

МОМЕНТИ ОСНОВНИХ РАДІАЛЬНИХ ТА КУТОВИХ СИЛ ШПАРИННОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Горовий Сергій Олександрович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет

ORCID: 0000-0003-4136-5965

e-mail: gorovyj64@gmail.com

У шпаринних ущільненнях відцентрових насосів внаслідок ексцентричного зміщення та кутового перекосу ротора виникає деформація епюри розподілу тиску по довжині та периметру, що породжує виникнення рівнодійних основних складових гідродинамічної сили: пружної, демпфуючої та циркуляційної. Рівнодійні основних сил можуть бути перенесені до геометричного центру ущільнення з утворенням відповідних гідродинамічних моментів. Ці гідродинамічні моменти радіальних та кутових гідродинамічних сил в шпаринному ущільненні відцентрового насоса мають вплив на динамічні характеристики агрегата у випадку здійснення ротором насоса сумісних радіально-кутових коливань. Куткові моменти є функціями кутів повороту ротора в шпаринному ущільненні. Момент пружної сили створює кутову нестійкість ротора в одиночному ущільненні, а за наявності двох симетричних шпаринних ущільнень цей момент компенсується моментами рівнодійних пружних сил відносно центра ротора в цілому.

Ключові слова. Відцентровий насос, шпаринне ущільнення, опора-ущільнення, виток рідини, тиск рідини, напор рідини, гідродинамічні сили, моменти гідродинамічних сил.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Ряд дослідів, які були здійснені на спеціально створених стендах, підтвердили теоретичні висновки про вплив ущільнень на динамічні характеристики ротора [1, 2, 3, 4, 5]. На сьогоднішній день існують конструктивні схеми відцентрових насосів так званої „безвальної” конструкції, в яких робоче колесо насоса має можливість вільно самоорієнтуватися в симетричних ущільненнях, які виконують функції головних опорно-ущільнюючих вузлів з необхідними гідродинамічними параметрами [6]. При цьому робоче колесо здійснює вимушені радіально – кутові коливання під дією гідродинамічних сил та їх моментів в межах радіальних зазорів ущільнень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Роботи багатьох науковців були присвячені дослідженню структури гідродинамічних сил та їх моментів у безконтактних ущільненнях проточної частини відцентрових насосів. Розрахункові та дослідні дані, що зумовлюють величини та напрями сил, докладно наведені в роботах [4, 5].

Гідродинамічні сили в ущільненнях можуть бути причиною руйнівних автоколивань ротора, або стабілізувати останній та суттєво зменшити віброактивність агрегату в цілому [1, 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 [7]. Гладкі шпаринні ущільнення дифузornoї форми повздовжнього перетину створюють передумови для статичної та динамічної нестійкості ротора, а конфузornoні, навпаки, сприяють стабілізації ротора.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). В даній роботі пропонується якісно оцінити гідравлічні можливості безконтактних ущільнень створювати радіальні та кутові моменти основних гідродинамічних сил при виконанні функцій динамічних опор та ущільнень в єдиному вузлі шпаринного ущільнення відцентрового насоса. Самовстановлення ротора в симетричних

шпаринних ущільненнях досягається за рахунок дії основних гідродинамічних сил та їх моментів радіальної та кутової природи. Отримуються вирази щодо чисельного розрахунку гідравлічних коефіцієнтів моментів основних гідродинамічних сил.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Гідродинамічні процеси в рідинних шарах ущільнень породжують силову взаємодію між ротором та статором, що дуже суттєво впливає на динаміку відцентрового агрегату в цілому. Ротори відцентрових насосів окрім головних підшипникових вузлів спираються на додаткову опорну систему, яка складається з безконтактних шпаринних ущільнень проточної частини.

Фізичні процеси гідродинамічного походження радіальних та кутових гідродинамічних сил в шпаринних ущільненнях зумовлюють той факт, що рівнодійні цих сил не проходять точно через геометричний центр ущільнення, що викликає появу гідродинамічних моментів при переносі рівнодійних в серединний перетин. В даній роботі розраховуються моменти гідродинамічних сил, які є функціями як радіального ексцентриситету, так і саме кутів

перекосу (або повороту) вісі ротора по відношенню до двох взаємно перпендикулярних вісей – діаметрів серединного перетину гладкого циліндричного шпаринного ущільнення. Гідродинамічне походження гідродинамічних сил пов'язане з деформацією епюри тиску рідини в ущільненні вздовж периметру та вздовж довжини дроселюючого кільцевого каналу ущільнення. Деформація епюри тиску, що зумовлюється кутовими переміщеннями ротора, породжує гідродинамічну силу, складові якої характеризуються такими коефіцієнтами: коефіцієнт кутової (або кутової гідростатичної) жорсткості, коефіцієнт кутового демпфірування та коефіцієнт кутової циркуляційної сили щодо кутових коливань ротора в ущільненні. Такий розділ складових сумарної гідродинамічної сили окремо на радіальні та кутові компоненти можливий тому, що ці складові є функціями двох незалежних параметрів, а саме: радіального ексцентриситету ротора в ущільненні та кута перекосу(або повороту) вісі ротора в ущільненні.

Функціональні вирази для моментів сил відносно двох взаємно перпендикулярних діаметрів серединного перетину ущільнення отримуються у вигляді інтегралів від елементарних моментів:

$$M_X = -\frac{\pi \cdot r \cdot l^2}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 P(\bar{z}, \varphi) \cdot \bar{z} \cdot d\bar{z} \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi$$

(1)

$$M_Y = -\frac{\pi \cdot r \cdot l^2}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 P(\bar{z}, \varphi) \cdot \bar{z} \cdot d\bar{z} \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi,$$

де: $P(\bar{z}, \varphi)$ - функція розподілу тиску в кільцевому каналі ущільнення;

x, y - дві взаємно перпендикулярні радіальні вісі в серединному перетині ущільнення;

z - вісь симетрії ущільнення (вздовж каналу);

r, l - геометричні параметри ущільнення;

φ - змінний кут в серединному перетині ущільнення.

Функція розподілу тиску в каналі ущільнення $P(\bar{z}, \varphi)$ залежить від двох складових загального витoku

рідини крізь ущільнення: g_o та Δg , де g_o - виток рідини крізь канал одиничної ширини при стаціонарному режимі течії рідини; Δg - виток рідини, який зумовлюється малими радіальними та кутовими зміщеннями ротора в ущільненні. Виток рідини крізь канал одиничної ширини при статичній рівновазі ротора може бути обчислений за формулою:

$$g_o = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot \xi_o}} \cdot h_o,$$

(2)

де: ΔP - вісьовий перепад тиску на ущільненні;

ξ_o - коефіцієнт втрат напору рідини в ущільненні;

h_o - радіальний зазор в ущільненні;

ρ - густина рідини.

Зміна витoku рідини крізь ущільнення, яка зумовлена малими радіальними та кутовими зміщеннями ротора, з деякими спрощеннями може бути записана у вигляді рівняння:

$$\Delta g \approx -g_o \cdot \left(\gamma_1 \cdot \frac{d_o}{h_o} + \gamma_2 \cdot \frac{d_1 \cdot l}{h_o} \right) - g_2 \cdot d_2 - g_3 d_3, \quad (3)$$

де: $\gamma_1 = x \cdot \cos \varphi + y \cdot \sin \varphi$;

$$\gamma_2 = g_y \cdot \cos \varphi + g_x \cdot \sin \varphi;$$

d_o, d_1, d_2, d_3 - коефіцієнти, що пов'язують гідравлічні втрати тиску по кільцевому каналу в залежності від його геометричних параметрів;

d_2, d_3 - витoki рідини з каналу з урахуванням

витиснення рідини внаслідок радіального та кутового переміщення вала.

В загальному вигляді функція $P(\bar{z}, \varphi)$ розподілу тиску зумовлюється всією сукупністю геометричних та силових факторів шпаринного ущільнення. Проте вплив інерційних та гіроскопічних складових на вираз функції $P(\bar{z}, \varphi)$ дуже незначний (не перевищує 10 %) [7], тому цими величинами в розрахунках можна нехтувати, отримуючи формулу тиску у вигляді:

$$P(\bar{z}, \varphi) \approx P_{10} - \frac{\lambda \cdot \rho}{8 \cdot h_o} \cdot B(\bar{z}) \cdot dz; \quad (4)$$

де:

$$B(\bar{z}) = g_o^2 \cdot \frac{2}{h_o} \cdot \gamma_1 + \frac{4}{3} g_o \cdot \Delta g + \frac{4}{3} g_o \cdot (g_2 - g_3) + \frac{4}{5} g_o \cdot g_3;$$

P_{10} - вхідний тиск рідини (перед ущільненням).

Комплекс $\frac{\lambda \cdot l \cdot \rho}{8 \cdot h_o^3}$, з урахуванням виразу для

коефіцієнта втрат напору по довжині каналу:

$$\xi_o = \xi_1 - \xi_2 + \frac{\lambda \cdot l}{2 \cdot h_o}, \quad \text{може бути записаний в такій}$$

формі:

$$\frac{\lambda \cdot l \cdot \rho}{8 \cdot h_o^3} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\rho}{h_o^2} \cdot \xi_o \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2), \quad (5)$$

де: $\alpha_1 = \frac{\xi_1}{\xi_o}$ - відносний коефіцієнт вхідних втрат напору в ущільненні,

$\alpha_2 = \frac{\xi_2}{\xi_o}$ - відносний коефіцієнт вихідних втрат напору в ущільненні.

Маючи вирази (2), (3), (4) та (5), шляхом послідовних взаємопідстановок їх у вирази (1) отримуємо після інтегрування трансформованих виразів (1) за змінною φ проекції гідродинамічних моментів радіально-кутових сил в шпаринному ущільненні:

$$\begin{bmatrix} M_X \\ M_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\omega}{2} \cdot \alpha_v & \alpha_e \\ \alpha_e & -\frac{\omega}{2} \alpha_v \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \alpha_v \\ \alpha_v & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \& \\ \& \end{bmatrix} +$$

$$+ \begin{bmatrix} \beta_g & -\frac{\omega}{2} \cdot \beta_{gV} \\ \frac{\omega}{2} \beta_{gV} & \beta_g \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathcal{G}_x \\ \mathcal{G}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\beta_{gV} & \alpha_V \\ 0 & -\beta_{gV} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathcal{G}_x \\ \mathcal{G}_y \end{bmatrix},$$

$$\text{де: } \alpha_e = \frac{1}{12h_o} \cdot \pi \cdot r \cdot l^2 \cdot \Delta P \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\alpha_1 - \alpha_2),$$

$$\alpha_V = \frac{1}{24h_o} \cdot \pi \cdot r \cdot l^3 \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho \cdot \xi_o} \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\alpha_1 - \alpha_2),$$

$$\beta_g = \frac{1}{12h_o} \cdot \pi \cdot r \cdot l^3 \cdot \Delta P \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\alpha_1 + \alpha_2),$$

$$\beta_{gV} = \frac{1}{144h_o} \cdot \pi \cdot r \cdot l^4 \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho \cdot \xi_o} \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\alpha_1 - \alpha_2 + 0,25).$$

Вирази (6) є аналітичними виразами для моментів основних гідродинамічних сил в шпаринному ущільненні, які породжуються як ексцентриситетом ротора (x, y) в статорній оболонці ущільнення, так і кутовими зміщеннями ($\mathcal{G}_x, \mathcal{G}_y$) вісі ротора відносно вісі статора. При цьому важливо зауважити, що кутова гідростатична складова

моменту: $M_{x[y]} = \beta_g \cdot \mathcal{G}_x [\mathcal{G}_y]$ спрямована таким

чином, що збільшує кут перекосу ротора; тому вільний ротор в одному ущільненні статично нестійкий відносно перекосів при дроселюванні на ущільненні вже зовсім незначного вісьового перепаду тиску (починаючи з 0,2 – 0,3 бар) і миттєво самостійно втрачає співвісність з ущільненням, повертаючись на максимально можливий кут в ущільненні. У випадку ротора в двох симетричних однакових за розмірами гладких циліндричних ущільнень втрата кутової статичної стійкості не відбувається внаслідок компенсуючої дії моментів радіальних гідростатичних сил умовно прикладених в геометричних центрах ущільнень. Ці сили намагаються ліквідувати радіальний ексцентриситет ротора в ущільненнях, який виникає при перекосі вісі ротора, та створюють моменти відносно геометричного центра самого ротора. Дані моменти перевищують дію дестабілізуючих кутових гідростатичних складових моменту

$M_{x[y]} = \beta_g \cdot \mathcal{G}_x [\mathcal{G}_y]$ і повертають ротор до співвісного з ущільненнями положення.

Висновки з даного дослідження. Фізичні процеси гідродинамічного походження радіальних та кутових гідродинамічних сил в шпаринних ущільненнях зумовлюють той факт, що рівнодіючі цих сил не проходять точно через геометричний центр ущільнення, що викликає появу гідродинамічних моментів при переносі рівнодіючих в серединний перетин. Гідростатична складова моменту намагається збільшити кут перекосу ротора в одиничному шпаринному ущільненні. Гідродинамічні моменти стають суттєвим чинником, який впливає на динамічні властивості ротора відцентрового насоса у випадку здійснення останнім сумісних радіально-кутових коливань в шпаринних ущільненнях проточної частини відцентрового насоса.

Список використаної літератури:

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. / В.А. Марцинковский - М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.
2. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
3. Марцинковский В. А. Вибрации роторов центробежных машин. В 2-ух книгах. / В.А. Марцинковский - Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. - Сумы: Изд-во СумДУ, 2002. - 337 с.
4. Гулый А.Н. Гидродинамическая жесткость бесконтактных уплотнений // Вестник машиностроения. - 1987. - N 2. 21-25.
5. Беда И.Н. Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор-щелевые уплотнения. /Дис...канд.техн.наук. - М., 1992.- 192 с.
6. Горовой С. А. Экспериментальные исследования насоса с самоустанавливающимся рабочим колесом / С.А. Горовой - Ежемес. между. научно-техн. и производств. журнал "Химическое и нефтегазовое машиностроение", М.: МПУ, 2019 - № 2 - С. 36 - 40.
7. Горовой С. А. Гидродинамический расчет опорно-уплотнительных узлов центробежного насоса с самоустанавливающимся ротором / С. А. Горовой – Ежемес. междунаучно-техн. и производств. журнал Химическое и нефтегазовое машиностроение - М.: МГМУ, 2017 - № 3 - С. 21 – 24.

Горовой С.А.

Моменты основных радиальных и угловых сил щелевого уплотнения центробежного насоса

В щелевых уплотнениях центробежных насосов вследствие эксцентричного смещения и углового поворота (перекоса) ротора возникает деформация эпюры распределения давления по длине и периметру уплотнения, что порождает возникновение равнодействующих основных составляющих гидродинамической силы: упругой, демпфирующей и циркуляционной. Равнодействующие основные силы могут быть перенесены в геометрический центр уплотнения с образованием соответствующих гидродинамических моментов. Эти гидродинамические моменты радиальных и угловых гидродинамических сил в щелевом уплотнении центробежного насоса имеют существенное влияние на динамические характеристики агрегата в случае, когда ротор насоса совершает связанные радиально-угловые колебания. Угловые моменты есть функциями углов поворота (перекоса) ротора в уплотнении. Момент упругой силы создает угловую неустойчивость ротора в одиночном уплотнении, но при наличии двух симметричных щелевых уплотнений этот момент компенсируется моментами равнодействующих упругих сил относительно геометрического центра всего ротора.

Ключевые слова. Центробежный насос, щелевое уплотнение, опора-уплотнение, расход жидкости, давление жидкости, напор жидкости, гидродинамические силы, моменты гидродинамических сил, ротор насоса.

Gorovoy S.A.

Moments of basic radial and angular forces gap seal of centrifugal pump

In slotted seals of centrifugal pumps, due to eccentric displacement and angular rotation (skew) of the rotor, deformation of the pressure distribution diagram along the length and perimeter of the seal arises, which gives rise to the resultant main components of the hydrodynamic force: elastic, damping and circulating. The resultant main forces can be transferred to the geometric center of compaction with the formation of the corresponding hydrodynamic moments. These hydrodynamic moments

Вісник Сумського національного аграрного університету

of radial and angular hydrodynamic forces in the slit seal of a centrifugal pump have a significant effect on the dynamic characteristics of the unit in the case when the pump rotor makes coupled radial-angular oscillations. Angular moments are functions of the angles of rotation (skew) of the rotor in the seal. The moment of elastic force creates the angular instability of the rotor in a single seal, but in the presence of two symmetrical gap seals, this moment is compensated by the moments of the resultant elastic forces relative to the geometric center of the entire rotor.

Keyword. Centrifugal pump, gap seal, bearing seal, liquid pressure, hydrodynamic forces, hydrodynamic moment, rotor of pump.

Дата надходження до редакції: 02.03.2019

