

ДИНАМІЧНА СТІЙКІСТЬ РОТОРА У ВИПАДКУ РАДІАЛЬНО - КУТОВИХ КОЛИВАНЬ

Горовий Сергій Олександрович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет

ORCID: 0000-0003-4136-5965

email: sergiy.gorovoy@snaeu.edu.ua

В шпаринних ущільненнях відцентрових насосів гідродинамічні сили відіграють провідну роль в динамічній стабілізації роторів насосів. Тому безконтактні ущільнення проточної частини можуть виконувати роль опорно - ущільнювальних вузлів відцентрового насоса. Ротор насоса самодовільно орієнтується в симетричних шпаринних ущільненнях під дією гідродинамічних сил та моментів. В процесі обертання він здійснює пов'язані радіально - кутові вимушені коливання. Гранична за стійкістю кутова частота обертання зумовлюється дією комплексу гідродинамічних 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.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.2>

Постановка проблеми у загальному вигляді. Відцентрові насоси мають надзвичайне розповсюдження в різних галузях промисловості, сільського господарства та комунальних підприємствах. 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. За статистичними даними саме на долю цього вузла припадає більше 70 % всіх аварій відцентрових насосів, а саме: злам ротора, механічні контакти роторної та статорної оболонок ущільнень, порушення працездатності ущільнень в цілому [1].

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].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Можливе практичне суміщення функцій динамічних опор та гідравлічних 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. Головним об'єктом вдосконаленого відцентрового насоса виступає самовпорядкований в безконтактних шпаринних ущільненнях симетричний у вісьовому та радіальному напрямках ротор з механічним приводом від електродвигуна. Такий ротор обертається в двох ущільненнях, здійснюючи вимушені радіально - кутові коливання з обертовою частотою під дією динамічного дисбалансу, що має місце в загальному випадку. Аналіз таких пов'язаних радіально-кутових коливань доцільно проводити використовуючи систему диференціальних рівнянь динаміки ротора відносно нерухомої центральної системи відліку, пов'язаної з вісями симетрії статорних оболонок ущільнень. В комплексних змінних система має такий вигляд:

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

де: a, Γ - статичний та динамічний дисбаланси;

$Z = x + i \cdot y$ - радіальна комплексна змінна;

$\vartheta = \vartheta_x + i \cdot \vartheta_y$ - кутова комплексна змінна;

ω - кутова частота обертання ротора;

a_{ij}, α_{ij} - радіальні та кутові гідродинамічні коефіцієнти;

$x, y, \vartheta_x, \vartheta_y$ - радіальні та кутові зміщення ротора.

Повний розгляд утворення системи (1) наведений в роботі автора [5].

Використавши підстановку

$$Z = Z_o \cdot \ell^{i(\omega t + \varphi_1)},$$

$$g = g_o \cdot \ell^{i(\omega t + \varphi_2)}$$

отримуємо компактну неоднорідну систему з двох алгебраїчних рівнянь

$$\begin{cases} D_{11} \cdot Z + D_{12} \cdot g = a \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \\ D_{21} \cdot Z + D_{22} \cdot g = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \end{cases} \quad (2)$$

де: $D_{jk} = C_{jk} + i \cdot d_{jk}$,

$$C_{11} = -\omega^2 + \omega^2 \cdot a_{14} + a_{13},$$

$$d_{11} = (a_{12} - a_{15}) \cdot \omega,$$

$$C_{12} = (a_{17} - a_{101}) \cdot \omega,$$

$$d_{12} = (a_{16} - a_{19}) \cdot \omega^2 - a_{18},$$

$$C_{22} = -\omega^2 + \omega^2 \cdot \alpha_{14} + \alpha_{13},$$

$$d_{22} = (\alpha_{12} - \alpha_{15}) \cdot \omega.$$

Розв'язком системи (2) будуть вирази

$$\begin{cases} \frac{Z_o}{a} = \omega^2 \cdot \left[A_{22} \cdot \ell^{i\varphi_{22}} - \frac{\Gamma}{a} \cdot A_{12} \cdot \ell^{i\varphi_{12}} \right] \\ \frac{g_o}{\Gamma} = \omega^2 \cdot \left[A_{11} \cdot \ell^{i\varphi_{11}} - \frac{a}{\Gamma} \cdot A_{21} \cdot \ell^{i\varphi_{21}} \right] \end{cases} \quad (3)$$

де: $A_{jk} = \left| \frac{D_{jk}}{D} \right| = \sqrt{\frac{C_{jk}^2 + d_{jk}^2}{c^2 + d^2}}$ - амплітудна частотна характеристика ротора в ущільненнях,

$$\varphi_{jk} = \arctg \frac{C \cdot d_{jk} - C_{jk} \cdot d}{C \cdot C_{jk} + d \cdot d_{jk}} \quad - \text{ фазова}$$

частотна характеристика,

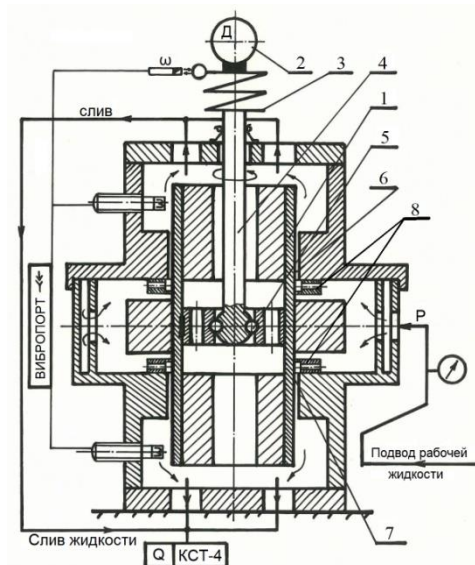
$$D = C + i \cdot d \quad - \text{ власний оператор системи} \quad (2),$$

$$C = C_{11} \cdot C_{22} - d_{11} \cdot d_{22} - C_{12} \cdot C_{21} + d_{12} \cdot d_{21},$$

$$d = C_{11} \cdot d_{22} + C_{22} \cdot d_{11} - C_{12} \cdot d_{21} - C_{21} \cdot d_{12}.$$

Система рівнянь (3) дає можливість побудувати складові амплітудних та фазових частотних характеристик радіальних та кутових коливань ротора, які викликаються статичною a та динамічною невідповідністю Γ .

Динамічні випробування самовпорядкованого в шпиринних ущільненнях ротора були проведені на експериментальному стенді (мал. 1) [6]:



Мал. 1. Схема стенда для динамічних випробувань ротора в шпиринних ущільненнях

1 – ротор, 2 – електродвигун, 3 – пружна гнучка муфта, 4 – вал, 5 – карданний шарнір, 6 – верхнє шпиринне ущільнення, 7 – нижнє шпиринне ущільнення, 8 – втулки з радіальними отворами

Крутний момент від двигуна 2 передавався на ротор 1 за допомогою пружної гнучкої муфти 3 і карданного шарніра 5, забезпечуючи ротору 1 можливість радіально – кутових переміщень із утриманням у вісьовому напрямку. Вертикальне компонування роторної системи дозволило одержати картину радіально – кутових коливань ротора 1 під дією силових факторів винятково з боку шпиринних ущільнень 6, 7.

Геометричні розміри шпиринних ущільнень стенда (мал. 1):

$$\begin{aligned} \text{радіус ущільнення: } r &= 30 \text{ мм} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \\ \text{довжина ущільнення: } l &= 20 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \end{aligned} \quad (19)$$

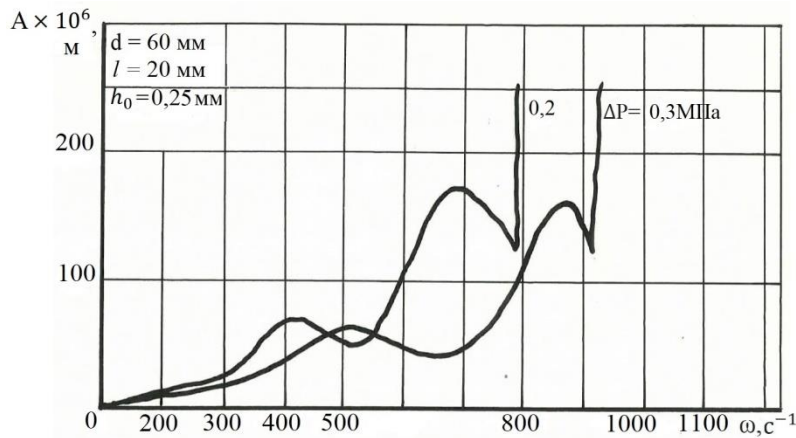
$$\text{радіальний зазор: } h_0 = 0,25 \text{ мм} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

відстань вздовж вісі від центру ротора до центру ущільнення: $L = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

Характеристики ротора 1 (мал. 1): маса $m = 2 \text{ кг}$, вісьовий і екваторіальний моменти інерції: $J_o = 21,1 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_s = 20,0 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Були отримані експериментальні амплітудно – частотні характеристики вимушених радіально – кутових коливань ротора при двох величинах перепаду тиску: $\Delta P = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$ та

$\Delta P = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$ на шпиринних ущільненнях (мал. 2).



Мал. 2. Амплітудно – частотні характеристики ротора в шпаринних ущільненнях

Аналіз експериментальних амплітудно – частотних характеристик (мал. 2) дозволив визначити критичні частоти вимушених радіальних і кутових коливань ротора в шпаринних ущільненнях з подальшою самоцентровкою ротора та зниженням амплітуди вимушених коливань в закритичній ділянці кутових частот обертання ротора.

Як відомо з теорії коливань [7] існує поняття втрати коливальною системою динамічної стійкості при певній частоті вимушуючої сили. Для самовпорядкованого в шпаринних ущільненнях ротора (мал. 1) мала місце втрата динамічної стійкості при досягненні певної - граничної кутової частоти обертання (мал. 2).

Для отримання межі динамічної стійкості ротора, який здійснює пов'язані радіально-кутові коливання в шпаринних ущільненнях, розглянемо характеристичний визначник, який складається з коефіцієнтів системи (1) без правої частини:

$$F(P) = W_0 \cdot P^8 + W_1 P^7 + W_2 P^6 + W_3 P^5 + W_4 P^4 + W_5 \cdot P^3 + W_6 \cdot P^2 + W_7 \cdot P + W_8 = 0, \quad (6)$$

де: $W_k = f(a_{ij}, \alpha_{ij})$, докладне розкриття W_k

наведено в роботі автора [5].

Розв'язок рівняння (6) у вигляді системи восьмого порядку розпадається на дві незалежні системи четвертого порядку, що значно полегшує аналіз останніх та отримання умови стійкості в аналітичній формі. Умови, за яких перехресні зв'язки не зменшують запасу стійкості, сформульовані в монографії В.Н. Дроздовича [8].

У виразі власного оператора системи (2)

$$D = D_{11} \cdot D_{22} - D_{12} \cdot D_{21}$$

$$\text{де: } |D_{11} \cdot D_{22}| = \left| \omega^4 \cdot (1 - \alpha_{14}) - \omega^2 \cdot (\alpha_{13} + a_{13} - a_{13} \cdot \alpha_{14} - 0,25 \cdot a_{12} \cdot \alpha_{12}) + a_{13} \cdot \alpha_{13} + i \cdot \left[\omega^3 \cdot 0,5 \cdot (a_{12} \cdot \alpha_{14} - a_{12} - \alpha_{12}) + \omega \cdot 0,5 \cdot (a_{13} \cdot \alpha_{12} + a_{12} \cdot \alpha_{13}) \right] \right|$$

Аналіз нерівності (8) дає можливість сформулювати висновок, що у випадку симетричного ротора перехресні зв'язки не зменшують запасу стійкості. Аналіз стійкості можна вести по рівняннях незалежних радіальних та кутових коливань, тобто використовуючи систему (1) без перехресних членів в рівняннях. Таким чином для самовпорядкованого в симетричних шпаринних ущільненнях ротора гранична за стійкістю кутова частота обертання залежить як від критичної частоти радіальної (більш низькочастотної) підсистеми, так і від співвідношення між демпфуючою та циркуляцій-

$$F(p) = \begin{vmatrix} G_{11} & G_{12} & -G_{14} & G_{13} \\ -G_{12} & G_{11} & -G_{13} & -G_{14} \\ -Q_{14} & Q_{13} & Q_{11} & Q_{12} \\ -Q_{13} & -Q_{14} & -Q_{12} & Q_{11} \end{vmatrix}, \quad (5)$$

де: $P = \frac{d}{dt}$ - оператор диференціювання за часом,

$$G_{11} = a_{11} \cdot P^2 + a_{12} \cdot P + a_{13}, \quad Q_{11} = \alpha_{11} \cdot P^2 + \alpha_{12} P + \alpha_{13},$$

$$G_{12} = a_{15} \cdot \omega, \quad Q_{12} = \alpha_{15} \cdot \omega,$$

$$G_{13} = a_{18}, \quad Q_{13} = \alpha_{18},$$

$$G_{14} = a_{101} \cdot \omega, \quad Q_{14} = \alpha_{101} \cdot \omega.$$

Прирівнявши визначник (5) нулю та розгорнувши його отримуємо рівняння

друга складова характеризує вплив перехресних зв'язків.

$$\text{Якщо: } |D_{12} \cdot D_{21}| < |D_{11} \cdot D_{22}| \text{ для всіх } \omega \in (-\infty; \infty), \quad (7)$$

то у випадку асимптотичної стійкості незалежних систем пов'язана система також стійка асимптотично. У випадку симетричного ротора в двох однакових шпаринних ущільненнях нерівність (7) приймає вигляд: $|D_{11} \cdot D_{22}| > 0$, (8)

ною гідродинамічними силами в ущільненнях. В осередненому випадку для цих сил за даними робіт [2, 3] можна прийняти співвідношення: $v = 2 \cdot q$.

Це співвідношення дозволяє отримати вираз для граничної кутової частоти:

$$\omega_{\text{г}} = 2 \cdot \omega_e \quad (9)$$

де: $\omega_e = (a_{13}/a_{11})^{0,5}$ - критична кутова частота радіальної підсистеми.

Аналіз експериментальних амплітудно – частотних характеристик (мал. 2) вказує на гарне співпадання граничної за межею динамічної стійкості частоти кутових коливань з величиною критичної частоти радіальних коливань згідно виразу (9).

Висновки. Самовпорядкований в симетричних шпаринних ущільненнях ротор здійснює пов'язані радіально - кутові вимушені коливання.

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 закритки потоку на вході в шпаринні ущільнення, що автоматично зменшує дію дестабілізуючої циркуляційної сили в ущільненнях.

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. 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.
5. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций «безвальных» центробежных насосов /Дис...канд. техн. наук. – Сумы, 1995. – 233 с.
6. Горовой С. А. Экспериментальные исследования насоса с самоустанавливающимся рабочим колесом / С.А. Горовой - Ежемес. межд. научно-техн. и производств. журнал "Химическое и нефтегазовое машиностроение", М.: МПУ, 2019 - № 2 - С. 36 - 40.
7. Бабаков И.М. Теория колебаний. / И.М. Бабаков – М.: Наука, 1965. – 560 с.
8. Дроздович В.Н. Газодинамические подшипники. / В.Н. Дроздович – Л.: Машиностроение, 1976. – 170 с.

Gorovoy S.A., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Dynamic rotor stability in the case of radial - angular vibrations

In throat seals of centrifugal pumps, hydrodynamic forces play a leading role in the dynamic stabilization of pump rotors. The analysis of theoretical and many research works makes it possible to re-evaluate the technical role of non-contact seals. It is possible to practically combine the functions of dynamic supports and hydraulic seals in a single non-contact seal of a centrifugal pump, which greatly simplifies the manufacture and operation of the pump while reducing its weight and dimensions and maintaining the permissible vibration level of the entire unit. Therefore, non-contact seals of the flow path can play the role of the main support - seal assemblies of a centrifugal pump. The pump rotor self-aligns in symmetrical throat seals under the influence of hydrodynamic forces and moments. In the process of rotation, it performs coupled radial - angular forced vibrations. The angular velocity of rotation, which is boundary in stability, is determined by the action of a complex of hydrodynamic and geometric parameters of slot seals.

Key word: Centrifugal pump, gap seal, bearing seal, liquid presse, hydrodynamic forces, hydrodynamic moment, rotor of pump.

Дата надходження до редакції: 19.09.2020 р.