільнень. Ідея полягає в суміщенні функцій динамічних опор та ущільнень в єдиному вузлі безконтактного ущільнення відцентрового насоса, що суттєво спрощує його виготовлення та експлуатацію під час

значного зменшення масогабаритних параметрів і підтримці в допустимих межах рівня вібрацій агрегату. Досягнення цієї мети реалізується шляхом надання ротору-колесу можливості вільно самовстановлюватися в статорних оболонках ущільнень та стабілізуватися у осьовому напрямі при наявності обмежених за амплітудами радіально-кутових і осьових коливань під час збереження динамічної стійкості на різних частотах обертання.

### Виклад основного матеріалу дослідження

Базовим варіантом відцентрового насоса з опорами-ущільненнями може бути насос, робочий орган-колесо якого має можливість радіально-кутового та осьового самовстановлення в двох симетричних шпаринних ущільненнях з боку основного та покриваючого дисків робочого колеса [8].

Робоче колесо в процесі обертання постійно знаходиться під дією складної сукупності гідравлічних сил, породжених протіканням перекачуваної рідини крізь елементи гідравлічного тракту насоса, а також під дією сили тяжіння ротора. Радіальні сили з боку протічної частини насоса – це гідродинамічні сили та моменти в шпаринних ущільненнях а також невірноважена радіальна сила з боку традиційного для відцентрових насосів спірального відводу. Осьові сили – це невірноважені гідродинамічні сили, що діють на бокові поверхні робочого колеса насоса. Виникає сила з боку відводу під час відхилення режиму роботи насоса від розрахункового, наслідком чого стає перерозподіл тисків рідини на периферії робочого колеса та утворенню радіально спрямованої рівнодійної сил тиску на колесо; як вектор, радіальна сила має лінію дії, що проходить крізь центр мас колеса [9]. Максимальної величини ця сила досягає на подачах насоса близько нуля, а мінімальної – на розрахункових режимах. Значення цієї сили можна обчислити за даними наведеними в роботі [6]:

$$F_{\text{отв}} = 0,1 \cdot K \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \rho \cdot g, \quad (1)$$

де  $K$  – коефіцієнт витoku;  $\rho$  – густина рідини;  $H$  – статичний напор колеса;  $D_2$  – зовнішній діаметр колеса;  $b_2$  – ширина колеса на виході;  $g$  – прискорення вільного падіння ( $9,81 \text{ м/с}^2$ ).

З метою майже повної ліквідації сили з боку відводу доцільно застосувати не спіральний відвід, а двох-, чи багато завитковий варіант відводу. Ще краще використати виправляючий апарат на зовнішньому діаметрі колеса. Що правда, технічна реалізація таких конструкцій значно складніша за традиційну схему.

Принципова конструктивна схема ротора, що самовстановлюється в ущільненнях-опорах, являє собою одноступеневий відцентровий насос з двома симетричними радіальними ущільненнями однакового діаметра, які утворюють бічні гідравлічні тракти. У першому наближенні можна вважати, що рідина

в них обертається як тверде тіло з кутовою швидкістю  $\omega_{\text{жид}}$ . З обох сторін колеса на максимальному радіусі  $R_2$  тиск рідини дорівнює тиску нагнітання  $P_2$ :

$$P_2 = P_0 + \rho \cdot g \cdot H, \quad (2)$$

де  $P_0$  – тиск підпору на вході в насос.

Обертання рідини разом з дисками колеса веде до зниження тиску в бічних гідравлічних трактах-паузах за параболічним законом. Тому падіння тисків в паузах можна отримати як функції квадрата кутової швидкості рідини та квадратів радіусів, якими обмежені кільцеві поверхні основного та покриваючого дисків робочого колеса [3]:

$$P_i = P_2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \omega_{\text{жид}}^2 \cdot (R_2^2 - r_i^2), \quad (3)$$

де  $P_i$  – тиск на  $i$ -му радіусі,  $r_i$  –  $i$ -й радіус.

Тоді осьова гідростатична складова сил, що діють на кільцеві поверхні дисків робочого колеса від  $R_2$  до  $R_i$ , визначається інтегралом:

$$T_i = 2\pi \int_{R_i}^{R_2} \rho_i \cdot r_i \cdot dr_i. \quad (4)$$

Загальна осьова сила являє собою векторну суму складових сил  $T_i$  від всіх кільцевих ділянок з обох боків колеса та осьової сили з боку вхідної воронки (сила підпору).

Проектувальний розрахунок відцентрового насоса з суміщеними опорно-ущільнювальними вузлами протічної частини доцільно вести, використавши в якості базової математичної моделі систему рівнянь статички та динаміки, котрими можна дати опис радіальної та осьової рівноваги колеса відносно статорних оболонок ущільнень та торцового пояску пристрою осьового розвантаження з урахуванням радіально-кутових коливань ротора в ущільненнях. Величини зовнішніх гідродинамічних сил та моментів, що діють на робоче колесо насоса, можуть бути розраховані за даними роботи [8].

Всі рівняння складають замкнену систему, розв'язком якої є лінійні та кутові переміщення колеса відцентрового насоса:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot \ddot{Z} + a_{12} \cdot \dot{Z} + a_{13} \cdot Z - i \cdot (a_{14} \cdot \omega \cdot \dot{Z} + a_{15} \cdot \omega \cdot Z) - \\ - i \cdot (a_{16} \cdot \ddot{\vartheta} + a_{17} \cdot \dot{\vartheta} + a_{18} \cdot \vartheta) - a_{19} \cdot \omega \cdot \dot{\vartheta} + a_{101} \cdot \omega \cdot \vartheta = a \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \\ a_{11} \cdot \ddot{\vartheta} + a_{12} \cdot \dot{\vartheta} + a_{13} \cdot \vartheta - i \cdot (a_{14} \cdot \omega \cdot \dot{\vartheta} + a_{15} \cdot \omega \cdot \vartheta) - \\ - i \cdot (a_{16} \cdot \ddot{Z} + a_{17} \cdot \dot{Z} + a_{18} \cdot Z) - a_{19} \cdot \omega \cdot \dot{Z} - a_{101} \cdot \omega \cdot Z = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \end{cases} \quad (5)$$

де  $a$ ,  $\Gamma$  – статичний та динамічний дисбаланси;  $Z = x + i \cdot y$  – радіальна комплексна змінна;  $\vartheta = \vartheta_x + i \cdot \vartheta_y$  – кутова комплексна змінна;  $\omega$  – кутова частота обертання ротора;  $a_{ij}$ ,  $\alpha_{ij}$  – радіальні та кутові гідродинамічні коефіцієнти;  $x, y, \vartheta_x, \vartheta_y$  – радіальні та кутові зміщення ротора.

Повний розгляд утворення системи (5) наведений в роботі [8].

Розв'язок цієї системи може бути отримано у вигляді суперпозиції розв'язків рівнянь статички, які визначають радіальне положення центра мас (центра інерції) робочого колеса, та рівнянь динаміки, які визначають амплітуди вимушених радіально-кутових коливань і межі динамічної стійкості колеса в шпаринних ущільненнях. Ці рішення повинні забезпечити безконтактне обертання колеса в суміщених опорно-ущільнювальних вузлах в процесі експлуатації насосного агрегату.

Аналіз існуючих конструктивних схем відцентрових насосів дозволяє зупинитися на базовій схемі у вигляді консольного насосу з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 50 - 100$ . Цей варіант насосів має сприятливу форму протічної частини та достатні параметри «напор – виток». Це дає змогу створювати ефективну систему авторозвантаження осьових сил та конструювати опори-ущільнення потрібної геометрії.

Проектувальний розрахунок відцентрового насосу з сумісними опорно-ущільнювальними вузлами складається з двох етапів. Перший – це статичні розрахунки елементів протічної частини з метою отримання потрібної вантажопідйомності опорних вузлів та необхідного врівноваження осьових зусиль в робочому діапазоні «напор – виток». Другий етап – динамічні перевірочні розрахунки шпаринних ущільнень з метою обчислення критичних кутових частот обертання робочого колеса відносно радіальних та кутових коливань.

Найбільш важливим моментом другого етапу є обчислення межі динамічної стійкості радіально-кутових коливань колеса в ущільненнях та межі динамічної стійкості колеса відносно осьових коливань в автоматичних елементах осьового розвантаження.

На етапі статичного розрахунку задаємося геометричною схемою відцентрового насоса, виходячи із загальних особливостей протічної частини. Положення статичної рівноваги колеса зумовлюється симетричним розташуванням колеса відносно торцевих поясків автоматів осьового розвантаження; в цьому положенні майже 50 % теоретичного напору буде спрацьовуватися на шпаринних ущільненнях-опорах та приблизно 20 % – на торцевих поясках авторозвантажування. Таке співвідношення напорів найбільш сприятливе з точки зору статичної стійкості колеса в ущільненнях та інших елементах протічної частини.

Розрахунки геометричних параметрів шпаринних ущільнень мають на меті виконання двох обмежень. З одного боку отримання достатньої вантажопідйомності ущільнень, з другого – отримання необхідного осьового авторозвантаження колеса. Етап статичних розрахунків ведеться шляхом послідовного наближення до потрібних параметрів. Спочатку обчислюється потрібна вантажопідйомність одного ущільнення за виразом:

$$F = \frac{1}{2} \cdot (1,5 \cdot m \cdot g + F_{\text{отв}}), \quad (6)$$

де  $m$  – маса колеса;  $F_{\text{отв}}$  – сила з боку відводу, розрахована за виразом (1).

Наступним обчислюється базовий перепад тиску на ущільненні:

$$\Delta P = P_2 - P_0, \quad (7)$$

де  $P_2$  – теоретичний тиск, що створюється робочим колесом;  $P_0$  – тиск підпору.

Далі розраховується величина радіуса ущільнення за формулою:

$$R = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot l \cdot \Delta P \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_1^2 + \alpha_2^2)}, \quad (8)$$

де  $l$ ,  $\Delta P$  – базові значення довжини та перепаду тиску на ущільненні;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – гідравлічні коефіцієнти, як  $\Delta P$  функції та  $h$  – базового зазору в ущільненні.

Отримавши комбінацію  $R$ ,  $l$ ,  $P$ ,  $\Delta R$  розраховуємо площу камер авторозвантаження та максимальне розвантажувальне зусилля, котре не повинне бути меншим за величину осьової сили, розрахованої за формулою (4). Геометричні параметри шпаринних ущільнень дають можливість перевірити їх вантажопідйомність за формулою:

$$F_{\text{действит.}} = \frac{1}{2} \cdot h \cdot K_s, \quad (9)$$

де  $K_s$  – коефіцієнт гідростатичної жорсткості ущільнення.

Цей коефіцієнт дорівнює:

$$K_s = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{h} \cdot \pi \cdot R \cdot l \cdot \Delta P \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_1^2 + \alpha_2^2). \quad (10)$$

Порівняння значення сили з  $F_{\text{действит.}}$  величиною сили за формулою (6) дає нам величину запасу вантажопідйомності ущільнення, а  $F$  також дозволяє зробити висновки щодо можливих розмірів ущільнення в бік їх зменшення.

Другий етап проектувальних розрахунків відповідає перевірочним динамічним розрахункам гідравлічної системи «колесо – ущільнення – авторозвантаження» з метою отримання критичних частот обертання для радіально-кутових коливань колеса в ущільненнях, а також межі динамічної стійкості та стійкості щодо осьових коливань в автоматах осьового розвантаження. Елементи конструкцій ущільнень повинні забезпечувати амплітуди вимушених коливань не більше половини радіального зазору в ущільненнях відносно положення статичної рівноваги колеса.

Динамічні розрахунки містять визначення осьового та екваторіального моментів інерції робочого колеса згідно його геометричної конфігурації, отриманої

під час статичних проектних розрахунків першого етапу. Далі, згідно геометрії ущільнень та перепадів тисків на них, розраховуємо гідродинамічні параметри ущільнень. Це дає можливість наступним кроком провести кількісну оцінку власних частот ротора та межю його динамічної стійкості. Дослідні дані роботи [8] дозволяють рекомендувати роботу відцентрового насоса в таких діапазонах частот обертання:

1. До частоти  $0,7\omega_e$  та вище за  $1,3\omega_e$ , де  $\omega_e$  – кутова швидкість, що відповідає власній частоті радіальних коливань колеса в ущільненнях.

Такий діапазон відповідає конфігурації колеса, у якої гіроскопічний момент диска-колеса суттєво збільшує межу динамічної стійкості відносно власної частоти радіальних та кутових коливань.

2. До  $0,7\omega_e$  – для робочих коліс барабанної конфігурації. Для них характерні низькі критичні частоти кутових коливань; амплітуди кутових коливань значно перевищують амплітуди радіальних коливань.

Загалом, робота роторів-колес на частотах обертання більших, ніж подвоєна частота власних радіальних коливань, можлива лише в окремих випадках із застосуванням спеціальних конструкцій ущільнень без вхідної закрутки рідини; проте ці конструкції складні у виготовленні, тому їх використання не завжди економічно доцільне.

Прості гладкі циліндричні шпаринні ущільнення не знешкоджують закрутку рідини на вході, що веде до втрати робочим колесом динамічної стійкості приблизно на межі подвоєних власних радіальних коливань внаслідок дії дестабілізуючої циркуляційної гідродинамічної сили.

Якщо внаслідок перевірочних динамічних розрахунків будуть отримані результати незадовільних коливальних режимів, то можна спробувати дещо змінити геометричні розміри ущільнень, що поліпшить динамічні властивості колеса в суміщених опорах-ущільненнях. Зменшити амплітуди вимушених коливань також можливо шляхом ретельного динамічного балансування ротора-колеса.

Разом з радіально-кутовими коливаннями робоче колесо здійснює також осьові коливання в торцевих зазорах пристроїв осьового авторозвантажувача. З метою запобігання осьових резонансних режимів необхідно проектувати елементи гідравлічної частини авторозвантажувача без виникнення осьової нестійкості. Оскільки пристрої осьового розвантажувача конструктивно мають вигляд двосторонньої оберненої гідравлічної п'яти, тому умови стійкості, за даними роботи [2], можуть бути зведені до обмежень, що накладаються на об'єми камер розвантажувача. Спрощена умова стійкості відносно глибини  $H$  камери має вигляд:

$$H < \frac{E \cdot z_6 \cdot (1 + \alpha \cdot u^3)^2}{3 \cdot P \cdot \alpha \cdot u}, \quad (11)$$

де  $E$  – модуль пружності рідини;  $z_6$  – базовий торцевий зазор зворотної гідравлічної п'яти;  $u$  – значення торцевого зазору в рівноважному стані;  $P$  – тиск перед циліндричною шпариною;  $\alpha$  – гідравлічний коефіцієнт шпарини.

Конструктивне значення глибини камери авторозвантажувача приймається вдвічі менше з метою отримання певного «запасу міцності» з позицій осьової стійкості колеса в автоматичних пристроях осьового розвантажувача.

## Висновки

Внаслідок проведення поетапного проектно-перевірочного розрахунку гідравлічного тракту суміщених опорно-ущільнювальних вузлів відцентрового насосу із самовпорядкованим ротором-колесом зупиняються на тому комплексі геометричних параметрів ущільнень, які задовольняють всім критеріям гідростатичної вантажопідйомності та динамічної стійкості для тривалої роботи відцентрового насосу в потрібному діапазоні напорів-витоків.

Запропонована методика розрахунку реалізує нетрадиційний проектний підхід до створення елементів проточної частини відцентрового насосу із самовпорядкованим в опорах-ущільненнях ротором.

## Список літератури

1. Гроховский Д. В. Динамика центробежных многоступенчатых насосов / Д. В. Гроховский. Обзорная информация / Сер.ХМ-4. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 56 с.
2. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. / В. А. Марцинковский. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
3. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
4. Беда И. Н. Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор-целевые уплотнения / Дис. ... канд. техн. наук. – Москва, 1992. – 192 с.
5. Ломакин А. А. Питательные насосы типа СВТ-220–280 турбоустановки сверхвысоких параметров // Энергомашиностроение. – 1955. – № 2 – С. 1–10.
6. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы / А. И. Степанов. – М.: Машиз, 1960. – 464 с.
7. Исследование радиальных сил в центробежных насосах: труды ВИГМ / В. Б. Шемель, Р. М. Агульник. – Вып. XXIV. – М.: Машиз, 1959. – С. 26–37.
8. Горовой С. А. Разработка и исследование конструкций «беззвальных» центробежных насосов / Дис... канд. техн. наук. – Сумы, 1995. – 233 с.
9. Михайлов А. А. Лопастные насосы / А. А. Михайлов, В. В. Мальюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 192 с.