

ТЕОРЕТИЧНІ ПИТАННЯ

УДК 621.65

РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ СУМІСНИХ РАДІАЛЬНО-КУТОВИХ КОЛИВАНЬ РОТОРА

С. О. Горвий, доцент, Сумський національний аграрний університет

В шпаринних ущільненнях відцентрових насосів в процесі дроселювання робочої рідини виникають гідродинамічні сили, які відіграють провідну роль в стабілізації вібраційної активності роторів насосів. Створюються умови по-сучасному 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. Такий ротор в процесі обертання здійснює пов'язані радіально - кутові вимушені коливання. Гранична за стійкістю кутова частота обертання зумовлюється дією комплексу гідродинамічних сил та геометричних параметрів шпаринних ущільнень.

Ключові слова. Відцентровий насос, робоче колесо, шпаринне ущільнення, опора - ущільнення, виток рідини, тиск рідини, гідродинамічні сили, моменти гідродинамічних сил, вимушені радіально - кутові коливання.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Значне розповсюдження відцентрових насосів в різних галузях промисловості потребує відпрацювання їх конструктивних схем з метою створення економічних та вібронадійних агрегатів. Конструктивні схеми насосів в класичних варіантах дають можливість створювати достатньо економічні, витривалі, вібростабільні агрегати. Але з підвищенням гідравлічних параметрів насосів виникає потреба у зростанні робочих частот обертання роторів, при цьому гідроенергонасичена система "ротор - ущільнення" створює головний вплив на працездатність агрегату в цілому. 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 [1, 2]. 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.

Аналіз теоретичних та багатьох дослідницьких робіт дають можливість по-сучасному оцінити технічну роль безконтактних ущільнень. Гідродинамічні сили в зазорах шпаринних ущільнень можуть або викликати втрату динамічної стійкості та нищівні для насоса автоколивання ротора, або стабілізувати останній та суттєво зменшити віброактивність агрегату в цілому [2, 3]. Оптимізація параметрів відцентрових насосів реалізується шляхом удосконалення динамічних характеристик ротора з урахуванням гідродинамічних процесів, що мають місце в розвиненій системі шпаринних ущільнень між ротором та статором [4, 5].

Відцентрові насоси мають надзвичайне розповсюдження в різних галузях промисловості, сільського господарства та комунальних

підприємствах. При їх експлуатації виникають характерні дефекти. За деякими даними на рахунок гідромеханічної системи „ротор-безконтактні ущільнення” відносять майже 70 % всіх аварій насосів, в які входять: поломки роторів, заклинювання ротора в ущільненнях, вібраційно - ерозійне знищення самих ущільнень та ін. [1]. Гідродинамічні сили в ущільненнях проточної частини можуть або викликати втрату ротором динамічної стійкості та призводити до руйнівних автоколивань ротора в ущільненнях, або, навпаки, стабілізувати обертальний рух ротора та суттєво зменшувати його вібраційну активність [2, 3].

Аналіз теоретичних робіт та багатьох дослідно-експериментальних матеріалів різних авторів дозволяє по новому оцінити роль безконтактних ущільнень відцентрових насосів, надавши їм функції головних безконтактних опор ротора. При такій конструктивній схемі насоса, яку можна умовно назвати квазі „безвальною”, ротор має можливість самодовільно орієнтуватися в ущільненнях під дією гідродинамічних сил та моментів, та без перешкод обертатися в ущільненнях за рахунок дії тонкого та гнучкого приводного торсіона.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Ідея полягає в суміщенні функцій динамічних опор та ущільнень в єдиному вузлі безконтактного ущільнення відцентрового насоса, що значно спрощує виготовлення та експлуатацію насоса при зменшенні його масо - габаритних параметрів та підтриманні допустимого рівня вібрацій агрегату. Для цього необхідно проаналізувати динамічні характеристики самовпорядкованого в шпаринних ущільненнях ротора з точки зору наявності вимушених пов'язаних радіально-кутових коливань та збереження динамічної стійкості на різних частотах обертання.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо конструкцію відцентрового насоса, в якому ротор - робоче колесо - спирається крізь тонкі шари робочої рідини на статорні обо-

лонки ущільнень, котрі розташовані симетрично по обидва боки від колеса. Такий ротор має п'ять ступенів вільності: він має можливість переміщуватися вздовж трьох нерухомих координатних вісей, які співпадають з вісями симетрії ущільнень, та може здійснювати кутові переміщення відносно двох взаємно перпендикулярних радіальних вісей ущільнень. В процесі обертального руху під дією обертального моменту торсіона ротор буде самовстановлюватися в ущільненнях, при цьому на його обертальний рух

$$\begin{cases} a_{11} \cdot \ddot{Z} + a_{12} \cdot \dot{Z} + a_{13} \cdot Z - i(a_{14} \cdot \omega \cdot \dot{Z} + a_{15} \cdot \omega \cdot Z) - \\ - i(a_{16} \cdot \ddot{\vartheta} + a_{17} \cdot \dot{\vartheta} + a_{18} \cdot \vartheta) - a_{19} \cdot \omega \cdot \dot{\vartheta} - a_{101} \cdot \omega \cdot \vartheta = \\ = A \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}; \\ \alpha_{11} \cdot \ddot{\vartheta} + \alpha_{12} \cdot \dot{\vartheta} + \alpha_{13} \cdot \vartheta - i(\alpha_{14} \cdot \omega \cdot \dot{\vartheta} + \alpha_{15} \cdot \omega \cdot \vartheta) - \\ - i(\alpha_{16} \cdot \ddot{Z} + \alpha_{17} \cdot \dot{Z} + \alpha_{18} \cdot Z) - \alpha_{19} \cdot \omega \cdot \dot{Z} - \alpha_{101} \cdot \omega Z = \\ = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}, \end{cases} \quad (1)$$

де: a_{ij} та α_{ij} - коефіцієнти гідродинамічних сил та моментів в ущільненнях;

$Z = x + iy$ - комплексна змінна радіальних переміщень;

A та Γ - статичний та динамічний дисбаланс ротора;

$\vartheta = \vartheta_x + i \cdot \vartheta_y$ - комплексна зміна кутових переміщень.

Найбільш суттєвим фактором вібраційної стабільності ротора в процесі сумісних радіально-кутових коливань стають критичні частоти коливань, на яких амплітуда коливань ротора сягає максимальної величини.

Для обчислення критичних частот ротора квазі „безвалного” насоса розглянемо систему (1) без правої частини. Її розв'язок будемо шукати в такому вигляді:

$$Z = Z_o \cdot e^{rt} \quad \text{та} \quad \vartheta = \vartheta_o \cdot e^{rt}, \quad (2)$$

де: $r = n + i \cdot \lambda$.

Підставивши вираз (2) в систему (1) без правої частини, отримаємо іншу систему з двох

$$r^2 \approx -\lambda^2 + i \cdot 2n \cdot \lambda, \quad r^3 \approx -3n \cdot \lambda^2 - i \cdot \lambda^3, \quad r^4 \approx \lambda^4 - i \cdot 4n \cdot \lambda^3.$$

Це дає можливість дещо спростити рівняння (4), виділивши в ньому дійсну та уявну частини

$$\Delta = D_o \cdot \lambda^4 - d_1 \cdot \omega \cdot \lambda^3 - (\alpha_{13} + a_{13} - a_{14} \cdot \alpha_{14} \cdot \omega^2) \cdot \lambda^2 + a_{14} \cdot \alpha_{13} \cdot \omega \cdot \lambda + D_4 = 0. \quad (5)$$

Це рівняння четвертої степені відносно власної частоти λ . Для резонансних коливальних режимів обертання ротора у випадку сумісних радіально-кутових коливань маємо співпадання критичної частоти обертання з влас-

будуть накладатися вимушені радіально-кутові взаємопов'язані коливання.

Радіально-кутові коливання ротора мають вимушений характер, бо виникають під дією динамічного дисбаланса ротора ($\Gamma \neq 0$).

Аналіз взаємопов'язаних радіально-кутових коливань симетричного ротора в двох безконтактних ущільненнях доцільно вести з використанням системи диференціальних рівнянь в комплексній формі [5].

рівнянь з комплексними коефіцієнтами:

$$\begin{cases} (C_{11} - i \cdot B_{11}) \cdot Z_o - (C_{12} + i \cdot B_{12}) \cdot \vartheta_o = 0; \\ -(C_{21} + i \cdot B_{21}) \cdot Z_o + (C_{22} - i \cdot B_{22}) \cdot \vartheta_o = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де: C_{ij} та B_{ij} - функції трансформованих коефіцієнтів a_{ij} та α_{ij} системи (1) з урахуванням виразів (2).

Розв'язуючи систему (3) за умови існування ненульових рішень, отримуємо рівняння:

$$\Delta = C_{11} \cdot C_{22} - B_{11} \cdot B_{22} - C_{12} \cdot C_{21} + B_{12} \cdot B_{21} - i \cdot (C_{11} \cdot B_{22} + B_{11} \cdot C_{22} + C_{12} \cdot B_{21} + C_{21} \cdot B_{12}) = 0.$$

З цього рівняння маємо характеристичне рівняння у вигляді:

$$\Delta = D_o \cdot r^4 + D_1 \cdot r^3 + D_2 \cdot r^2 + D_3 \cdot r + D_4 - i \cdot \omega \cdot (d_1 \cdot r^3 + d_2 \cdot r^2 + d_3 \cdot r + d_4) = 0, \quad (4)$$

де: D_i та d_i - функції коефіцієнтів системи (1).

Оскільки для коливальних систем $|n| \ll \lambda$ [4], то степені характеристичного показника r можна записати приблизними виразами:

для випадку недемпфованого ротора, коли $n = 0$:

$$\Delta = D_o \cdot \lambda^4 - d_1 \cdot \omega \cdot \lambda^3 - (\alpha_{13} + a_{13} - a_{14} \cdot \alpha_{14} \cdot \omega^2) \cdot \lambda^2 + a_{14} \cdot \alpha_{13} \cdot \omega \cdot \lambda + D_4 = 0. \quad (5)$$

ною частотою: $\lambda = \omega$. Це дозволяє отримати з рівняння (5) біквадратне рівняння відносно ω_* :

$$(D_o - d_1 + a_{14} \cdot \alpha_{14}) \cdot \omega_*^4 - (a_{13} + \alpha_{13} - a_{14} \cdot \alpha_{13} + a_{15} \cdot \alpha_{15}) \cdot \omega_*^2 + a_{13} \cdot \alpha_{13} = 0. \quad (6)$$

Розв'язок рівняння (6) отримуємо у вигляді:

$$\omega_*^2 = \frac{B_*}{2A_*} \pm \left[\frac{(B_*)^2 - 4A_* \cdot C_*}{4(A_*)^2} \right]^{0,5}, \quad (7)$$

де: $A_* = D_o - d_1 + a_{14} \cdot \alpha_{14}$;

$B_* = a_{13} + \alpha_{13} - a_{14} \cdot \alpha_{13} + a_{15} \cdot \alpha_{15}$;

$C_* = a_{13} \cdot \alpha_{13}$.

Дійсне значення ω_* отримуються за умови додатного значення виразу під коренем. Для рівняння (7) будуть отримані два додатні значення ω_* за умови, що $A_* > 0$. Тобто маємо вираз: $D_o - d_1 + a_{14} \cdot \alpha_{14} > 0$, що еквівалентно нерівності: $1 - \alpha_{14} - a_{14} + a_{14} \cdot \alpha_{14} > 0$.

Превалюючу дію на виконання цієї умови здійснює вираз: $1 - \alpha_{14} > 0$. Або: $\alpha_{14} < 1$.

З урахуванням першопочаткового виразу для α_{14} маємо:

$$\frac{I_o - I_e + 2 \cdot (q \cdot L^2 + \bar{q} \cdot L)}{I_e} < 0,$$

де: I_o - вісьовий момент інерції ротора;

I_e - екваторіальний момент інерції ротора;

L - „плече” ущільнення;

q, \bar{q} - коефіцієнти гіроскопічних сил та моментів.

Нехтуючи малими величинами отримуємо:

$$\frac{I_o - I_e}{I_e} < 1; \text{ або } I_o < 2 \cdot I_e. \quad (8)$$

Отже, у випадку виконання умови (8) ротор квазі „безвального” насоса має дві критичні частоти обертання, які відповідають рівнянню (7), якщо ж умова (8) не виконується, то ротор має лише одну критичну частоту, яка відповідає нижній власній частоті, що обчислюється з рівняння (7). Чисельні розрахунки свідчать про наявність однієї критичної частоти (критичної частоти вимушених радіальних коливань) для типових конструкцій роторів відцентрових насосів.

Динамічні характеристики ротора в ущільненнях були досліджені автором даної публікації шляхом зняття дослідних амплітудно - частотних характеристик для двох варіантів конфігурації колеса квазі „безвального” насоса: колеса дискової конфігурації ($I_3 / I_0 \approx 0,93$), та колеса у вигляді циліндра ($I_3 / I_0 \approx 0,27$).

Дослідна установка мала вертикальне розташування приводного вала ротора – колеса. Вал був виконаний у вигляді тонкої довгої гантелі зі сферичними головками. З'єднання нижньої головки вала з ротором – колесом відбувалося

посередництвом трьох сферичних шпонок, а верхня головка вала також через три сферичні шпонки та пружньо – податливу сильфонну муфту приєднувалася до вала приводного електродвигуна сталого струму. Така трансмісія в сукупності з легкорегульованим електроприводом дозволяла дослідному колесу – ротору при обертанні з різними частотами самовстановлюватися в циліндричних опорах – ущільненнях проточної частини дослідної установки. Частота обертання ротора електродвигуна плавно змінювалася від 0-ля до майже 10000 обертів за хвилину. Тиск робочої рідини (технічно чистої води) створювався зовнішнім насосом в діапазоні від 0,5 бар до 5 бар. Подальше збільшення тиску рідини не дозволяло ротору – колесу досягати критичної частоти ні радіальних, ні кутових коливань. Траєкторія руху точок поверхні ротора – колеса саме в циліндричних оболонках ущільнень фіксувалася чотирма струмовихорівими датчиками переміщення (по два датчика в кожному ущільненні) та відтворювалася на екрані електронного осцилографа, а також графічно фіксувалася амплітудно – частотна характеристика спеціальним вимірювальним комплексом „Вібропорт”. Чутливість вимірювального комплексу дозволяла фіксувати найменше зміщення циліндричних оболонок ротора – колеса в ущільненнях, а саме від 0,02 – 0,03 мм в будь-якому радіальному напрямку.

В результаті проведення значної серії дослідів – вимірів для різних тисків робочої рідини при поступовому розгоні та плавному гальмуванні ротора – колеса були зняті дослідні амплітудно – частотні характеристики радіально – кутових коливань ротора – колеса в циліндричних опорах – ущільненнях. Математичний аналіз дослідних амплітудно – частотних характеристик дозволив сформулювати наступні висновки:

- для циліндричного колеса мало місце значне (до 25 %) зниження критичної частоти кутових коливань відносно розрахункової власної частоти кутових коливань (розрахунки базової конфігурації при $I_3 / I_0 = 1$);

- для колеса дискової конфігурації спостерігалось суттєве (до 15 %) зростання критичної частоти кутових коливань [6].

Висновки. Відцентровий насос квазі „безвальної” конструкції має ротор, який вільно встановлюється в опорах-ущільненнях під дією гідродинамічних сил та моментів. Такий самовпорядкований в симетричних шпаринних ущільненнях ротор в процесі обертання здійснює сумісні вимушені взаємопов'язані радіально-кутові коливання. Власні частоти таких коливань залежать від гідродинамічних параметрів ущільнень та геометричної конфігурації ротора насоса.

Динамічна стійкість ротора зумовлюється критичною частотою більш низькочастотної радіальної підсистеми. Межа динамічної стійкості

зумовлюється співвідношенням між демпфуючою та циркуляційною силами в шпаринних ущільненнях. Підвищення межі динамічної стійкості можливе у випадку знешкодження закрутки потоку на вході в шпаринні ущільнення, що автоматично

зменшує дію дестабілізуючої циркуляційної сили в ущільненнях. Чисельні розрахунки в більшості випадків свідчать про наявність однієї критичної частоти для типових конструкцій роторів відцентрових насосів.

Список використаної 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. Бабаков И.М. Теория колебаний. / И.М. Бабаков – М.: Наука, 1965. – 560 с.
5. Горовой С.О. Динамічна стійкість робочого органа турбонасосного агрегату пластової рідини./ С.О. Горовой - 10-я Международная научно-техническая конференция „Гервикон - 2002”, 10-13 сентября 2002, т. 2., с. 98-103.
6. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций «безвальных» центробежных насосов. / Дис...канд.техн.наук. - Суми, 1995.- 231 с.

Горовой С.А. Расчет собственных частот совместных радиально-угловых колебаний ротора центробежного насоса

В щелевых уплотнениях центробежных насосов в процессе дросселирования рабочей жидкости возникают гидродинамические силы, которые играют решающую роль в стабилизации вибрационной активности роторов насосов, а в отдельных случаях дают возможность использовать уплотнения как несущие опорно - уплотнительные узлы квази «безвальных» агрегатов. Создаются условия для современной оценки роли бесконтактных уплотнений проточной части - как основных опорно - уплотнительных узлов центробежного насоса. Ротор центробежного насоса самоустанавливается в симметричных щелевых уплотнениях под действием гидродинамических сил и моментов.

Такой ротор в процессе вращения совершает связанные радиально - угловые вынужденные колебания. Граничная по устойчивости угловая скорость вращения обуславливается действием комплекса гидродинамических и геометрических параметров щелевых уплотнений.

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

Gorovoy S.A. The calculation of own frequency determined radially-angular oscillations rotor of centrifugal pump

The hydrodynamic forces in slot-hole seals of centrifugal pumps play a leading role in stabilization of vibrational activity of rotary tables of „non-shaftles” pampes. 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 is removed. Such rotor in proceu of the rotation makes joint radial – angular fluctuations. Ihe 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. An idea consists in combination of functions of dynamic supports and compressions in the only knot of clearance seal of chempump which substantially simplifies his making and exploitation at the considerable diminishing of parameters and support in the possible limits of level of vibrations of asm. Ihe centrifugal pump has a rotor without non-stop determination in gap seal under the influence of a hydrodynamic force and moment. Such rotor in proceu of the rotation makes joint radial-angular fluctuations. Ihe own frequencies of such fluctuations hang from hydrodynamic and geometric parameter of seal gap.

Achievement of this aim will be realized by a grant to the rotor-wheel of possibility freely in the moun-teing shells of compressions and stabilized in rotary direction at presence of limited after amplitudes of radially-angular and rotary vibrations at maintenance of dynamic firmness on different frequencies of rotation.

Keyword. *Centrifugal pump, gap seal, bearing seal, liqvid presse, hydrodynamic forces, hydrodynamic moment, rotor of pump, radially – angular oscillations rotor.*

Дата надходження до редакції: 10.02.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Павлюченко А.М.