

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДНО – РОЗРАХУНКОВОГО ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КУТОВОЇ ЖОРСТКОСТІ ШПАРИННОГО УЩІЛЬНЕННЯ

**Горовий Сергій Олександрович**

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет

ORSID: <https://orcid.org/0000-0003-4136-5965>

e-mail: [gorovyj64@gmail.com](mailto:gorovyj64@gmail.com) ,

[sergiy.gorovoy@snau.edu.ua](mailto:sergiy.gorovoy@snau.edu.ua)

**Анотація.** Гідродинамічні сили в шпаринних ущільненнях відцентрових насосів створюють істотний вплив на вібраційну активність ротора в цілому. Теоретичні й експериментальні дослідження різних авторів дозволили встановити структуру гідродинамічних сил і визначити величину коефіцієнтів радіальних сил. На спеціально створених лабораторних дослідних установках були отримані кількісні навантажувальні характеристики ротора в шпариннім ущільненні при різних перепадах тиску й значних кутах перекоосу вісі ротора щодо вісі ущільнення. Також були проведені статичні експерименти із шпаринними ущільненнями різної довжини при сталому перепаді тиску рідини й фіксованому куті перекоосу вісі ротора щодо вісі шпаринного ущільнення. Заданий кут перекоосу отримувався внаслідок дії на ротор різних за величиною зовнішніх сил. Згідно теоретично отриманих формул були побудовані залежності коефіцієнта кутової жорсткості шпаринного ущільнення від перепаду тиску та довжини шпаринного ущільнення. Порівняння теоретичних та дослідно – розрахункових залежностей вказує на їхній гарний кількісний збіг.

**Ключові слова.** Відцентровий насос, ротор насоса, шпаринне ущільнення, виток рідини, тиск рідини, ексцентриситет ротора, кут перекоосу ротора, гідродинамічні сили.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2021.1.6>

**Постановка проблеми в загальному вигляді.** Відцентрові насоси знайшли широке застосування в різних галузях господарства від атомної енергетики до сільськогосподарських виробництв і комунальних підприємств. За статистичними даними, саме гідромеханічна система “ротор – шпаринне ущільнення” створює понад 70 % усіх аварій відцентрових насосів (злам ротора, зачіпання його за статорні втулки шпаринних ущільнень, ушкодження втулок ущільнень, зношування останніх і т.п.) [1]. Гідродинамічні сили в зазорах безконтактних ущільнень можуть створювати втрату динамічної стійкості й руйнівні для насосів автоколивання ротора. І ці ж сили можуть стабілізувати ротор, суттєво знизивши його вібраційну активність. Саме гідромеханічна система “ротор – шпаринне ущільнення” впливає на працездатність усього відцентрового насоса [2, 3].

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Фундаментальне відображення методології розрахунку гідродинамічних параметрів безконтактних ущільнень одержало в роботах професора В. А. Марцинковського [2, 3, 4, 5]. Були отримані аналітичні лінеаризовані вирази коефіцієнтів радіальних сил у шпариннім ущільненні для ламінарної й турбулентної течії в'язкої нестисненої рідини в короткій кільцевій шпарині ( $l < r$ , тобто довжина шпарини менше її радіуса) з врахуванням конусності зазору й перекоосу вісей роторної й статорної втулок ущільнення. Внаслідок перекоосу вісей змінюється сумарний ексцентриситет ротора, що враховується добавками до радіальних сил через додаткові коефіцієнти. Також було вказано на те, що дія циркуляційної сили може привести до втрати ротором динамічної стійкості, що супроводжується автоколиваннями зі значною амплітудою.

Теоретичні й експериментальні результати досліджень радіальних сил у випадку турбулентної течії рідини в коротких шпаринних ущільненнях відображені в роботах А. М. Гулого [6], І. М. Бєди [7]. Отримані цими вченими вирази для коефіцієнтів радіальних гідродинамічних сил у шпаринних ущільненнях дають результати досить близькі до розра-

хунків по теоретичних залежностях, які були отримано в роботі [8].

**Формулювання цілей статті (постановка завдання).** У даній роботі поставлене завдання дослідно – розрахунковим шляхом одержати кількісні значення коефіцієнта кутової жорсткості шпаринного ущільнення для різних величин перепаду тиску на ущільненні. Також одержати залежність коефіцієнта кутової жорсткості від довжини ущільнення. Провести співставлення результатів розрахунків згідно теоретично отриманих виразів для коефіцієнта кутової жорсткості з результатами вимірів на спеціально створених дослідних установках.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** З урахуванням загального підходу Марцинковського В. А. автором даного дослідження були отримані вирази для проекцій гідродинамічної сили на вісі нерухомої системи координат, як функції ексцентриситету ротора і його кутових переміщень. Вирази для проекцій сил представлені в компактній матричній формі [8]:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} K_s & \omega q \\ -\omega q & K_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b & \omega q \\ -\omega q & b \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \\ &+ \begin{bmatrix} m_* & 0 \\ 0 & m_* \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{K}_s & \omega \bar{q} \\ -\omega \bar{q} & \bar{K}_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_y \\ v_z \end{bmatrix} + \\ &+ \begin{bmatrix} \bar{b} & \omega \bar{q} \\ -\omega \bar{q} & \bar{b} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{v}_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{m}_* & 0 \\ 0 & \bar{m}_* \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{v}_z \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (1)$$

де радіальні й **кутові** (зі штрихом зверху) коефіцієнти сил:

$$K_s = (2h_0)^{-1} \pi r l \Delta P (\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_1^2 + \alpha_2^2),$$

$$\bar{K}_s = (4h_0)^{-1} \pi r l^2 \Delta P \times$$

$$\times \left[ 1 + \alpha_1 - \alpha_2 - 2(\alpha_1^2 + \alpha_2^2) - 4\alpha_1\alpha_2 + (\alpha_1 + \alpha_2)4K(\xi_0)^{-1} \right],$$

$b, m_*, \bar{b}, \bar{m}_*, g = m_*, \bar{g} = \bar{m}_*, q = 0,5 \cdot b, \bar{q} = 0,5 \cdot \bar{b}$  - коефіцієнти наведені в роботі [8],

$$\xi_0 = \xi_1 - \xi_2 + \lambda l / (2h_0); \alpha_1 = \xi_1 / \xi_0; \alpha_2 = \xi_2 / \xi_0.$$

Коефіцієнт  $K$  в виразах сил дозволяє враховувати ( $K=1$ ) або не враховувати ( $K=0$ ) інерційні ефекти рідини в шпариннім ущільненні.

При перекосах і кутових коливаннях ротора в шпариннім ущільненні виникають кутові складові гідродинамічної сили. Їх походження пов'язане з деформацією епюри тиску в ущільненні, обумовлену кутовими переміщеннями вала в шпариннім ущільненні. Такий поділ гідродинамічної сили на

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\omega}{2} \cdot \alpha_v & \alpha_e \\ \alpha_e & -\frac{\omega}{2} \cdot \alpha_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \alpha_v \\ \alpha_v & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_v & -\frac{\omega}{2} \cdot \beta_{vv} \\ \frac{\omega}{2} \cdot \beta_{vv} & \beta_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\beta_{vv} & 0 \\ 0 & -\beta_{vv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \end{bmatrix}, \quad (2)$$

де  $\alpha_e, \alpha_v, \beta_v, \beta_{vv}$  - коефіцієнти наведені в роботі [9].

З отриманих аналітичних виразів (1) і (2) особливу увагу привертає коефіцієнт кутової жорсткості  $\bar{K}_S$ . Саме кутовою жорсткістю шпаринного ущільнення задається власна частота кутових коливань ротора в ущільненнях.

З метою практичного визначення коефіцієнта кутової жорсткості шпаринного ущільнення був створений експериментальний стенд. Основою експериментального стенда була дослідна головка, яка дозволила провести статичні випробування ротора в шпаринних ущільненнях (рис. 1).

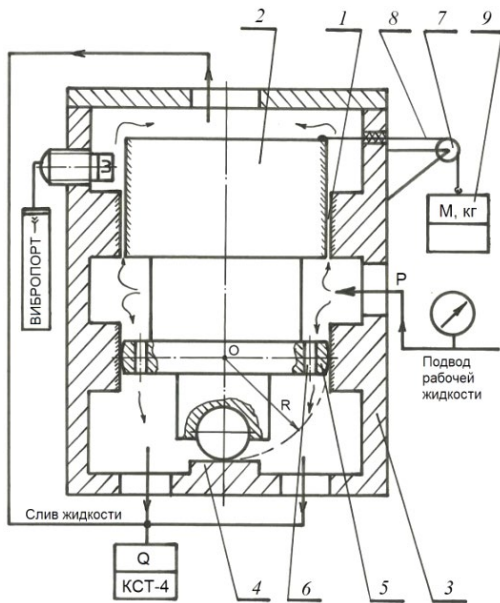


Рис. 1 - Схема гідралічної головки для статичних випробувань шпаринного ущільнення:

- 1 - шпаринне ущільнення, 2 - вал, 3 - гідралічний корпус,
- 4 - під'ятник вала, 5 - кільцева опора вала, 6 - пропускні отвори, 7 - блок, 8 - тросик, 9 - вантаж,
- 10 - датчик переміщення.

На експериментальній головці мал. 1 були зроблені непрямі виміри коефіцієнта кутової жорсткості шпаринного ущільнення відповідно до силової схеми навантаження вала (рис. 2).

кутові й залежні від ексцентриситету складові можливо, оскільки вони є функціями незалежних параметрів - ексцентриситету й кутів перекосу ротора в ущільненні. Оскільки епюри тиску вздовж вісі шпаринного ущільнення для всіх складових гідродинамічних сил змінюються або по лінійному, або за параболічному законам [4, 6], то перенос рівнодіючих у серединний перетин шпаринного ущільнення породжує моменти сил щодо вісей  $x$  і  $y$ , що проходять через центр цього перетину. В роботі [9] були отримані вирази для моментів пружної, демпфуючої й циркуляційної сил, породжених як ексцентриситетом, так і перекосом вісі ротора в шпариннім ущільненні.

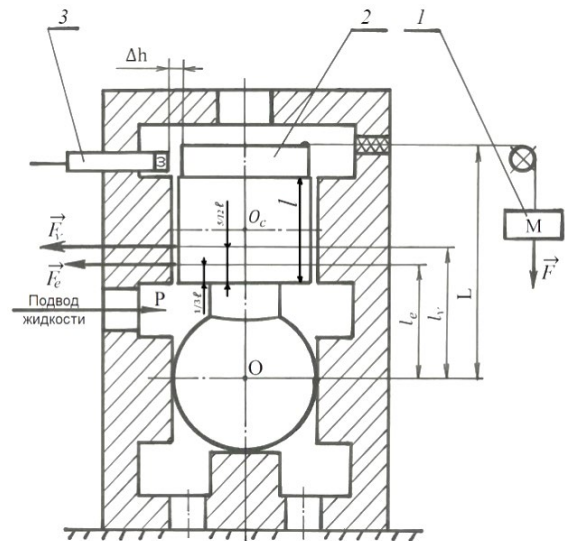


Рис. 2 - Силову схему навантаження вала:  
1 - вантаж масою М, 2 - вал, 3 - датчик переміщення.

Пружна гідростатична сила в шпариннім ущільненні виникає як реакція рідинного шару в шпариннім ущільненні на статичне навантаження вала при його кутовому переміщенні внаслідок малого повороту навколо центру  $O$ . Тароване навантаження досягалося за допомогою вантажу 1, сила ваги якого через тросик прикладалася до вала 2. Переміщення вала  $\Delta h$ , яке в цьому випадку характеризує реакцію рідинного шару шпаринного ущільнення довжиною  $l$  на зовнішню силу  $F$ , вимірялося датчиком переміщення 3. Теоретичні й експериментальні дослідження [6, 7, 8] по визначенню коефіцієнта радіальної гідростатичної жорсткості шпаринного ущільнення дають досить подібні між собою результати. Це дозволяє використовувати коефіцієнт радіальної гідростатичної жорсткості як розрахункову константу при визначенні коефіцієнта кутової жорсткості шпаринного ущільнення.

Коефіцієнт кутової жорсткості отримувався дослідно - розрахунковим шляхом, виходячи з умови рівноваги вала під дією моментів сил щодо центру повороту - центру  $O$  (рис. 2):

$$-F \cdot L + F_v \cdot l_v + F_e \cdot l_e = 0, \quad (3)$$

де  $F$  - сила зовнішнього навантаження;

$F_e$  - рівнодіюча сила радіальної жорсткості шпаринного

ущільнення;

$F_v$  – рівнодіюча сила кутової жорсткості шпаринного ущільнення;

$l_e$  – плече радіальної сили  $F_e$  щодо центру  $O$ ;

$l_v$  – плече кутової сили  $F_v$  щодо центру  $O$ .

Геометричні розміри шпаринного ущільнення (рис. 1):

$$\begin{aligned} \text{радіус ущільнення: } r &= 30 \text{ мм} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \\ \text{довжина ущільнення: } l &= 20 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \\ \text{радіальний зазор: } h_0 &= 0,2 \text{ мм} = 2,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}. \end{aligned} \quad (4)$$

Гідравлічні коефіцієнти з формул (3) за даними роботи [6] мають значення:

$$\xi_1 = 1,1; \quad \xi_2 = 0,05; \quad \lambda = 0,04. \quad (5)$$

Плече  $L$  сили зовнішнього навантаження  $F$  (рис. 2):

$$L = r + l + 15 \text{ мм} = 6,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}. \quad (6)$$

Теоретичні викладки роботи [4] дозволяють прийняти центри прикладання сил  $F_e$  і  $F_v$  на таких відстанях від вхідної частини шпаринного ущільнення довжиною  $l$  (рис. 2):

$$F_e \text{ на відстані } \frac{1}{3}l, \quad F_v \text{ на відстані } \frac{5}{12}l. \quad (7)$$

З урахуванням формули (7), рис. 1 і рис. 2, маємо вирази для  $OO_c$ ,  $l_e$ ,  $l_v$ :

$$OO_c = r + \frac{1}{2}l, \quad l_e = r + \frac{1}{3}l, \quad l_v = r + \frac{5}{12}l. \quad (8)$$

З урахуванням виразів (4) одержуємо числові значення для  $OO_c$ ,  $l_e$ ,  $l_v$ :

$$OO_c = 4 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad l_e = 3,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad l_v = 3,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}. \quad (9)$$

При малому повороті навколо центру  $O$  верхній кінець вала переміщується на  $\Delta h$  із плечем повороту  $L$ , а центр шпаринного ущільнення  $O_c$  із плечем повороту  $OO_c$  переміщується на величину радіального ексцентриситету  $e_c$ . При цьому маємо вирази для  $e_c$ :

$$e_c = \frac{\Delta h}{L} \cdot OO_c \quad (10)$$

Кут повороту вісі вала визначається виразом:

$$\nu = \frac{\Delta h}{L}. \quad (11)$$

Величини сил  $F_e$  і  $F_v$  залежать від ексцентриситету й кута повороту вісі вала, а також від радіальної й кутової жорсткості шпаринного ущільнення з формул (3):

$$F_e = K_s \cdot e_c, \quad F_v = \bar{K}_s \cdot \nu \quad (12)$$

З рівняння (5) з урахуванням виразів (10), (11), (12) одержуємо вираз для  $\bar{K}_s$ :

$$\bar{K}_s = F \cdot L^2 \cdot (\Delta h \cdot l_v)^{-1} - K_s \cdot OO_c \cdot l_e \cdot l_v^{-1}. \quad (13)$$

Вираз для  $K_s$  з формул (3) з урахуванням геометричних і гідравлічних даних (4), (5) зручно представити у вигляді:

$$K_s = 0,857 \cdot \Delta P, \quad (14)$$

де  $\Delta P$  – перепад тиску на шпариннім ущільненні в [МПа] =  $10^6$  Па.

Тепер перетворимо вираз (13) з урахуванням (9) і (14) до вигляду:

$$\bar{K}_s = (11,1 \cdot \left(\frac{F}{\Delta h}\right) - 3,4 \cdot \Delta P) \cdot 10^4, \quad (15)$$

де  $F$  – сила зовнішнього навантаження в [Н];

$\Delta h$  – переміщення кінця вала в [мкм] =  $10^{-6}$  м;

$\Delta P$  – перепад тиску на шпариннім ущільненні в [МПа] =  $10^6$  Па.

Відношення  $\frac{F}{\Delta h}$  визначається за рис. 3 для кожної

експериментальної навантажувальної лінії при даному перепаді тиску на шпариннім ущільненні.

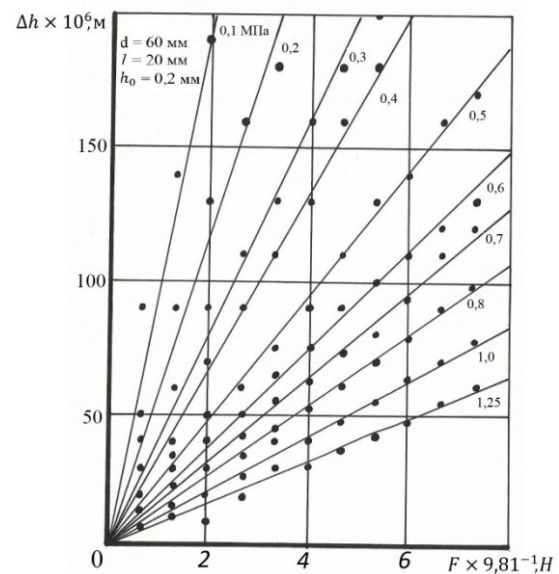


Рис. 3 – Характеристики навантаження вала

Зручно представити вираз для  $\bar{K}_s$  з формул (3) з урахуванням формул (6), (7) у вигляді:

$$\bar{K}_s = 6,06 \cdot 10^{-2} \cdot \Delta P \quad (16)$$

де  $\Delta P$  – перепад тиску на шпариннім ущільненні в [МПа] =  $10^6$  Па.

Розрахункові по формулі (16) та дослідно-розрахункові значення коефіцієнта кутової жорсткості  $\bar{K}_s$  шпаринного ущільнення по формулі (15) для різних перепадів тиску  $\Delta P$ , зведено в таблицю 1.

Вигляд побудов по рис. 4 демонструє задовільний збіг дослідно – розрахункових даних з теоретичною прямою.

З метою перевірки впливу довжини гладкого шпаринного ущільнення на величину коефіцієнта кутової жорсткості  $\bar{K}_s$  ущільнення були отримані експериментальні точки силового навантаження вала 2 (рис. 1, 2) при фіксованому значенні перепаду тиску на шпариннім ущільненні:  $\Delta P = 0,5 \cdot 10^6$  Па.

Таблиця 1.

$\Delta P \times 10^{-6}$ , Па	$\frac{F}{h}$ , МкМ	$\bar{K}_s \times 10^{-4}$ , Н розрахунок (15)	$\bar{K}_s \times 10^{-4}$ , Н теорія (16)
0,1	0,105	0,83	0,606
0,2	0,174	1,25	1,21
0,3	0,25	1,8	1,82
0,4	0,3	2,0	2,42
0,5	0,43	3,07	3,03
0,6	0,53	3,84	3,64
0,7	0,64	4,7	4,24
0,8	0,74	6,2	4,85
1,0	1,0	7,7	6,06
1,25	1,27	9,85	7,58

Сталий переки втулки вала 2 у шпириннім ущільненні задавався зміщенням  $\Delta h = 100 \text{ мкм} = 10^{-4} \text{ м}$ . (рис. 1, 2), що забезпечувалося встановленням необхідної величини сили зовнішнього навантаження  $F$  за рахунок різної величини маси  $M$  вантажу 1. Довжина  $l$  шпиринного ущільнення змінювалася через кожні 5 мм.

За даними таблиці 1 маємо залежності коефіцієнта кутової жорсткості від перепаду тиску на шпириннім ущільненні (рис. 4).

Для розрахунку величини коефіцієнта кутової жорсткості  $\bar{K}_s$  при відомій експериментальній величині сили  $F$  і довжині шпиринного ущільнення  $l$  використовувалася формула (15), у яку входили величини для  $OO_c$ ,  $l_e$  і  $l_v$  з формул (10), а також  $K_s$  з формул (3).

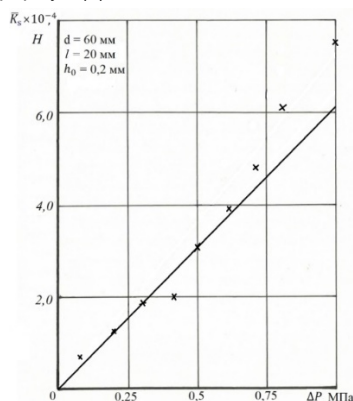


Рис. 4. Залежність коефіцієнта кутової жорсткості шпиринного ущільнення від перепаду тиску  
++ - експериментально-розрахункові точки по формулі (15),  
----- - теоретична розрахункова пряма по формулі (16)

Отримані теоретично – розрахункові, експериментальні й дослідно - розрахункові дані зведено в таблицю 2.

Таблиця 2.

$l \times 10^3$ , м	$OO_c \times 10^3$ , м	$l_e \times 10^3$ , м	$l_v \times 10^3$ , м	$K_s \times 10^3$ , Н/м	$F$ , Н	$\bar{K}_s \times 10^{-4}$ , Н розрахунок (13)	$\bar{K}_s \times 10^{-4}$ , Н теорія (3)
10	35	33,3	34,2	2,91	14	0,74	0,94
15	37,5	35	36,3	3,72	25	1,63	1,86
20	40	36,6	38,3	4,25	45	3,3	3,03
25	42,5	38,3	40,4	4,63	66	5,0	4,6
30	45	40	42,5	4,92	88	6,8	6,4

За даними таблиці 2 маємо залежність коефіцієнта кутової жорсткості від довжини шпиринного ущільнення при сталому перепаді тиску на ущільненні (рис. 5).

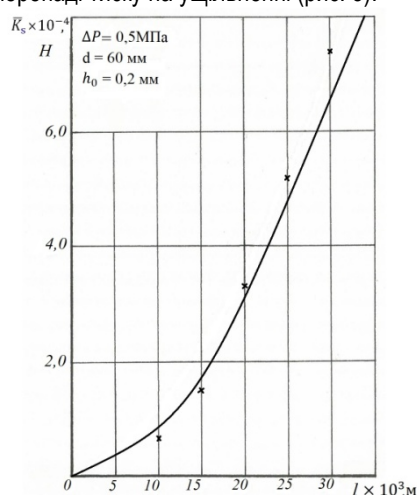


Рис. 5. Залежність коефіцієнта кутової жорсткості від довжини шпиринного ущільнення  
++ - експериментально-розрахункові точки по формулі (13),  
----- - розрахункова крива по формулах (3)

Вигляд побудов по рис. 5 демонструє задовільний збіг дослідно – розрахункових точок з теоретичною кривою.

#### Висновки з даного дослідження.

Внаслідок обробки отриманих дослідно – розрахунковим шляхом даних по визначенню коефіцієнта кутової жорсткості шпиринного ущільнення була встановлена задовільна відповідність між теоретичною й дослідно – розрахунковою залежностями для даного параметра шпиринного ущільнення як функції перепаду тиску на ущільненні. Також був отриманий задовільний збіг для теоретичної й дослідно – розрахункової залежностей коефіцієнта кутової жорсткості шпиринного ущільнення від довжини ущільнення. Отримані результати дозволяють використовувати теоретичні залежності коефіцієнта кутової жорсткості шпиринного ущільнення в інженерних розрахунках.

### 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. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций. Расчет. Конструирование. Эксплуатация. / В.А. Марцинковский, С.С. Шевченко – Університетська книга, 2016. – 472 с.
6. Гулый А. Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений / А. Н. Гулый - Дис. ...канд. техн. наук. - Сумы, 1989. - 218 с.
7. Беда И. Н. Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор - щелевые уплотнения. / И. Н. Беда - Дис. ...канд. техн. наук. - М., 1992. - 192 с.
8. Горовий С.О. Розрахунок гідравлічних радіальних та кутових сил гладкого шпаринного ущільнення / С.О. Горовий // Вісник СНАУ, серія "Механізація та автоматизація виробничих процесів", 2019. - № 2 (36) - С. 7-14.
9. Горовий С.О. Оціночний гідравлічний розрахунок силових моментів шпаринного ущільнення / С.О. Горовий // Вісник СНАУ, серія "Механізація та автоматизація виробничих процесів", розділ "Агротехсервіс", 2017. - № 10 (32) - С. 20 - 23.

**Gorovoi S. A., Sumy National Agrarian University (Ukraine)**

### **Experimental - calculated determination results angular rigidity of slot seal**

**Summary.** *Hydrodynamic forces in throat seals of centrifugal pumps have a significant effect on the vibrational activity of the rotor as a whole. Theoretical and experimental studies of various authors made it possible to establish the structure of hydrodynamic forces and determine the values of the coefficients of radial forces. On a specially created laboratory experimental setup, quantitative loading characteristics of the rotor in a slotted seal were obtained at various pressure drops and large angles of misalignment of the rotor axis relative to the seal axis. Also, static experiments were carried out with slot seals of different lengths at a constant fluid pressure drop and a fixed angle of misalignment of the rotor axis relative to the axis of the wear seal. The specified skew angle was obtained due to the action on the rotor of various external forces in magnitude. According to the theoretically obtained formulas, the dependences of the angular stiffness coefficient of the throat seal on the pressure drop and the length of the throat seal were plotted. Comparison of theoretical and experimental - calculated dependences indicates their good quantitative agreement.*

**Keywords.** *Centrifugal pump, pump rotor, throat seal, fluid flow rate, fluid pressure, rotor eccentricity, rotor tilt angles, hydrodynamic forces.*

Дата надходження до редакції: 26.02.2021