

**S.A. Gorovoy, G.S. Golovchenko The calculation of efficiency of the turbopump unit system axle automatik balance**

The calculation of efficiency and characteristics of the turbopump unit is expedient to conduct by interpolation methods using the known characteristics of the working stage of the unit and defining the external energy losses. The necessary condition is the fulfillment of power balance of the turbine and pump parts taking into consideration the external energy losses.

The gidroprivodni turbopump aggregates (TNA) of liquid are designed as multi-stage hydraulic machines with the powerful system of the force. Thus financial viability of their use needs achievement of high  $\eta$ , the main constituent of which is created maximally possible external by volume  $\eta$  due to planning statically of the proof system of the force with the minimum possible sources of working liquid. Calculation of general  $\eta$ . It is expedient to conduct TNA the method of progressive approximations with implementation of necessary condition of balance of powers of turbine and pumping parts taking into account the external losses of energy.

Gidroprivodni turbopump aggregates (TNA) are widely enough used in different technological processes, namely wherein small diametral sizes and possibility of self-regulation are needed. Thus in every case the specific requirements are taken into account to the structural parameters of TNA and on the use of some materials for the workings organs of running part of aggregates, unchanging is only general physical approach, when a rotatory moment created the turbine block of TNA is a drive for a forebody which executes useful work proper to the place of application of setting.

TNA of liquid are specific characteristics, coming from external in the hydraulic network of the system of maintenance of pressure environments.

For the first, these aggregates are executed the limited external diameter, coming from the internal sizes of обсадних pipes of водоївної скважини; for the second, they must create considerable hydraulic pressures for raising of liquid on a surface and transporting for the networks of pipes to story резервуара.

Transporting of liquid to the place of consumption is accompanied the losses of energy liquids which are predetermined both internal and external factors of this process. Considerable part of these losses is made by external mechanical losses. The methods of determination of these losses are thoroughly expounded in works. It follows only to notice that these losses proportional the third degree frequencies of rotation of rotor of TNA, consequently, taking into account very considerable frequencies of rotation, and it five – ten thousand turns for a minute, can arrive at ten of kilowatts.

Calculation of general  $\eta$ . It is expedient to conduct by progressive approximations with the use of the known descriptions of workings degrees of pumping and turbine parts of TNA.

**Keywords.** Turbopump aggregate, chempump, rotor of pump, gap seal, coil of liquid, pressure of liquid, hydrodynamic forces.

Дата надходження до редакції: 20.05.2017

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

УДК 621.65

**ОЦІНОЧНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИЛОВИХ МОМЕНТІВ ШПАРИННОГО УЩІЛЬНЕННЯ**

**С. О. Горовий**, доцент

Сумський національний аграрний університет

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 ущільненні.

**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]. На сьогоднішній день існують конструктивні схеми відцентрових насосів так званої „беззальної“ конструкції, в яких робоче колесо насоса має можливість вільно самоорієнтуватися в симетричних ущільненнях, які виконують функції головних опорно-ущільнюючих вузлів з необхідними гідродинаміч-

ними параметрами [5, 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 моментів у безконтактних ущільненнях протічної частини. Розрахункові та дослідні дані, що зумовлюють величини та напрями сил, докладно наведені в роботах [1, 2]. Гідродинамічні сили в

ущільненнях можуть бути причиною руйнівних автоколивань ротора, або стабілізувати останній та суттєво зменшити віброактивність агрегату в цілому [3, 4]. 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 оцінити технічні можливості безконтактних ущільнень створювати стабілізуючі кутові моменти гідродинамічних сил при виконанні функцій динамічних опор та ущільнень в єдиному вузлі безконтактно-го ущільнення відцентрового насоса.

При якісному гідравлічному розрахунку кутової та радіальної жорсткості ущільнень досягається можливість ротора-колеса вільно самовстановлюватися в статорних оболонках ущільнень та стабілізуватися у вісьовому напрямі при наявності обмежених за амплітудами радіально-кутових та вісьових коливань при збереженні динамічної стійкості на різних частотах обертання.

**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 сумарну гідродинамічну силу, складові якої характеризуються такими коефіцієнтами: коефіцієнт кутової (або кутової гідростатичної) жорсткості, коефіці-

єнт кутового демпфування, коефіцієнт кутової циркуляційної сили та коефіцієнт приєднаної маси рідини 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:

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

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

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;

$\varphi$  - 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  $\Delta g$ , де  $g_o$  - виток рідини крізь канал одиначної ширини при стаціонарному режимі течії рідини;  $\Delta g$  - виток рідини, який зумовлюється малими радіальними та кутовими зміщеннями ротора в ущільненні. Виток рідини крізь канал одиначної ширини при статичній рівновазі ротора може бути обчислений за формулою:

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

де:  $\Delta P$  - вісьовий перепад тиску на ущільненні;

$\xi_o$  - коефіцієнт втрат напору рідини в ущільненні;

$h_o$  - радіальний зазор в ущільнення;

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

$$\gamma_2 = \mathcal{G}_y \cdot \cos\varphi + \mathcal{G}_x \cdot \sin\varphi ;$$

$d_0, d_1, d_2, d_3$  - коефіцієнти, що пов'язують гідрравлічні втрати тиску по кільцевому каналу в залежності від його геометричних параметрів;

$d_2, d_3$  - витоки рідини з каналу з урахуванням витиснення рідини внаслідок радіально-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:

$$P(\bar{z}, \varphi) \approx P_{10} - \frac{\lambda \cdot \rho}{8 \cdot h_0} \cdot B(\bar{z}) \cdot dz; \quad (4)$$

$$\text{де: } B(\bar{z}) = g_0^2 \cdot \frac{2}{h_0} \cdot \gamma_1 + \frac{4}{3} g_0 \cdot \Delta g + \frac{4}{3} g_0 \cdot (g_2 - g_3) + \frac{4}{5} g_0 \cdot g_3;$$

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

Комплекс  $\frac{\lambda \cdot l \cdot \rho}{8 \cdot h_0^3}$ , з урахуванням виразу для

коефіцієнта втрат напору по довжині каналу:

$$\xi_o = \xi_1 - \xi_2 + \frac{\lambda \cdot l}{2 \cdot h_0}, \text{ може бути записаний в такій}$$

формі:

$$\frac{\lambda \cdot l \cdot \rho}{8 \cdot h_0^3} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\rho}{h_0^2} \cdot \xi_o \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2), \quad (5)$$

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.

Наючи вирази (2), (3), (4) та (5), шляхом послідовних взаємопідстановок їх в вирази (1) отримуємо після інтегрування трансформованих виразів (1) за змінною  $\varphi$  проєкції гідродинамічних моментів радіально-кутових сил в шпаринному ущільненні:

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\omega}{2} \cdot \alpha_v & \alpha_e \\ \alpha_e & -\frac{\omega}{2} \alpha_v \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \alpha_v \\ \alpha_v & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_g & -\frac{\omega}{2} \cdot \beta_{g_v} \\ \frac{\omega}{2} \beta_{g_v} & \beta_g \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathcal{G}_x \\ \mathcal{G}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\beta_{g_v} & \alpha_v \\ 0 & -\beta_{g_v} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\mathcal{G}}_x \\ \dot{\mathcal{G}}_y \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\text{де: } \alpha_e = \frac{1}{12h_0} \cdot \pi \cdot r \cdot l^2 \cdot \Delta P \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\alpha_1 - \alpha_2),$$

$$\alpha_v = \frac{1}{24h_0} \cdot \pi \cdot r \cdot l^3 \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho \cdot \xi_o} \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\alpha_1 - \alpha_2),$$

$$\beta_g = \frac{1}{12h_0} \cdot \pi \cdot r \cdot l^3 \cdot \Delta P \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\alpha_1 + \alpha_2),$$

$$\beta_{g_v} = \frac{1}{144h_0} \cdot \pi \cdot r \cdot l^4 \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho \cdot \xi_o} \cdot (1 - \alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\alpha_1 - \alpha_2 + 0,25)$$

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 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 самотійно втрачає співвісність з ущільненням, повертаючись на максимально можливий кут в ущільненні [ 8 ]. 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 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 перекоса 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. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. / В.А. Марцинковский - М.: Машиностроение, 1970. - 270 с.

2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. / В.А. Марцинковский - М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.
3. Гулый А.Н. Гидродинамическая жесткость бесконтактных уплотнений // Вестник машиностроения. - 1987. - N 2. 21-25.
4. Беда И.Н., Лапоног С.Т., Чернов А.Е. Экспериментальные исследования радиальных сил в щелевых уплотнениях // Тезисы докладов к V Всесоюзному научно-техн. совещ. по упл. технике. - Сумы, 1988. - с. 112-113.
5. А.с. 302499 СССР, МКИ<sup>5</sup> F 04 Д 29/04. Центробежный насос.
6. А.с. 1171248 СССР, МКИ<sup>5</sup> F 04 Д 29/04. Центробежный насос.
7. Беда И.Н. Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор-щелевые уплотнения. /Дис...канд.техн.наук. - М., 1992.- 192 с.
8. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций «безвальных» центробежных насосов. /Дис...канд.техн.наук. - Сумы, 1995.- 231 с.

**Горовой С.А. Оценочный гидравлический расчет силовых моментов щелевого уплотнения**

*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.*

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

**Gorovoy S.A. The calculation of hydrodynamic angular moments gap seal**

*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 is removed. Such rotor in proceu 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. An idea consists in combination of functions of dynamic supports and compressions in the only knot of clearance seal of chem pump 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. Achievement of this aim will be realized by a grant to the rotor-wheel of possibility freely in the mounteing 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. Hydrodynamic moments radial and angular hydrodynamic borses in gap seal of the centrifugal pump have an assential influence upon dynamic features of the unit when the pump rotor makes bounded radial-angular fluctuations. Angular moments are functions of tumbling angulars of the rotor in gap seal.*

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

Дата надходження до редакції: 14.08.2017

Рецензент: д.ф-м.н., проф. Кузема О.С.

УДК 621.65

**ОЦІНОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ  
ОПОРНО-УЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ ВУЗЛІВ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ  
З ВІЛЬНОПРИВІДНИМ ВАЛОМ**

**С. О. Горовий**, доцент

Сумський національний аграрний університет

*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 протічної 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 протічної частини відцентрового насосу зі шпаринними опорами-ущільненнями.*

**Ключові слова.** Відцентровий насос, шпаринне ущільнення, опора-ущільнення, виток рідини,