МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Загорулько Андрій Васильович

УДК 621.891

ДИСЕРТАЦІЯ
«НАУКОВІ ОСНОВИ ТРИБОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ГЕРМЕТИЗАЦІЇ, ЗМАЩЕННЯ ТА СТІЙКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН»

Спеціальність 05.02.04 – тертя та зношування в машинах
Галузь знань 13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

А.В. Загорулько

Науковий консультант: Марцинковський Володимир Альбінович, доктор технічних наук, професор

Суми – 2026

АНОТАЦІЯ

Загорулько А.В. Наукові основи трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах» (13 – Механічна інженерія). – Сумський державний університет, Суми, 2026.

Дисертаційна робота присвячена розв'язанню важливої науково-технічної проблеми трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин за рахунок застосовування нових високоефективних конструкцій шпаринних і торцевих ущільнень та опор та конструктивних способів підвищення їх жорсткістних характеристик і демпфуючих властивостей.

На основі числового аналізу, виконаного методом скінченних об'ємів, визначено гідродинамічні сили та моменти, що виникають у зазорах «коротких» і «довгих» шпаринних ущільнень. Показано, що «довгі» шпарини характеризуються більшими коефіцієнтами жорсткості та демпфування і можуть ефективно використовуватись як ущільнення-опори. Встановлено, що при значному переважанні окружної швидкості над осьовою у ламінарному режимі течії потік у «довгій» шпарині набуває спіралеподібної структури, що може спричиняти втрату динамічної стійкості ротора.

Розв'язано нестаціонарну задачу просторової течії у кільцевому каналі шпаринного ущільнення-опори з урахуванням прецесійного руху вала в пускових та усталених режимах роботи. Показано, що кільцева щілина виконує одночасно функції повноохоплюючого гідродинамічного підшипника та ущільнення із заданим перепадом тиску. Встановлено, що при великих ексцентриситетах і наявності закрутки потоку на вході можливе виникнення динамічної нестійкості ротора. Урахування динамічних коефіцієнтів жорсткості

та демпфування ущільнень-опор дозволяє суттєво підвищити точність прогнозування ротородинамічних характеристик багатоступеневих насосів.

Методом малих збурень розв'язано двовимірну задачу течії в шпаринному ущільненні та визначено межі застосування моделі «короткої» шпарини залежно від співвідношення довжини ущільнення до його діаметра для розрахунку коефіцієнтів жорсткості, демпфування та приєднаної маси.

Досліджено бульбашкову двофазну течію в шпаринному ущільненні з використанням однорідної ейлер-ейлерової полідисперсної моделі з урахуванням підйомної сили, сили змащення біля стінки та турбулентного розсіювання. Отримано закономірності впливу газовмісту на структуру потоку, гідродинамічні сили та втрати енергії.

Експериментально і розрахунково досліджено вплив геометричних розмірів і наявності радіальних ребер в з'єднувальних камерах, збільшеного розміру з'єднувальної камери і дифузору другої шпарини на витоки і радіальні та тангенціальні сили реакції мастильного шару в зазорі двох- та трьохшпаринних ущільнень. Визначено механізм течії рідини в багатошпаринному ущільненні та визначено вплив тангенціального коефіцієнту тертя на статорній стінці на тангенціальну гідродинамічну силу.

На основі числового аналізу деформівних плаваючих ущільнювальних кілець показано, що навіть за дифузорної форми вихідної частини зазору забезпечується статична та динамічна стійкість ротора.

Проведено розрахунковий аналіз герметичності та ротородинамічних характеристик демпферних лункових ущільнень. Порівняння їх характеристик зі стільниковими, з сіткою отворів та кишеньковими демпферними ущільненнями показало переваги запропонованих конструкцій та методів їх розрахунку для високообертових турбомашин.

Розроблено аналітичний метод розрахунку характеристик газового регулятора перепаду тиску прямої дії для системи сухих газових ущільнень, який дозволяє відбудовуватись від можливого режиму динамічної нестійкості

та забезпечувати підтримання необхідного перепаду тиску у всього робочому діапазоні відцентрового компресора.

Методами обчислювальної гідродинаміки розв’язано задачі нестаціонарної течії мастильного шару в зазорі та термогазодинамічного розрахунку запірних торцевих імпульсних ущільнень. Проведено верифікацію розрахункових моделей з експериментальними даними, які отримані на спеціалізованих експериментальних стендах. Визначено вплив геометричних параметрів, теплових і силових деформацій кілець та динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування на ефективність роботи ущільнення.

Розроблено методику числового розрахунку термогідродинамічної задачі для упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони, яка дозволяє проаналізувати тепловий стан упорного підшипника з отворами для охолодження термонавантаженої зони та зі скребками для відведення нагрітого мастила від колодки. Отримані нові наукові дані про гідродинамічний режим мащення в упорному підшипнику ковзання.

Розроблено методику числового розв’язання задачі гідродинамічного змащення кулькових підшипників, які змащуються рідиною, що перекачується (рідкий азот). Отримані результати числового визначення розподілу тисків, гідродинамічних сил та моменту тертя і виконано порівняння їх з результатами існуючого експерименту.

Удосконалено аналітичний метод розрахунку, який описує радіально-осьові коливання запірного врівноважуючого пристрою відцентрового насоса парового котла.

Отримано результати числового аналізу динаміки імпульсного газового ущільнення, основаного на числовому розв’язанні нестаціонарного рівняння Рейнольдса для змащення і динаміки руху статорного кільця. Показано, що після запуску агрегату торцеві поверхні розділяються газовою плівкою, товщина якої коливається навколо середнього значення та збільшується зі швидкістю та глибиною камер, але зменшується при підвищенні тиску ущільнювального газу.

Розроблено теоретичні основи розв’язання задачі гідродинамічного змащення з урахуванням контактної взаємодії поверхонь і податливості набивки для торцевого сальникового ущільнення з податливим дном і гідродинамічним розвантаженням пари тертя.

Виконано порівняльний аналіз динамічних характеристик безконтактних газових торцевих ущільнень з модифікованими поверхнями (конусність, спіральні канавки, хвилястість, радіальні канавки). Встановлено, що амплітуда коливань статора залежить від численних факторів. Кутова швидкість та висота застосованих модифікацій поверхні є одними з найважливіших. Правильний вибір робочих та геометричних параметрів може значно зменшити амплітуду кутових коливань статора і забезпечити динамічну стійкість.

Розроблено методики статичного та динамічного розрахунків запірних імпульсних ущільнень, запірного пристрою осьового врівноваження та багатошпаринних ущільнень.

За результатами кваліфікаційних досліджень, створені методики числового та аналітичного розрахунку статичних та динамічних характеристик нових конструкцій ущільнень та опор відцентрових машин, які впроваджені на підприємствах машинобудівної галузі України. Деякі з них реалізовані у вигляді програмних додатків до програмного комплексу ANSYS.

Ключові слова: гідростатичне, гідродинамічне та змішане змащення, обчислювальна гідродинаміка, методи планування експерименту, задача пружногідродинамічного змащення, термогазодинамічна задача, трибомеханічні, витратні і ротородинамічні характеристики, коефіцієнти жорсткості і демпфування, запірні імпульсні ущільнення, запірний пристрій осьового врівноваження, регулятор перепаду тиску, ущільнення-опори, двох- та трьохшпаринні ущільнення, демпферні лункові ущільнення, деформовані плаваючі ущільнення, торцеві сальникові ущільнення, упорний колодковий підшипник ковзання, криогенний кульковий підшипник.

Основні результати дисертаційних досліджень опубліковані у 87 наукових працях.

У фахових виданнях, що внесені

до наукометричних баз даних SCOPUS та/або WoS:

1. А.В. Загорулько. Теоретические и экспериментальные исследования торцовых затворных импульсных уплотнений с дискретным подводом. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий* 08/2015; 4(7(76)):45-52 (Q3; https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.48298; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84980027955&origin=recordpage).

2. Zahorulko, A. Experimental investigation of mechanical properties of stuffing box packings. *Sealing Technology* 2015(8):7-13 (Q4; https://doi.org/10.1016/S1350-4789(15)30244-0; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84940506180&origin=recordpage).

3. Загорулько А., Лісовенко Д., Марцинковський В. Розробка та дослідження торцевого запірного імпульсного ущільнення відцентрового компресора. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий* 02/2016; 1(7(79)):30-39. (Q3; https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59884; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84960847656&origin=recordpage).

4. Slawomir Blasiak, Andriy V. Zahorulko. A Parametric and Dynamic Analysis of Non-Contacting Gas Face Seals with Modified Surfaces. *Tribology International*, Volume 94, February 2016, Pages 126–137. (Q1; https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.08.014; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84941299537&origin=recordpage).

5. Pozovnyi, O., Zahorulko, A., Krmela, J., Artyukhov, A., Krmelová, V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump, in dependence on the chambers' sizes (2020). *Manufacturing Technology*, 20 (3), pp. 361-367 (Q3; https://journalmt.com/artkey/mft-202003-0007_calculation-of-the-characteristics-of-the-multi-gap-seal-of-the-centrifugal-pump-in-depend-ence-on-the-chamber.php;

https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85090984049&origin=recordpage).

6. Zahorulko, A.V., Lee, Y.-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part I: Leakage performance (2021). *Mechanical Systems and Signal Processing,* 147, 107024 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107024; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85088998734&origin=recordpage).

7. Kim, J., Ha, Y., Zahorulko, A., Lee, Y. Performance assessments and simulations of ROT (radial outflow turbine) for back-pressure turbine generator system (2021). *Energy*, 228, 120551 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120551; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85104079805&origin=recordpage).

8. Zahorulko, A.V., Lee, Y.-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part II: Rotordynamic characteristics (2021). *Mechanical Systems and Signal Processing,* 147, 107154 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107154; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85089006596&origin=recordpage).

9. Peczkis G, Wiśniewski P, Zahorulko A. Experimental and Numerical Studies on the Influence of Blade Number in a Small Water Turbine. *Energies.* 2021; 14(9):2604 (Q1; https://doi.org/10.3390/en14092604; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85106398952&origin=recordpage).

10. Zahorulko A.V., Lee Y.-B. Dynamic behavior and difference pressure control of difference pressure regulator for dry gas seals (2022). *Mechanical Systems and Signal Processing,* 165, 108350 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108350; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85113404530&origin=recordpage).

11. Zahorulko, A., Borsuk, S., Peczkis, G. (2022). Computational analysis of sealing and stability of a deformable floating and fixed rings of an annular seal. *Journal of Engineering Sciences*, Vol. 9(1), pp. D20-D29

(https://jes.sumdu.edu.ua/computational-analysis-of-sealing-and-stability-of-a-deformable-floating-and-fixed-rings-of-an-annular-seal/; https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:001222788700012).

12. Zahorulko A., Peczkis G., Sapozhnykov Y. (2022). Numerical calculation of 2-way FSI problem of face packing seal: Analysis of parameters change influence. *Journal of Engineering Sciences,* Vol. 9(2), pp. E12-E20. https://jes.sumdu.edu.ua/numerical-simulation-of-2-way-fsi-problem-of-face-packing-seal-impact-of-parameters-change/; https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:001222703500007).

13. Zahorulko, A., Pozovnyi, O., Peczkis, G. (2023). CFD study of radial and tangential forces in two-annular seals. *Tribology International,* 184, 108449 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108449; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85151881207&origin=recordpage).

14. Andriy Zahorulko, Oleksandr Pozovnyi, Grzegorz Peczkis, Experimental and CFD analysis of static and dynamic rotor stabilities in three-annular seals, Tribology International, Volume 185, 2023, 108566. (Q1; https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108566; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85158000416&origin=recordpage).

15. Noël Brunetière, Andriy Zahorulko, Jean Bouyer, Numerical Simulation of the Behavior of Impulse Gas Seals, Tribology Online, 2024, Volume 19, Issue 4, Pages 360-366 (Q3; https://doi.org/10.2474/trol.19.360; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85198339391&origin=recordpage).

У матеріалах конференцій, що внесені

до наукометричних баз даних SCOPUS та/або WoS:

16. Gaft, J., Martsinkovsky, V., Zagorulko, A., Gromyko, V. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance (2003) *International Conference on*

Fluid Sealing, pp. 505-520 (https://surl.li/vefzvl; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-2642552273&origin=recordpage).

17. V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko, S. Gudkov, S. Mischenko. Analysis of buffer impulse seal. *Procedia Engineering*, Volume 39, 2012, pp. 43-50 (https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.006; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84901012235&origin=recordpage).

18. Andrzej Korczak, Volodymyr Marcinkovskyy, Grzegorz Peczkis, Andriy Zahorulko. Diagnosis of the phenomenon of flow as an inspiration to inventions in the domain of constructing hydraulic machines. *Procedia Engineering*, Volume 39, 2012, pp. 286-302 (https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.035; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84901021609&origin=recordpage).

19. A. Radionov, A. Podoltsev, A. Zahorulko. Finite-element analysis of magnetic field and the flow of magnetic fluid in the core of magnetic-fluid seal for rotational shaft. *Procedia Engineering*, Volume 39, 2012, pp. 327-338 (https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.038; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84893174410&origin=recordpage).

20. A. Zahorulko, C. Kundera, S. Hudkov. Determination of mechanical characteristics of stuffing box packings. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 08/2017; 233(1):012039 (https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/233/1/012039; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85029897854&origin=recordpage).

21. C. Kundera, V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko. Remarks on modeling the flexible seal ring housing. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 08/2017; 233(1):012034 (https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-

899X/233/1/012034; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85029901386&origin=recordpage).

22. Martsynkovskyy, V.A., Hudkov, S.M., Zahorulko, A.V., Kundera, C. Dynamics of impulse seals with tubular feeders (2021). *Journal of Physics: Conference Series*, 1741 (1), 012033 (https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1741/1/012033; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85101839526&origin=recordpage).

У фахових спеціалізованих виданнях:

23. Czeslaw Kundera, Vladimir Martsinkovsky, Andrey Zahorulko. Drgania pierscienia podatnie zamocowanego w bezstykowym uszczelnieniu czolowym. *Вісник Технологічного університету Поділля*, №6, Ч.1, Т.2, 2003. P. 230-234 (http://surl.li/gewzef).

24. Загорулько А.В., Кундера Ч., Харин М.Ю. Исследование влияния проводимости подводящего дросселя на статические характеристики затворного импульсного уплотнения. *Вісник Сумського державного університету.* Серія Технічні науки, 2005. - №1(73). – Р. 76-85 (https://surl.li/svnbuv).

25. Загорулько А.В., Кундера Ч. Теоретические и экспериментальные исследования затворных импульсных уплотнений с непрерывным подводом. *Вісник Сумського національного аграрного університету.* Серія “Механізація та автоматизація виробничих процесів”, випуск №11(14), 2005. – С. 65-73 (https://surl.li/jsgtvl).

26. Герасимива Е.П., Загорулько А.В., Кундера Ч. Программное приложение для автоматизированного расчета динамических характеристик роторов центробежных машин. *Вісник Сумського національного аграрного університету.* Серія “Механізація та автоматизація виробничих процесів”, випуск №9(15), 2006. – С. 168-176 (https://surl.lu/pzclbe).

27. Загорулько А., Герасиміва К., Пликін М. Числовий аналіз динамічних характеристик шпаринних ущільнень. *Машинознавство*, №10, 2007. – С. 23-29 (https://surl.lu/pamrty).

28. Загорулько А.В., Гудков С.Н. Экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*, №3 (109), частина 1, 2007. – С. 91-97 (https://surl.li/myrmhe).

29. Кундера Ч., Михальский Д., Загорулько А.В. Экспериментальные исследования саморегулируемого торцового уплотнения. *Вісник Сумського державного університету.* Серія Технічні науки, №1, 2007. – С. 39-45 (https://surl.li/ppnhls).

30. Е.П. Герасимива, А.В. Загорулько, В.С. Ноздренков. Численное решение двумерной задачи течения жидкости в щелевом уплотнении методом конечных объемов. *Проблемы машиностроения*, №6 -2009. - С. 23-29 (https://surl.li/yzvmfk).

31. А.В. Загорулько, К.П. Герасимива, Е.И. Алтынцев, С.Н. Гудков. Компьютерное моделирование пространственного течения в кольцевом канале щелевого уплотнения-опоры. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий,* №6/7(42) - 2009. - С. 22-27 (https://surli.cc/gflgvp).

32. Марцинковский В.А., Загорулько А.В., Мищенко С.А. Динамика затворной гидропяты. *Вісник Сумського державного університету.* Серія Технічні науки, № 2, 2010. С. 24-34 (https://surl.li/pbhvny).

33. Загорулько А.В., Гудков С.Н. Решение задачи упругогидродинамической смазки для пары трения торцевого сальникового уплотнения. *Вісник Сумського державного університету.* Серія Технічні науки, №3, 2010. С. 75-82 (https://surl.li/viabfn).

34. С.Н. Гудков, А.В. Загорулько. Ресурсные испытания торцовых уплотнений с реверсивными канавками. *Технологический аудит и резервы производства* - № 1/1(21), 2015:11-15 (http://nbuv.gov.ua/UJRN/Tatrv_2015_1%281%29__4).

35. Д.О. Кайота, А.В. Загорулько, С.В. Паненко. Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. *Компрессорное и энергетическое машиностроение,* № 3 (53) Сентябрь 2018, С. 2-7 (http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2018_3_3).

36. Д.В. Лісовенко, А.В. Загорулько, В.А. Марцинковський. Числовий розрахунок трибологічних характеристик торцевої пари зі спіральними канавками. *Компрессорное и энергетическое машиностроение,* № 1 (55) Март 2019, С.13-17 (http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2019_1_5).

37. А.В. Загорулько, В.А. Марцинковський. Нестаціонарний аналіз двофазної течії та динамічних коефіцієнтів кільцевих ущільнень. *Компрессорное и энергетическое машиностроение,* № 2 (56) Июнь 2019, С. 24-30 (http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2019_2_7).

38. Sapozhnykov, Y., & Zahorulko, A. (2024). Computational studies of stuffing box packing seal wear mechanism using the Archard model. *Problems of Tribology*, *29*(2/112), 6–15 (https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-6-15).

39. Izemenko, V., Zahorulko, A., & Zahorulko, Y. (2024). Leakage and rotordynamic coefficients of labyrinth-scallop seals. *Problems of Tribology*, *29*(4/114), 14–23 (https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-114-4-14-23).

У іноземних спеціалізованих виданнях:

40. Гафт Я.З., Кундера Ч., Бережной И.С., Загорулько А.В., Харин М.Ю. Экспериментальные исследования двойных импульсных уплотнений. *Компрессорная техника и пневматика*, №2, 2005. – С. 26-30 (https://surl.li/vlscth).

41. Cz. Kundera, A. Korczak, A. Zagorulko, K. Gerasimiva, M. Plykin. Numerical simulations of short and long annular seal. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology*, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №7, 2007. – P. 77-89 (https://surl.li/ivxllh).

42. A. Zahorulko, S. Gudkov, J. Gaft. Experimental investigations of physical-mechanical properties of packings. *Scientific Proceedings of Kielce University of*

Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №10, 2008. – P. 115-121 (https://surl.lt/kdrrup).

43. A. Zahorulko, S. Korolev, S. Gudkov. Theoretical and experimental investigations of difference pressure regulator „gas-gas" of dry gas seals systems of compressors. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology*, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №10, 2008. – P. 123-138 (https://surl.li/jgrblg).

44. A. Zahorulko, K. Gerasimiva, Y. Altyncev. Numerical analysis of annular seals-bearings. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology*, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №10, 2008. – P. 105-113 (https://surl.li/efvmwb).

45. Andrzej Korczak, Grzegorz Peczkis, Andrzej Zagorulko. Badania laboratoryjne ruchowych uszczelnień czołowych z elastoplastycznym pierścieniem oporowym. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology*, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №13, 2009. - P. 196-205 (https://surl.lu/wexags).

46. Andrzej Korczak, Roman Kustosz, Andriej Zahorulko. Centrifugal pump for supporting operation of heart left ventricular. *Pumps and pumping stations*, 4/2010 - P. 32-34 (https://surl.li/elkoya).

47. Andrzej Korczak, Wołodimir A. Marcinkowski, Grzegorz Peczkis, Andriej W. Zagorulko. Badania uszczelnień czołowych ze szczeliwem elastoplastycznym. Napędy i sterowanie, Nr. 5 Maj 2011 r., P. 114 – 121 (https://surli.cc/jxmebc).

48. Andriy Zahorulko, Oleksandr Pozovnyi, Grzegorz Peczkis. Badania numeryczne uszczelnienia dwupierścieniowego. *Pompy Pompownie*, 1/2023. P. 84-94 (https://surl.lu/owextv).

За матеріалами і тезами конференцій:

49. Jakov Gaft, Vladimir Martsinkovsky, Andrey Zagorulko. Sealing mechanism and radial stuffing box seals calculation. Proceedings of X International Engineering Conference *"Hermetic sealing, vibroreliability and ecological safety of pump and compressor equipment"*, Volume 2, SUMY (Ukraine), 2002. - P. 46-57 (https://surl.li/ubvcdd).

50. Czeslaw Kundera, Dariush Mekhalski, Andrey Zagorulko. Experimental modeling of an active face seal. Proceedings of XI International Engineering Conference *"Hermetic sealing, vibroreliability and ecological safety of pump and compressor equipment"*, Volume 2, SUMY (Ukraine), 2005. - P. 105-115 (https://surl.li/ywxzua).

51. V. Martsinkovsky, J. Gaft, B. Gromyko, A. Zahorulko. Dry Gas Buffer Impulse Seal Investigations. Proc.XI Int. Conf. *Seals and Sealing Technology in Machines and Devices*. Wroclaw, 2007. – P. 141-147 (https://surl.li/dgqyko).

52. Загорулько Андрей, Нефедов Александр. Численное моделирование течения газа в проточной части ступени центробежного компрессора с лабиринтными уплотнениями / Труды XIII Международной инженерной конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», Харьков (Украина), 2009.

53. Cz. Kundera, V.A. Martsinkovskyy, A.V. Zahorulko, J.Z. Gaft. Analysis of Buffer Impulse Seal with External Feeders. Proc. Int. Conference *"Seals and Sealing Technology in machines and devices"*, Wroclaw-Kudowa Zdroj, 26-28 maja 2010, Poland. – P. 129-140 (https://surli.cc/cvtrdw).

54. A. Zahorulko, S. Gudkov. Solution of problem concerning elastohydrodynamic lubrication for friction pair of face packing seal. Proc. XIII Int. Conference *on Sealing Technology*, Stuttgart, Germany, 2010. – P. 317-326 (https://surl.li/qntmph).

55. A. Zahorulko. Solution of Unsteady Problem of Gas Flow in Buffer Impulse Seal with Differential Pressure Regulator. Proceedings of 17th International *Sealing Conference*, Stuttgart, September 13-14, 2012, pp. 546-554 (https://surl.lu/kdeaof).

56. Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Kundera Cz., Gaft J. Theoretical and experimental investigations of buffer face impulse seals. Proceedings of 11th EDF-Pprime Workshop: *"Behavior of Dynamic Seals in Unexpected Operating Conditions"*, Futuroscope, September 27, 2012, pp. 70-80 (https://surli.cc/ewoulo).

57. Y. Ha, J. Kim, A. Zahorulko, Y. Lee. Performance prediction according to tip clearance of radial turbine using CFD. Korean Society for Fluid Machinery Conference, 11/2018, p. 355-356 (https://surl.li/sdvwqj).

58. A. Zahorulko. Buffer Seals with Self-Adjusting Clearance for Chemical Pump and Compressor Machinery. Korean KOSC International Conference. – Pocheon, Republic of Korea – 2018. P. 11 (https://surl.li/xepjoc).

59. A. Zahorulko, W. Kwak, B. Choi, Y. Lee. CFD study of fluid dynamic forces acting on cage of cryogenic ball bearing under hydrodynamic lubrication conditions. Korean Tribology Society (KTS) 67th Spring Conference 2019, 17-19 April 2019, Jeju, Korea, p. 71-72 (https://surl.lu/ojhwqs).

60. D. Kong, W. Kwak, A. Zahorulko, Y. Lee. Monitoring and diagnosis technology of turbo machine system using Augmented Reality (AR) technology. Summer Conference of the Korean Fluid Machinery Society, Phoenix Pyeongchang, 2019.07.03 ~ 07.05 (https://surl.li/xmbctx).

61. A. Zahorulko, D. Kayota, Vas. Martsynkovskyy, J. Boyer, M. Fillon. Thermohydrodynamic study of tilting pad thrust bearing with oil film cooling. 18th EDF/Pprime Workshop *"Challenges in Sliding Bearing Technologies for Clean and Low Carbon Energy Applications"*, EDF Lab Paris-Saclay – October 10&11, 2019 (https://surl.lt/tliiag).

62. A. Zahorulko, D. Lisovenko, N. Brunetiere, J. Boyer. Thermoelastohydrodynamic and vibration analysis of gas face impulse seals for high operating parameters and CO_2 applications. 19th Pprime Workshop: *"Sealing challenges in sustainable applications"*, Futuroscope, October 15, 2020 – 9 p. (https://surl.li/dmlqdk).

63. Zahorulko A. and Pozovnyi O. Influence of multi-annular seals on leakages and rotordynamics of centrifugal pumps. 21th Pprime Workshop: *"Sealing challenges in high speed applications"*, Angoulême, October 6, 2022, 16 p. (https://surli.cc/okxelk).

64. Гафт Я.З., Кундера Ч., Загорулько А.В., Марцинковский В.А. Механизм герметизации, расчет и конструкции торцовых сальниковых уплотнений. *Технологии XXI века.* Сборник статей по материалам 10-й международной научно-практической конференции. Том 2 / Под ред. д.т.н., проф. Захарова Н.В. – Сумы: СНАУ, 2003. С. 3-9 (https://surli.cc/dsnymn).

65. Загорулько А.В., Билаш В.Н., Герасимива Е.П., Кундера Ч. Виртуальный стенд для исследования гидродинамических характеристик уплотнений. *Технологии XXI века.* Сборник статей по материалам 13-й международной научно-практической конференции. Сумы: СНАУ, 2006. С. 61 (https://surli.cc/bpbkqi).

66. Гудков С.Н., Загорулько А.В., Кундера Ч. Решение задачи упрогидродинамической смазки для торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения. *Технологии XXI века.* Сборник статей по материалам 13-й международной научно-практической конференции. Сумы: СНАУ, 2006. С. 61-62 (https://surli.cc/bpbkqi).

67. Анжей Корчак, Андрій Загорулько, Іван Павленко. Аналіз динаміки осьового зрівноважувального пристрою з пружньоопертою подушкою. Сьомий міжнародний *симпозіум українських інженерів-механіків* у Львові: Львів: КІНПАТРІ ЛТД. 18-20 травня 2005 р. С. 21-22 (https://surl.li/ydxuyj).

68. Андрій Загорулько, Катерина Герасиміва. Числове моделювання тривимірної течії у кільцевому каналі шпаринного ущільнення. Восьмий міжнародний *симпозіум українських інженерів-механіків* у Львові: Львів: КІНПАТРІ ЛТД. 23-25 травня 2007 р. С. 63-64 (https://surl.li/asymbt).

69. Андрій Загорулько, Сергій Гудков, Чеслав Кундера. Числове моделювання задачі гідропружності та оптимізація геометрії структур нагнітання торцевих сальникових ущільнень. 3-я міжнародна науково-технічна конференція *«Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»*, 7-9 листопада 2012 р. м. Львів: КІНПАТРІ ЛТД. С. 117 (https://surl.li/zmqhvw).

70. Паненко С.В., Кайота Д.О., Загорулько А.В. Експериментальні та обчислювальні дослідження упорного підшипника ковзання. Міжнародна науково-технічна конференція *"Прогресивна техніка технологія та інженерна освіта"*, м. Київ, 19 – 22 червня 2018 р. С. 227-228 (https://surl.li/qhvswt).

71. Дмитро Кайота, Андрій Загорулько. Числовий розрахунок упорного підшипника ковзання відцентрового компресора. 6-а міжнародна науково-

технічна конференція *«Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»*: Матеріали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД. - 2018. 25 - 26 жовтня 2018 р. С. 109-111 (https://surl.li/cvvhax).

72. N. Brunetière, A. Zahorulko, J. Bouyer, 2023, "Dynamic behavior of textured impulse seals", 9th International Tribology Conference, 25-30 September, Fukuoka, Japan, Presentation 30-H-05. P.1-15 (https://surl.li/gszqjf).

73. N. Brunetière, A. Zahorulko, J. Bouyer, 2024, “Numerical Study of Textured Impulse Gas Seals”, 78th STLE Annual Meeting & Exhibition, May 19-23, 2024, Minneapolis, Minnesota (USA), Presentation 4001211. P.1-20 (https://surl.lu/rolrsj).

74. Zahorulko A., Brunetière N., Blasiak S., Bouyer J. CFD simulation of the thermohydrodynamic problem of a gas buffer impulse seal. 23rd Cetim Pprime Workshop: “Seals for green power generation”, Futuroscope, October 17, 2024, P.1-14 (https://surl.lu/ritcke).

За патентами та свідоцтвами:

75. В.А. Марцинковский, Я.З. Гафт, А.В. Загорулько. Уплотнение вала. Патент RU 2181453. – 2002 (https://surl.lu/zyxobi).

76. Andrzej Korczak, Włodzimierz A. Marcinkowski, Grzegorz Peczkis, Andrzej W. Zagorulko. Zespół tarczy odciążającej siłę osiową pompy do zasilania kotłów parowych. Patent of Poland PL 209054 B1. - 29.07.2011 (https://api-ewyszukiwarka.pue.uprp.gov.pl/api/collection/4a9f8744ad0d94c0a7eb72296fa3b6ed#search=%22209%20054%22).

77. Andrzej Korczak, Grzegorz Peczkis, Andrey Zagorulko. Pozioma pompa odśrodkowa wielostopniowa. Patent of Poland PL 216809 B1. - 30.05.2014 (https://api-ewyszukiwarka.pue.uprp.gov.pl/api/collection/0b56692f35ff93daccce733a79795bb8)

78. С.М. Гудков, А.В. Загорулько. Сальникове ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Патент на корисну модель України №141983, 12.05.2020, Бюл. № 9 (https://surl.li/xeknvk).

79. Загорулько А.В., Таран І.В. Комп’ютерна програма "ROLL_ПОДШИПНИК". Рішення про реєстрацію договору, який стосується права автора на твір, реєстраційний номер 6385 від 28.10.2021 – Номер заявки s202100398, 21.10.2021 (https://surl.li/ddszbm).

80. Загорулько А.В. Комп’ютерна програма "ROLL_Торцеве ущільнення". Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №109303 від 10.11.2021 – Номер заявки s202107535, 21.10.2021 (https://surl.li/ttqjau).

81. Загорулько А.В. Комп’ютерна програма "ДИНРОТОР". Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №109033 від 02.11.2021 – Номер заявки s202107268, 11.10.2021 (https://surl.lu/phfrru).

82. Загорулько А.В. Комп’ютерна програма «ROLL-ГИДРОПЯТА». Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №109306 від 10.11.2021 - Номер заявки s202107532, 21.10.2021 (https://surl.lu/gheecp).

83. Загорулько А.В. Запірне торцеве імпульсне ущільнення з регулюванням тиску запірного середовища. Пат. на корисну модель 160618 Україна: МПКF16J 15/34. №u 2024 05986; заявл. 2024-12-17; опубл. 2025-09-24, Бюл. № 39 (https://surli.cc/jnasqm).

84. Загорулько А.В., Позовний О.О. Двохшпаринне ущільнення зі з'єднувальною камерою збільшеного радіального розміру. Патент на корисну модель України №160315. 27.08.2025, Бюл. № 35 (https://surl.li/foqqsd).

85. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір «Науковий твір «Методика інженерного розрахунку торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя»» № 140588 Україна / Загорулько А.В., Гудков С.М.; СумДУ; заяв. 2025-09-09; опубл. 2025-11-06 (https://surl.li/dciqyj).

За розділами монографій:

86. Герасиміва К.П., Загорулько А.В., Ноздренков В.С. Розрахунок динамічних характеристик коротких та довгих шпаринних ущільнень: Вибронадежность и герметичность центробежных машин: монография / под редакцией В.А.

Марцинковского, А.В. Загорулько. - Сумы: Сумский государственный университет, 2011. - С. 135-145 (https://surl.li/pxxehw).

87. Dynamics and design problems of centrifugal machines. Collective monograph / edited by Czeslaw Kundera and Volodymyr Martsynkovskyy. Kielce 2016 – 106 p. Andriy Zahorulko, Sergii Gudkov. Chapter 5. Experimental definition of tribomechanical characteristics of stuffing box packings. P. 64-74 (https://surl.lu/qskywc).

ABSTRACT

Zahorulko A.V. Scientific bases of tribological providing of sealing, lubrication and stability characteristics of centrifugal machine rotors. - Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.02.04 "Friction and wear in machines" (13 - Mechanical Engineering). - Sumy State University, Sumy, 2026.

The dissertations is devoted to solving an important scientific and technical problem of tribological providing sealing, lubrication and stability characteristics of rotors of centrifugal machines by using new highly efficient designs of annular and face seals and bearings and constructive methods of increasing their stiffness characteristics and damping properties.

Based on numerical analysis performed by the finite volume method, the hydrodynamic forces and moments arising in the clearances of “short” and “long” annular seals were determined. It was shown that “long” annulus are characterized by higher stiffness and damping coefficients and can be effectively used as seals-bearings. It was established that with a significant predominance of the circumferential velocity over the axial velocity in the laminar flow regime, the flow in the “long” annulus acquires a spiral structure, which can cause a loss of dynamic stability of the rotor.

The unsteady problem of spatial flow in the annular channel of the annular seal-bearing was solved taking into account the whirl motion of the shaft in the starting and steady-state operating modes. It is shown that the annular clearance simultaneously performs the functions of a full- coverage hydrodynamic bearing and a seal with a given pressure drop. It is established that with large eccentricities and the presence of a swirl flow at the inlet, dynamic instability of the rotor may occur. Taking into account the dynamic stiffness coefficients and damping of the seals-

bearings allows to significantly increase the accuracy of predicting the rotor-dynamic characteristics of multistage pumps.

The two-dimensional flow problem in a annular seal was solved using the small perturbation method and the limits of application of the “short” annulus model were determined depending on the ratio of the seal length to its diameter for calculating the stiffness coefficients, damping and attached mass.

The bubbly two-phase flow in a annular seal was investigated using a homogeneous Euler-Euler polydisperse model taking into account the lifting force, the wall lubrication force and turbulent dispersion. The regularities of the influence of gas content on the flow structure, hydrodynamic forces and energy losses were obtained.

The influence of geometric dimensions and the presence of radial ribs in the connecting chambers, the increased size of the connecting chamber and the diffuser of the second gap on leakages and radial and tangential reaction forces of the lubricating layer in the clearance of two- and three-annular seals were experimentally and computationally investigated. The nature of the fluid flow in a multi-annular seal was determined and the influence of the tangential friction coefficient on the stator wall on the tangential hydrodynamic force was determined.

Based on the numerical analysis of deformable floating sealing rings, it was shown that even with the diffuser shape of the outlet part of the clearance, static and dynamic stability of the rotor is ensured.

A computational analysis of the sealing and rotordynamic characteristics of damper scallop seals was carried out. Comparison of their characteristics with honeycomb, hole pattern and pocket damper seals showed the advantages of the proposed designs and methods of their calculation for high-speed turbomachines.

An analytical method for calculating the characteristics of a direct-acting gas pressure differential regulator for a dry gas seal system has been developed, which allows recovering from a possible dynamic instability mode and ensuring the maintenance of the required pressure difference in the entire operating range of the centrifugal compressor.

The problems of unsteady flow of the lubricating layer in the gap and thermogasdynamic calculation of buffer face impulse seals have been solved using computational fluid dynamic methods. Verification of calculation models with experimental data obtained on specialized experimental stands has been carried out. The influence of geometric parameters, thermal and force deformations of the rings and dynamic stiffness and damping coefficients on the efficiency of the seal has been determined.

A method for numerical calculation of the thermohydrodynamic problem for a thrust bearing with scrapers and cooling of the thermally loaded zone has been developed, which allows analyzing the thermal state of a thrust bearing with holes for cooling the thermally loaded zone and with scrapers for removing heated oil from the pad. New scientific data on the hydrodynamic lubrication regime in a thrust bearing have been obtained.

A method for numerical solution of the problem of hydrodynamic lubrication of ball bearings lubricated by a pumped fluid (liquid nitrogen) has been developed. The results of numerical determination of the pressure distribution, hydrodynamic forces and friction moment have been obtained and their comparison with the results of existing experiment.

The analytical calculation method describing the radial-axial vibrations of the buffer balancing device of a steam boiler centrifugal pump has been improved.

The results of the numerical analysis of the dynamics of the buffer gas seal based on the numerical solution of the unsteady Reynolds equation for lubrication and the dynamics of the stator ring motion have been obtained. It is shown that after starting the unit, the face surfaces are separated by a gas film, the thickness of which fluctuates around the average value and increases with the rotational speed and depth of the cavities, but decreases with increasing pressure of the sealed gas.

The theoretical bases of solving the problem of hydrodynamic lubrication are developed, taking into account the contact interaction of surfaces and the compliance of the packing for a face packing seal with a flexible bottom and hydrodynamic unloading of friction pairs.

A comparative analysis of the dynamic characteristics of non-contact gas mechanical seals with modified surfaces (conicity, spiral grooves, waviness, radial grooves) is performed. It has been established that the amplitude of stator oscillations depends on numerous factors. The angular velocity and height of the applied surface modifications are among the most important. The correct choice of operating and geometric parameters can significantly reduce the amplitude of stator angular oscillations and ensure dynamic stability.

Methods for static and dynamic calculations of buffer impulse seals, buffer axial balancing devices and multi-annular seals have been developed.

According to the results of qualification studies, methods for numerical and analytical calculation of static and dynamic characteristics of new designs of seals and bearings of centrifugal machines have been created, which are implemented at the companies of the machine-building industry of Ukraine. Some of them are implemented in the form of applications to the ANSYS software package.

Keywords: hydrostatic, hydrodynamic and mixed lubrication, computational fluid dynamics, design of experiment methods, elastohydrodynamic lubrication problem, thermogasdynamic problem, tribomechanical, flow and rotordynamic characteristics, stiffness and damping coefficients, buffer impulse seals, buffer axial balancing device, differential pressure regulator, seals-bearings, two- and three-annular seals, damping scallop seals, deformed floating ring seals, face packing seals, thrust pad sliding bearing, cryogenic ball bearing.

The main results of the dissertation study were published in 87 scientific works.

In professional journals included

in the scientometric databases SCOPUS and/or WoS:

1. A.V. Zahorulko. Theoretical and experimental studies of face buffer impulse seals with discrete supply. *East European Journal of Advanced Technologies* 08/2015; 4(7(76)):45-52 (Q3; https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.48298; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84980027955&origin=recordpage).

2. Zahorulko, A. Experimental investigation of mechanical properties of stuffing box packings. *Sealing Technology* 2015(8):7-13 (Q4; https://doi.org/10.1016/S1350-4789(15)30244-0; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84940506180&origin=recordpage).

3. Zahorulko A., Lisovenko D., Martsynkovskyy V. Development and investigation of a face buffer impulse seal for a centrifugal compressor. *East European Journal of Advanced Technologies* 02/2016; 1(7(79)):30-39. (Q3; https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59884; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84960847656&origin=recordpage).

4. Slawomir Blasiak, Andriy V. Zahorulko. A Parametric and Dynamic Analysis of Non-Contacting Gas Face Seals with Modified Surfaces. *Tribology International*, Volume 94, February 2016, Pages 126–137. (Q1; https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.08.014; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84941299537&origin=recordpage).

5. Pozovnyi, O., Zahorulko, A., Krmela, J., Artyukhov, A., Krmelová, V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump, in dependence on the chambers' sizes (2020). *Manufacturing Technology*, 20 (3), pp. 361-367 (Q3; https://journalmt.com/artkey/mft-202003-0007_calculation-of-the-characteristics-of-the-multi-gap-seal-of-the-centrifugal-pump-in-depend-ence-on-the-chamber.php; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85090984049&origin=recordpage).

6. Zahorulko, A.V., Lee, Y.-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part I: Leakage performance (2021). *Mechanical Systems and Signal* Processing, 147, 107024 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107024; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85088998734&origin=recordpage).

7. Kim, J., Ha, Y., Zahorulko, A., Lee, Y. Performance assessments and simulations of ROT (radial outflow turbine) for back-pressure turbine generator system (2021). *Energy*, 228, 120551 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120551;

https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85104079805&origin=recordpage).

8. Zahorulko, A.V., Lee, Y.-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part II: Rotordynamic characteristics (2021). *Mechanical Systems and Signal Processing*, 147, 107154 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107154; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85089006596&origin=recordpage).

9. Peczkis G, Wiśniewski P, Zahorulko A. Experimental and Numerical Studies on the Influence of Blade Number in a Small Water Turbine. *Energies*. 2021; 14(9):2604 (Q1; https://doi.org/10.3390/en14092604; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85106398952&origin=recordpage).

10. Zahorulko A.V., Lee Y.-B. Dynamic behavior and difference pressure control of difference pressure regulator for dry gas seals (2022). *Mechanical Systems and Signal Processing*, 165, 108350 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108350; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85113404530&origin=recordpage).

11. Zahorulko, A., Borsuk, S., Peczkis, G. (2022). Computational analysis of sealing and stability of a deformable floating and fixed rings of an annular seal. *Journal of Engineering Sciences*, Vol. 9(1), pp. D20-D29 (https://jes.sumdu.edu.ua/computational-analysis-of-sealing-and-stability-of-a-deformable-floating-and-fixed-rings-of-an-annular-seal/; https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:001222788700012).

12. Zahorulko A., Peczkis G., Sapozhnykov Y. (2022). Numerical calculation of 2-way FSI problem of face packing seal: Analysis of parameters change influence. *Journal of Engineering Sciences*, Vol. 9(2), pp. E12-E20. https://jes.sumdu.edu.ua/numerical-simulation-of-2-way-fsi-problem-of-face-packing-seal-impact-of-parameters-change/; https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:001222703500007).

13. Zahorulko, A., Pozovnyi, O., Peczkis, G. (2023). CFD study of radial and tangential forces in two-annular seals. *Tribology International*, 184, 108449 (Q1; https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108449; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85151881207&origin=recordpage).

14. Andriy Zahorulko, Oleksandr Pozovnyi, Grzegorz Peczkis, Experimental and CFD analysis of static and dynamic rotor stabilities in three-annular seals, *Tribology International*, Volume 185, 2023, 108566. (Q1; https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108566; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85158000416&origin=recordpage).

15. Noël Brunetière, Andriy Zahorulko, Jean Bouyer, Numerical Simulation of the Behavior of Impulse Gas Seals, *Tribology Online*, 2024, Volume 19, Issue 4, Pages 360-366 (Q3; https://doi.org/10.2474/trol.19.360; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85198339391&origin=recordpage).

In conference proceedings included

in the scientometric databases SCOPUS and/or WoS:

16. Gaft, J., Martsinkovsky, V., Zagorulko, A., Gromyko, V. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance (2003) *International Conference on Fluid Sealing*, pp. 505-520 (https://surl.li/vefzvl; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-2642552273&origin=recordpage).

17. V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko, S. Gudkov, S. Mischenko. Analysis of buffer impulse seal. *Procedia Engineering*, Volume 39, 2012, pp. 43-50 (https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.006; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84901012235&origin=recordpage).

18. Andrzej Korczak, Volodymyr Marcinkovskyy, Grzegorz Peczkis, Andriy Zahorulko. Diagnosis of the phenomenon of flow as an inspiration to inventions in the domain of constructing hydraulic machines. *Procedia Engineering*, Volume 39, 2012, pp. 286-302 (https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.035; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84901021609&origin=recordpage).

19. A. Radionov, A. Podoltsev, A. Zahorulko. Finite-element analysis of magnetic field and the flow of magnetic fluid in the core of magnetic-fluid seal for rotational shaft. *Procedia Engineering*, Volume 39, 2012, pp. 327-338 (https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.038; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84893174410&origin=recordpage).

20. A. Zahorulko, C. Kundera, S. Hudkov. Determination of mechanical characteristics of stuffing box packings. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 08/2017; 233(1):012039 (https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/233/1/012039; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85029897854&origin=recordpage).

21. C. Kundera, V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko. Remarks on modeling the flexible seal ring housing. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 08/2017; 233(1):012034 (https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/233/1/012034; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85029901386&origin=recordpage).

22. Martsynkovskyy, V.A., Hudkov, S.M., Zahorulko, A.V., Kundera, C. Dynamics of impulse seals with tubular feeders (2021). *Journal of Physics: Conference Series*, 1741 (1), 012033 (https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1741/1/012033; https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85101839526&origin=recordpage).

In professional specialized publications:

23. Czeslaw Kundera, Vladimir Martsinkovsky, Andrey Zahorulko. Drgania pierscienia podatnie zamocowanego w bezstykowym uszczelnieniu czolowym. *Bulletin of the Podillia University of Technology*, №6, Ч.1, Т.2, 2003. P. 230-234 (http://surl.li/gewzef).

24. Zahorulko A.V., Kundera Ch., Kharin M.Yu. Study of the influence of the conductivity of the supply throttle on the static characteristics of the buffer impulse seal. *Bulletin of Sumy State University. Technical Science Series*, 2005. - №1(73). – P. 76-85 (https://surl.li/svnbuv).

25. Zahorulko A.V., Kundera Ch. Theoretical and experimental studies of buffer impulse seals with continuous supply. *Bulletin of Sumy National Agrarian University. Series "Mechanization and automation of manufacturing processes"*, issue №11(14), 2005. – P. 65-73 (https://surl.li/jsgtvl).

26. Gerasimiva E.P., Zahorulko A.V., Kundera Ch. Software application for automated calculation of the dynamic characteristics of rotors of centrifugal machines. *Bulletin of Sumy National Agrarian University. Series "Mechanization and automation of manufacturing processes"*, issue №9(15), 2006. – P. 168-176 (https://surl.lu/pzclbe).

27. Zahorulko A., Gerasimiva K., Plikin M. Numerical analysis of the dynamic characteristics of annular seals. *Mechanical engineering*, №10, 2007. – P. 23-29 (https://surl.lu/pamrty).

28. Zahorulko A.V., Hudkov S.N. Experimental studies of new designs of face packing seals with hydrodynamic unloading of the friction pair. *Bulletin of the Volodymyr Dahl Eastern Ukrainian National University*, №3 (109), part 1, 2007. – P. 91-97 (https://surl.li/myrmhe).

29. Kundera Ch., Michalsky D., Zahorulko A.V. Experimental studies of a self-regulating mechanical seal. *Bulletin of Sumy State University. Technical Science Series*, №1, 2007. – P. 39-45 (https://surl.li/ppnhls).

30. E.P. Gerasimiva, A.V. Zahorulko, V.S. Nozdrenkov. Numerical solution of a two-dimensional problem of liquid flow in an annular seal by the finite volume method. *Problems of Mechanical Engineering*, №6 -2009. - P. 23-29 (https://surl.li/yzvmfk).

31. A.V. Zahorulko, K. P. Gerasimiva, E. I. Altyntsev, S. N. Gudkov. Computer modeling of spatial flow in a channel of an annular seal-bearing. *East European Journal of Advanced Technologies*, №6/7(42) - 2009. - P. 22-27 (https://surli.cc/gflgvp).

32. Martsynkovskyy V.A., Zahorulko A.V., Mishchenko S.A. Dynamics of the buffer axial balancing device. *Bulletin of Sumy State University. Technical Science Series*, № 2, 2010. P. 24-34 (https://surl.li/pbhvny).

33. Zahorulko A.V., Hudkov S.N. Solution of the problem of elastohydrodynamic lubrication for the friction pair of the face packing seal. *Bulletin of Sumy State University. Technical Science Series*, №3, 2010. P. 75-82 (https://surl.li/viabfn).

34. S.N. Hudkov, A.V. Zahorulko. Resource tests of mechanical seals with reversible grooves. *Technological audit and production reserves* - № 1/1(21), 2015:11-15 (http://nbuv.gov.ua/UJRN/Tatrv_2015_1%281%29__4).

35. D.O. Kayota, A.V. Zahorulko, S.V. Panenko. Analysis of thermal state of thrust tilting pad sliding bearing. *Compressor and power engineering*, No. 3 (53) September 2018, P. 2-7 (http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2018_3_3).

36. D.V. Lisovenko, A.V. Zahorulko, V.A. Martsynkovskyy. Numerical calculation of tribological characteristics of a face pair with spiral grooves. *Compressor and power engineering*, No. 1 (55) March 2019, P.13-17 (http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2019_1_5).

37. A.V. Zahorulko, V.A. Martsynkovskyy. Unsteady analysis of two-phase flow and dynamic coefficients of annular seals. *Compressor and power engineering*, No. 2 (56) June 2019, P. 24-30 (http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2019_2_7).

38. Sapozhnykov, Y., & Zahorulko, A. (2024). Computational studies of stuffing box packing seal wear mechanism using the Archard model. *Problems of Tribology*, *29*(2/112), 6–15 (https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-6-15).

39. Izemenko, V., Zahorulko, A., & Zahorulko, Y. (2024). Leakage and rotordynamic coefficients of labyrinth-scallop seals. *Problems of Tribology*, *29*(4/114), 14–23 (https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-114-4-14-23).

In foreign specialized publications:

40. Gaft Ya.Z., Kundera Ch., Berezhnoy I.S., Zahorulko A.V., Kharin M.Yu. Experimental studies of double impulse seals. *Compressor technology and pneumatics*, №2, 2005. – P. 26-30 (https://surl.li/vlscth).

41. Cz. Kundera, A. Korczak, A. Zagorulko, K. Gerasimiva, M. Plykin. Numerical simulations of short and long annular seal. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology*, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №7, 2007. – P. 77-89 (https://surl.li/ivxllh).

42. A. Zahorulko, S. Gudkov, J. Gaft. Experimental investigations of physical-mechanical properties of packings. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology*, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №10, 2008. – P. 115-121 (https://surl.lt/kdrrup).

43. A. Zahorulko, S. Korolev, S. Gudkov. Theoretical and experimental investigations of difference pressure regulator „gas-gas" of dry gas seals systems of compressors. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology*, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №10, 2008. – P. 123-138 (https://surl.li/jgrblg).

44. A. Zahorulko, K. Gerasimiva, Y. Altyncev. Numerical analysis of annular seals-bearings. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology*, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №10, 2008. – P. 105-113 (https://surl.li/efvmwb).

45. Andrzej Korczak, Grzegorz Peczkis, Andrzej Zagorulko. Badania laboratoryjne ruchowych uszczelnień czołowych z elastoplastycznym pierścieniem oporowym. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology*, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №13, 2009. - P. 196-205 (https://surl.lu/wexags).

46. Andrzej Korczak, Roman Kustosz, Andriej Zahorulko. Centrifugal pump for supporting operation of heart left ventricular. *Pumps and pumping stations*, 4/2010 - P. 32-34 (https://surl.li/elkoya).

47. Andrzej Korczak, Wołodimir A. Marcinkowski, Grzegorz Peczkis, Andriej W. Zagorulko. Badania uszczelnień czołowych ze szczeliwem elastoplastycznym. Napędy i sterowanie, Nr. 5 Maj 2011 r., P. 114 – 121 (https://surli.cc/jxmebc).

48. Andriy Zahorulko, Oleksandr Pozovnyi, Grzegorz Peczkis. Badania numeryczne uszczelnienia dwupierścieniowego. *Pompy Pompownie*, 1/2023. P. 84-94 (https://surl.lu/owextv).

For conference materials and abstracts:

49. Jakov Gaft, Vladimir Martsynkovskyy, Andrey Zagorulko. Sealing mechanism and radial stuffing box seals calculation. Proceedings of X International Engineering Conference *"Hermetic sealing, vibroreliability and ecological safety of pump and compressor equipment"*, Volume 2, SUMY (Ukraine), 2002. - P. 46-57 (https://surl.li/ubvcdd).

50. Czeslaw Kundera, Dariush Mekhalski, Andrey Zagorulko. Experimental modeling of an active face seal. Proceedings of XI International Engineering Conference *"Hermetic sealing, vibroreliability and ecological safety of pump and compressor equipment"*, Volume 2, SUMY (Ukraine), 2005. - P. 105-115 (https://surl.li/ywxzua).

51. V. Martsinkovsky, J. Gaft, B. Gromyko, A. Zahorulko. Dry Gas Buffer Impulse Seal Investigations. Proc.XI Int. Conf. *Seals and Sealing Technology in Machines and Devices*. Wroclaw, 2007. – P. 141-147 (https://surl.li/dgqyko).

52. Zahorulko Andriy, Nefedov Alexander. Numerical modeling of gas flow in the flow path of a centrifugal compressor stage with labyrinth seals / *Proceedings of the XIII International Engineering Conference "Improvement of Turbo Installations by Methods of Mathematical and Physical Modeling"*, Kharkiv (Ukraine), 2009.

53. Cz. Kundera, V.A. Martsinkovskyy, A.V. Zahorulko, J.Z. Gaft. Analysis of Buffer Impulse Seal with External Feeders. Proc. Int. Conference *"Seals and Sealing*

Technology in machines and devices", Wroclaw-Kudowa Zdroj, 26-28 maja 2010, Poland. – P. 129-140 (https://surli.cc/cvtrdw).

54. A. Zahorulko, S. Gudkov. Solution of problem concerning elastohydrodynamic lubrication for friction pair of face packing seal. Proc. XIII Int. Conference *on Sealing Technology*, Stuttgart, Germany, 2010. – P. 317-326 (https://surl.li/qntmph).

55. A. Zahorulko. Solution of Unsteady Problem of Gas Flow in Buffer Impulse Seal with Differential Pressure Regulator. Proceedings of 17th International *Sealing Conference*, Stuttgart, September 13-14, 2012, pp. 546-554 (https://surl.lu/kdeaof).

56. Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Kundera Cz., Gaft J. Theoretical and experimental investigations of buffer face impulse seals. Proceedings of 11th EDF-Pprime Workshop: *"Behavior of Dynamic Seals in Unexpected Operating Conditions"*, Futuroscope, September 27, 2012, pp. 70-80 (https://surli.cc/ewoulo).

57. Y. Ha, J. Kim, A. Zahorulko, Y. Lee. Performance prediction according to tip clearance of radial turbine using CFD. Korean Society for Fluid Machinery Conference, 11/2018, p. 355-356 (https://surl.li/sdvwqj).

58. A. Zahorulko. Buffer Seals with Self-Adjusting Clearance for Chemical Pump and Compressor Machinery. Korean KOSC International Conference. – Pocheon, Republic of Korea – 2018. P. 11 (https://surl.li/xepjoc).

59. A. Zahorulko, W. Kwak, B. Choi, Y. Lee. CFD study of fluid dynamic forces acting on cage of cryogenic ball bearing under hydrodynamic lubrication conditions. Korean Tribology Society (KTS) 67th Spring Conference 2019, 17-19 April 2019, Jeju, Korea, p. 71-72 (https://surl.lu/ojhwqs).

60. D. Kong, W. Kwak, A. Zahorulko, Y. Lee. Monitoring and diagnosis technology of turbo machine system using Augmented Reality (AR) technology. Summer Conference of the Korean Fluid Machinery Society, Phoenix Pyeongchang, 2019.07.03 ~ 07.05 (https://surl.li/xmbctx).

61. A. Zahorulko, D. Kayota, Vas. Martsynkovskyy, J. Boyer, M. Fillon. Thermohydrodynamic study of tilting pad thrust bearing with oil film cooling. 18th EDF/Pprime Workshop *"Challenges in Sliding Bearing Technologies for Clean and*

Low Carbon Energy Applications", EDF Lab Paris-Saclay – October 10&11, 2019 (https://surl.lt/tliiag).

62. A. Zahorulko, D. Lisovenko, N. Brunetiere, J. Boyer. Thermoelastohydrodynamic and vibration analysis of gas face impulse seals for high operating parameters and CO_2 applications. 19th Pprime Workshop: *"Sealing challenges in sustainable applications"*, Futuroscope, October 15, 2020 – 9 p. (https://surl.li/dmlqdk).

63. Zahorulko A. and Pozovnyi O. Influence of multi-annular seals on leakages and rotordynamics of centrifugal pumps. 21th Pprime Workshop: *"Sealing challenges in high speed applications"*, Angoulême, October 6, 2022, 16 p. (https://surli.cc/okxelk).

64. Gaft Ya.Z., Kundera Ch., Zahorulko A.V., Martsynkovskyy V.A. Sealing mechanism, calculation and design of face packing seals. *Technologies of the XXI century. Collection of articles based on the materials of the 10th international scientific and practical conference*. Volume 2 / Ed. by D.Sc. (Eng.), prof. Zakharov N.V. – Sumy: SNAU, 2003. P. 3-9 (https://surli.cc/dsnymn).

65. Zahorulko A.V., Bilash V.N., Gerasimiva E.P., Kundera Ch. Virtual stand for studying hydrodynamic characteristics of seals. *Technologies of the XXI century. Collection of articles based on the materials of the 13th international scientific and practical conference*. Sumy: SNAU, 2006. P. 61 (https://surli.cc/bpbkqi).

66. Hudkov S.N., Zahorulko A.V., Kundera Ch. Solution of the problem of hydrodynamic lubrication for a face packing seal with hydrodynamic unloading of the friction pair. *Technologies of the XXI century. Collection of articles based on the materials of the 13th international scientific and practical conference*. Sumy: SNAU, 2006. P. 61-62 (https://surli.cc/bpbkqi).

67. Andrzej Korczak, Andriy Zahorulko, Ivan Pavlenko. Analysis of the dynamics of an axial balancing device with an elastically supported pad. *Seventh International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv*: Lviv: KINPATRI LTD. May 18-20, 2005. P. 21-22 (https://surl.li/ydxuyj).

68. Andriy Zahorulko, Kateryna Gerasymiva. Numerical modeling of three-dimensional flow in a channel of an annular seal. *Eighth International Symposium of*

Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv: Lviv: KINPATRI LTD. May 23-25, 2007. P. 63-64 (https://surl.li/asymbt).

69. Andriy Zahorulko, Serhii Hudkov, Czeslaw Kundera. Numerical modeling of the hydroelasticity problem and optimization of the geometry of the discharge structures of face packing seals. *3rd International Scientific and Technical Conference "Theory and Practice of Rational Design, Manufacturing and Operation of Machine-Building Structures"*, November 7-9, 2012. Lviv: KINPATRI LTD. P. 117 (https://surl.li/zmqhvw).

70. Panenko S.V., Kayota D.O., Zahorulko A.V. Experimental and computational studies of a sliding thrust bearing. *International scientific and technical conference "Progressive engineering technology and engineering education"*, Kyiv, June 19-22, 2018. P. 227-228 (https://surl.li/qhvswt).

71. Dmytro Kayota, Andriy Zahorulko. Numerical calculation of the thrust bearing of a centrifugal compressor. *6th International Scientific and Technical Conference "Theory and Practice of Rational Design, Manufacturing and Operation of Machine-Building Structures": Proceedings of the 6th International Scientific and Technical Conference*. - Lviv: KINPATRI LTD. - 2018. October 25 - 26, 2018. P. 109-111 (https://surl.li/cvvhax).

72. N. Brunetière, A. Zahorulko, J. Bouyer, 2023, "Dynamic behavior of textured impulse seals", *9th International Tribology Conference*, 25-30 September, Fukuoka, Japan, Presentation 30-H-05. P.1-15 (https://surl.li/gszqjf).

73. N. Brunetière, A. Zahorulko, J. Bouyer, 2024, “Numerical Study of Textured Impulse Gas Seals”, *78th STLE Annual Meeting & Exhibition*, May 19-23, 2024, Minneapolis, Minnesota (USA), Presentation 4001211. P.1-20 (https://surl.lu/rolrsj).

74. Zahorulko A., Brunetière N., Blasiak S., Bouyer J. CFD simulation of the thermohydrodynamic problem of a gas buffer impulse seal. *23rd Cetim Pprime Workshop: “Seals for green power generation”*, Futuroscope, October 17, 2024, P.1-14 (https://surl.lu/ritcke).

By patents and certificates:

75. V.A. Martsynkovskyy, Ya.Z. Gaft, A.V. Zahorulko Shaft seal. Patent RU 2181453. – 2002 (https://surl.lu/zyxobi).

76. Andrzej Korczak, Włodzimierz A. Marcinkowski, Grzegorz Peczkis, Andrzej W. Zagorulko. Zespół tarczy odciążającej siłę osiową pompy do zasilania kotłów parowych. Patent of Poland PL 209054 B1. - 29.07.2011 (https://api-ewyszukiwarka.pue.uprp.gov.pl/api/collection/4a9f8744ad0d94c0a7eb72296fa3b6ed#search=%22209%20054%22).

77. Andrzej Korczak, Grzegorz Peczkis, Andrey Zagorulko. Pozioma pompa odśrodkowa wielostopniowa. Patent of Poland PL 216809 B1. - 30.05.2014 (https://api-ewyszukiwarka.pue.uprp.gov.pl/api/collection/0b56692f35ff93daccce733a79795bb8)

78. S.M. Hudkov, A.V. Zahorulko. Stuffing box seal with hydrodynamic unloading friction pair. Patent for a utility model of Ukraine №141983, 12.05.2020, Bul. № 9 (https://surl.li/xeknvk).

79. Zahorulko A.V., Taran I.V. Computer program "ROLL_BEARING". Decision on registration of an agreement concerning the author's right to a work, registration number 6385 dated 28.10.2021 – Application number s202100398, 21.10.2021 (https://surl.li/ddszbm).

80. Zahorulko A.V. Computer program "ROLL_Face seal". Certificate of registration of copyright for the work No. 109303 dated 10.11.2021 – Application number s202107535, 21.10.2021 (https://surl.li/ttqjau).

81. Zahorulko A.V. Computer program "DYNROTOR". Certificate of registration of copyright for the work No. 109033 dated 02.11.2021 – Application number s202107268, 11.10.2021 (https://surl.lu/phfrru).

82. Zahorulko A.V. Computer program "ROLL-HYDROPYATA". Certificate of registration of copyright for the work No. 109306 dated 10.11.2021 - Application number s202107532, 21.10.2021 (https://surl.lu/gheecp).

83. Zahorulko A.V. Buffer face impulse seal with pressure regulation of the buffer medium. Patent for utility model 160618 Ukraine: MPKF16J 15/34. No. u 2024

05986; appl. 2024-12-17; publ. 2025-09-24, Bull. No. 39 (https://surli.cc/jnasqm).

84. Zahorulko A.V., Pozovnyi O.O. Two-annular seal with a connecting chamber of increased radial size. Patent for a utility model of Ukraine No. 160315. 27.08.2025, Bull. No. 35 (https://surl.li/foqqsd).

85. Certificate of registration of copyright for the work "Scientific work "Methodology of engineering calculation of face packing seals with hydrodynamic unloading of friction pairs" No. 140588 Ukraine / Zahorulko A.V., Hudkov S.M.; SumDU; application. 2025-09-09; publ. 2025-11-06 (https://surl.li/dciqyj).

By sections of monographs:

86. Gerasimiva K.P., Zahorulko A.V., Nozdrenkov V.S. Calculation of dynamic characteristics of short and long annular seals: Vibration reliability and sealing of centrifugal machines: monograph / edited by V.A. Martsynkovskyy, A.V. Zahorulko - Sumy: Sumy State University, 2011. - P. 135-145 (https://surl.li/pxxehw).

87. Dynamics and design problems of centrifugal machines. Collective monograph / edited by Czeslaw Kundera and Volodymyr Martsynkovskyy. Kielce 2016 – 106 p. Andriy Zahorulko, Sergii Gudkov. Chapter 5. Experimental definition of tribomechanical characteristics of stuffing box packings. P. 64-74 (https://surl.lu/qskywc).

ЗМІСТ

ВСТУП 44

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПЕРСПЕКТИВНИХ КОНСТРУКЦІЙ УЩІЛЬНЕНЬ ТА ОПОР ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН 65

1.1 Моделі гідродинаміки течії в мастильному шарі одношпаринних кільцевих ущільнень-опор 65

1.2 Статична і динамічна стійкість ротора в багатошпаринних ущільненнях 67

1.3 Радіальні і тангенціальні сили у багатошпаринних ущільненнях 78

1.4 Конструкції ущільнень-опор герметичних, безвальних і багатоступінчатих насосів 81

1.5 Багатофазні насоси і компресори в підводних установках 88

1.5.1 Моделювання методом балансу чисельності (популяції) ізотермічної бульбашкової течії 89

1.6 Методи аналізу течії і динаміки деформованих плаваючих ущільнень 91

1.7 Витратні і ротородинамічні характеристики лабіринтних та демпферних ущільнень 92

1.7.1 Результати дослідження лункового ущільнення 93

1.7.2 Числові та експериментальні дослідження лабіринтних та демпферних ущільнень 96

1.7.3 Дослідження ущільнень методом інтегральних характеристик потоку та ОГД методом частотного збудження 97

1.7.4 Метод траєкторій для дослідження демпферних ущільнень 99

1.8 Конструкції торцевих ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя 100

1.9 Методи розрахунку та моделювання торцевих безконтактних ущільнень 103

1.10 Аналіз гідродинаміки і теплового стану упорних підшипників

ковзання 118
1.11 Дослідження статичних і динамічних характеристик кулькових підшипників кочення 124
Висновки до розділу 1. Формулювання завдань дослідження 132
РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ УЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ СИСТЕМ ТА УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ 137
2.1 Експериментальні дослідження запірних імпульсних ущільнень 137
2.1.1 Вступ 137
2.1.2 Експериментальні дослідження запірного імпульсного ущільнення з буферною канавкою 139
2.1.3 Результати випробувань запірного імпульсного ущільнення з неперервним підведенням 144
2.1.4 Випробування запірного імпульсного ущільнення з дискретним підведенням 146
2.1.5 Експериментальна установка та результати випробувань запірних торцевих імпульсних ущільнень відцентрових компресорів 150
2.1.6 Висновки 156
2.2 Експериментальні дослідження нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя 157
2.2.1 Вступ 157
2.2.2 Експериментальне визначення механічних властивостей сальникової набивки 158
2.2.3 Визначення профілю шорсткості поверхні сальникової набивки 160
2.2.4 Експериментальний ущільнювальний вузол і результати експериментів 161
2.2.5 Висновок 167

2.3 Експериментальні дослідження теплового стану упорного підшипника ковзання 167
2.4 Експериментальні дослідження двох конструкцій РПТ 171
2.5 Описання експериментальних досліджень трьохшпаринних ущільнень 179
2.5.1 Експериментальний стенд та експериментальна установка 180
2.5.2 Методика експериментальних досліджень з не обертовим валом 182
2.5.3 Методика експериментальних досліджень з обертовим валом 186
2.5.4 Аналіз результатів експериментальних та розрахункових досліджень конструкцій ThASIC і ThASDC 188
Висновки до розділу 2 199
РОЗДІЛ 3 ЧИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШПАРИННИХ І ДЕМПФЕРНИХ УЩІЛЬНЕНЬ-ОПОР 201
3.1 Розрахунковий аналіз динамічних характеристик «короткого» і «довгого» шпаринного ущільнень, перевірка розрахункової моделі шпаринного ущільнення 201
3.1.1 Дослідження просторової течії у кільцевому каналі ущільнення-опори 208
3.1.2 Визначення впливу закрутки потоку на динамічні характеристики ущільнення-опори 215
3.2 Розрахункові дослідження двофазної течії в шпаринних ущільненнях 218
3.2.1 Розрахунок двохфазного потоку у шпаринному ущільненні 218
3.2.2 Висновки 226
3.3 CFD-аналіз статичної та динамічної стійкості ротора в трьохшпаринних ущільненнях 227
3.3.1 Розрахункові дослідження в стаціонарній постановці 227
3.3.2 Розрахункові дослідження в нестаціонарній постановці та ідентифікація динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування 230
3.3.3 Аналіз порівняння результатів розрахункових та

експериментальних досліджень конструкцій ThASIC і ThASDC 233
3.4 Гідродинамічне-дослідження радіальних та тангенціальних сил у двохшпаринних ущільненнях 255
3.4.1 Числовий розрахунок та геометрія конструкцій 255
3.4.2 Вплив геометрії з’єднувальної камери на радіальну гідростатичну силу 260
3.4.3 Числове визначення динамічних силових факторів та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування 267
3.4.4 Вплив тангенціального коефіцієнту тертя на статорній стінці на тангенціальну гідродинамічну силу 272
3.4.5 Вплив дифузорної конусності другої шпарини на радіальну та тангенціальну сили 273
3.4.6 Висновки 278
3.5 Числовий аналіз герметичності та динамічної стійкості деформованого плаваючого шпаринного ущільнення 281
3.5.1 Розрахункові моделі і методики розрахунку 281
3.5.2 Результати розв’язання задачі гідропружності, статичного і динамічного аналізу 284
3.5.3 Висновки 293
3.6 Числовий аналіз витратних і ротородинамічних характеристик лункових демпферних ущільнень 295
3.6.1 Аналіз впливу геометрії ущільнення на витоки методом планування експерименту (DOE) 295
3.6.2 Розрахунковий аналіз ротородинамічних характеристик 306
Висновки до розділу 3 332
РОЗДІЛ 4 ЧИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ТА ПІДШИПНИКІВ 335
4.1 Числове розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя 335

4.2 Числове дослідження зношування вала сальниковою набивкою з використанням моделі Арчарда 339
4.2.1 Модель зношування 339
4.2.2 Верифікація розрахункової моделі та результати розрахунків 341
4.3 Числовий розрахунок теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання 344
4.3.1 Розрахункова модель та граничні умови 344
4.3.2 Результати числового розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними 345
4.3.3 Висновки 347
4.4 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання 348
4.5 Комп'ютерне моделювання та результати числових досліджень кріогенного кулькового підшипника 353
4.6 Розв'язання нестаціонарної задачі течії газу у запірному торцевому імпульсному ущільненні 361
4.6.1 Обґрунтування досліджень 361
4.6.2 Конструкція і принцип роботи запірного торцевого імпульсного ущільнення 362
4.6.3 Результати числового моделювання і обчислювального експерименту 364
4.7 Числове розв'язання задачі термогідродинамічного змащення запірного газового імпульсного ущільнення 369
4.7.1 Описання конструкції та розрахункової моделі термогідродинамічного і деформівного аналізу 369
4.7.2 Верифікація результатів розрахунку і експерименту. Аналіз полів тиску і температури 373
4.7.3 Аналіз впливу величини зазору 377
4.7.4 Аналіз впливу глибини і кількості камер на пульсації тиску, витоки, температуру і силу відкриття зазору 379

4.7.5 Визначення силових і температурних деформацій статорного кільця ущільнення 379
4.7.6 Аналіз динамічних коефіцієнтів змащувальної плівки ущільнення 383
4.7.7 Висновки 384
4.8 Комп'ютерне моделювання торцевої пари зі спіральними канавками 386
4.8.1 Поставлення задачі 386
4.8.2 Результати моделювання контактної пари зі спіральними канавками 387
4.8.3 Висновки 391
4.9 Числовий аналіз гідродинаміки регулятора перепаду тиску (РПТ) 392
Висновки до розділу 4 399
РОЗДІЛ 5 ЧИСЛОВІ МОДЕЛІ АНАЛІЗУ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РІДИННИХ ШПАРИННИХ І ТОРЦЕВИХ ГАЗОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ТА МЕТОДИКИ ІНЖЕНЕРНОГО РОЗРАХУНКУ 403
5.1 Розв'язання двовимірної задачі течії рідини в шпаринному ущільненні 403
5.1.1 Постановка задачі 403
5.1.2 Числовий аналіз 406
5.2 Параметричний і динамічний аналіз безконтактних газових торцевих ущільнень з модифікованими поверхнями 409
5.2.1 Предмет дослідження 409
5.2.2 Математична модель безконтактного ущільнення 410
5.2.3 Кінематичні зусилля в газовому торцевому ущільненні 411
5.2.4 Параметри герметизації 412
5.2.5 Аналіз отриманих результатів 413
5.2.6 Висновки 414
5.3 Числове моделювання поведінки імпульсних газових ущільнень 416
5.3.1 Досліджуване ущільнення 416
5.3.2 Модель 418

5.3.3 Результати 419
5.3.4 Аналіз аналітичної моделі 420
5.3.5 Висновки 422
5.4 Динаміка врівноважуючого диску запірної гідроп’яти 423
5.4.1 Поставлення завдання 423
5.4.2 Рівняння динаміки системи 424
5.4.3 Висновки 425
5.5 Динамічна поведінка та регулювання різниці тиску регулятора перепаду тиску сухих газових ущільнень 425
5.5.1 Статичний і динамічний розрахунок РПТ 425
5.6 Методика та програмний додаток для автоматизованого розрахунку динаміки ротора з урахуванням динамічних характеристик ущільнень-опор в програмному комплексі ANSYS 431
Висновки до розділу 5 434
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ 436
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 441
ДОДАТКИ 487

ВСТУП

Відцентрові насоси і компресори широко застосовуються в різних галузях промисловості. Для сучасних відцентрових машин характерна стійка тенденція до підвищення робочих параметрів - подач, тисків і швидкостей обертання, що супроводжується концентрацією значних потужностей в одиничних агрегатах. Прикладами таких агрегатів є живильні насоси атомних електростанцій, турбонасосні агрегати ракетних двигунів та компресори для транспортування природного газу.

Підвищення енергетичних і експлуатаційних параметрів відцентрових машин зумовлює необхідність вирішення комплексу науково-технічних задач, серед яких особливо важливими є зниження рівня вібрацій роторів та створення надійних і герметичних ущільнювальних систем. Відомо, що у відцентрових машинах до 10 % споживаної потужності втрачається внаслідок витоків через шпаринні ущільнення робочих коліс. Для потужних живильних насосів ці втрати можуть становити тисячі кіловат. Водночас енергія витоків може бути використана більш раціонально, якщо шпаринні ущільнення виконують не лише функцію обмеження витоків, але й функцію гідродинамічних або гідростатичних опор, здатних забезпечувати високу радіальну жорсткість і ефективне демпфування коливань ротора. У такому випадку енергія витоків може забезпечувати необхідну несучу здатність опор і водночас знижувати рівень вібрацій ротора навіть за наявності значної неврівноваженості, особливо при використанні спеціальних конструкцій шпаринних ущільнень, зокрема лабіринтних або лункових.

Проблеми герметизації є особливо актуальними в обладнанні для видобування нафти і газу на морських шельфах. Насосне і компресорне обладнання в таких умовах працює при перекачуванні газорідинних сумішей, зокрема вологого газу. Зі збільшенням об’ємної частки газу коефіцієнт корисної дії багатофазних насосів різко знижується, що супроводжується також погіршенням їх вібраційних характеристик. Тому, незважаючи на економію

первинних капітальних витрат при використанні багатофазних насосів, виникає необхідність у проведенні додаткових досліджень, спрямованих на підвищення ефективності роботи такого обладнання. Зокрема, виробники насосів прагнуть підвищити ККД при об'ємному вмісті газу 95–99 %, тоді як виробники компресорів орієнтуються на забезпечення надійної роботи обладнання за наявності рідинної фази у кількості 1–5 %.

Останнім часом значна кількість експериментальних і теоретичних досліджень присвячена аналізу динаміки та витоків у плаваючих ущільненнях високошвидкісних роторних машин, зокрема авіаційних двигунів, турбонасосних агрегатів і газових турбін. Особливу увагу приділено дослідженню статичних і динамічних характеристик опор із плаваючими кільцями, які застосовуються у високошвидкісних турбокомпресорах.

Одним із ефективних способів зменшення об'ємних втрат у відцентрових насосах є застосування шпаринних ущільнень із двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами у якості передніх ущільнень робочих коліс. Такі ущільнення утворюються послідовно розташованими дроселями, сумарний коефіцієнт втрат на тертя яких приблизно дорівнює сумі коефіцієнтів втрат окремих дроселів. Багатошпаринні ущільнення, як і одношпаринні, не лише обмежують витоки робочого середовища, але й виконують функцію гідродинамічних опор. Тому важливим завданням їх розрахунку є не тільки визначення витратних характеристик, але й оцінювання сил, що діють на ротор з боку рідини у дроселюючих каналах.

При проектуванні відцентрових машин важливе значення має аналіз динамічних характеристик роторів. Необхідно визначати критичні швидкості обертання та досліджувати реакцію роторної системи на дисбаланси і зовнішні навантаження. Такі задачі не завжди піддаються точному аналітичному розв'язанню і часто потребують значних експериментальних витрат. У зв'язку з цим актуальним є як розроблення спеціалізованих програмних засобів, так і використання універсальних програмних комплексів скінченно-елементного аналізу. Особливого значення набуває створення спеціалізованих модулів для

автоматизованого динамічного розрахунку роторних систем з урахуванням впливу ущільнень і опор.

Лабіринтні ущільнення, у яких переважають місцеві втрати, широко застосовуються в турбомашинах. Їх основна функція полягає в забезпеченні мінімальних витоків робочого середовища при одночасному зменшенні аеродинамічного впливу на ротор компресора. Проте внаслідок тертя і переносу потоку обертовим валом у таких ущільненнях виникають циркуляційні аеродинамічні сили, які можуть спричиняти збільшення прецесії ротора та зростання рівня вібрацій. Для зменшення цих явищ запропоновано низку конструкцій шпаринних ущільнень, зокрема стільникові, з сіткою отворів, кишенькові та лункові. Якщо механізм герметизації та динамічні характеристики перших трьох типів ущільнень досліджені достатньо повно, то лункові ущільнення вивчені значно менше і потребують подальших досліджень.

Широкі можливості підвищення ефективності ущільнювальних систем пов’язані також із використанням торцевих сальникових ущільнень, одним з елементів пари тертя яких є роз’ємне кільце сальникової набивки. Такі ущільнення відзначаються простотою обслуговування і здатні забезпечувати ресурс, співставний із ресурсом агрегату. Дослідження показали, що в традиційній конструкції торцевого сальникового ущільнення зона контакту пари тертя поділяється на дві ділянки: безконтактну ділянку з конфузорним зазором і ділянку безпосереднього контакту набивки з опорною поверхнею. При цьому зовнішня ділянка, на якій здійснюється герметизація, зазнає значних контактних навантажень і піддається інтенсивному тертю та зношуванню. Тому актуальним є застосування конструктивних рішень, спрямованих на гідродинамічне розвантаження пари тертя і забезпечення режиму змішаного змащення з мінімальними коефіцієнтами тертя та витоками.

У турбомашинах найбільш поширеними кінцевими ущільненнями є механічні газові ущільнення, які майже повністю витіснили ущільнення з рідинним змащенням. Найчастіше застосовуються газодинамічні ущільнення зі

спіральними канавками. Разом з тим торцеві імпульсні ущільнення мають певні конструктивні та економічні переваги, зокрема простоту виготовлення. Їх робота супроводжується складними нестаціонарними гідродинамічними процесами, математичне описання яких є складним. Тому для їх дослідження доцільно використовувати сучасні методи обчислювальної гідродинаміки, що дозволяють визначати нестаціонарні поля тиску у зазорі ущільнення та досліджувати вплив геометричних і режимних параметрів на його робочі характеристики.

Зі зростанням робочих тисків і швидкостей обертання ротора у відцентрових машинах ускладнюється також проблема осьового врівноваження ротора та підвищення несучої здатності упорних підшипників ковзання. У таких умовах товщина мастильного шару і тепловий стан підшипника суттєво впливають на його гідродинамічні характеристики. Перспективним напрямом підвищення несучої здатності і покращення теплового стану упорних підшипників є використання скребків та систем охолодження термонавантажених зон колодок. Для дослідження цих процесів необхідне поєднання експериментальних методів і числового моделювання, що дозволяє визначати поля тиску і температур у мастильному шарі.

Сучасний розвиток техніки також потребує роторних машин, здатних працювати у спеціальних умовах, зокрема в кріогенних середовищах. У таких випадках важливе значення мають динамічні характеристики кулькових підшипників, що підтримують ротор. Наприклад, у турбонасосних агрегатах рідинних ракетних двигунів змащення традиційними мастильними матеріалами неможливе, і роль твердого мастила виконує сепаратор із політетрафторетилену. При цьому динамічні навантаження, що виникають у зазорах між елементами підшипника, можуть суттєво впливати на його довговічність.

Отже, зростання робочих параметрів відцентрових машин значно ускладнює проблеми герметизації, змащення та забезпечення динамічної стійкості роторів. У вузьких зазорах ущільнень і опор виникають

гідродинамічні сили, які можуть бути як стабілізуючими, так і дестабілізуючими. Тому розвиток методів аналізу силових характеристик шпаринних ущільнень-опор, лабіринтних і лункових ущільнень, торцевих сальникових та імпульсних ущільнень, а також підшипникових вузлів ковзання і кочення має важливе наукове та практичне значення. Результати таких досліджень сприяють розвитку галузевого машинобудування, енергетики, авіаційної та ракетно-космічної техніки.

Актуальність теми. Одним із найбільш енергоємних видів сучасного промислового обладнання є динамічні агрегати - відцентрові насосні і компресорні машини та турбіни, робота яких супроводжується значними швидкостями ковзання, перепадами тиску та тепловими навантаженнями. Граничні робочі параметри турбомашин визначаються несучою здатністю мастильних шарів, втратами на тертя, інтенсивністю зношування, об’ємними витоками та вібраційним станом роторної системи. Усі ці фактори безпосередньо зумовлюються трибологічними характеристиками шпаринних і торцевих ущільнень та опор.

Трибологічний стан ущільнень і опор визначається параметрами контактної взаємодії поверхонь, режимами змащення, теплоутворенням у зоні тертя та в’язкісно-температурними властивостями змащувального середовища. Статичні стійкісні характеристики вузлів визначаються геометрією зазорів, мікро- і макрогеометрією поверхонь і гідродинамічними властивостями мастильної плівки, тоді як динамічні стійкісні характеристики обумовлені змінами товщини змащувального шару та гідро- і газодинамічними силами, що виникають у тонких зазорах при відносному русі поверхонь. Керуючи геометричними та режимними параметрами, можливо цілеспрямовано впливати на жорсткісні й демпфувальні властивості мастильної плівки, а отже - на рівень вібрацій і стабільність ротора.

У лабіринтних та багатошпаринних ущільненнях втрати потенційної енергії тиску реалізуються через місцеві опори та опір тертя по довжині каналу. Саме сили в’язкого тертя та циркуляційні потоки формують гідроаеродинамічні

сили, які можуть набувати дестабілізуючого характеру і викликати зростання прецесії ротора.

На відміну від шпаринних ущільнень, у торцевих та сальникових ущільненнях реалізується безконтактна або контактна взаємодія поверхонь з мінімальними зазорами, де визначальними стають закономірності гідродинамічного або змішаного тертя, тепловиділення та адгезійно-деформаційного зношування. Герметичність і довговічність таких вузлів забезпечуються тонкою мастильною плівкою товщиною в декілька мікрометрів, стійкість якої залежить від термогідродинамічного стану торцевої пари та триботехнічних характеристик матеріалів. Порушення теплового балансу призводить до локального перегріву, зниження в'язкості, зменшення несучої здатності плівки та інтенсифікації зношування. Еволюція поверхонь тертя, зумовлена зношуванням, змінює розподіл тиску в мастильному шарі, що впливає на герметичність ущільнень.

Аналогічно, в упорних підшипниках ковзання та пристроях осьового врівноваження несуча здатність формується гідродинамічним або гідростатичним тиском у мастильному шарі. Мінімальна товщина плівки істотно залежить від теплового стану вузла, оскільки нагрівання знижує в'язкість мастила та може призводити до переходу у змішаний та навіть у граничний режим змащення.

Перспективними напрямами підвищення трибологічних характеристик торцевих ущільнень і підшипників ковзання є кероване мікротекстурування робочих поверхонь, яке сприяє формуванню локальних гідродинамічних мікроклинів, стабілізації мастильної плівки та зменшенню площі фактичного контакту. Додаткове охолодження термонавантажених зон і покращене відведення гарячого мастильного середовища дозволяють знизити температурні градієнти, стабілізувати в'язкість і обмежити інтенсивність зношування.

Таким чином, комплексний підхід до дослідження процесів тертя та зношування у вузлах герметизації та опорах є визначальним не лише для зменшення енергетичних втрат, але й для забезпечення герметичності,

теплового стану та динамічної стійкості роторів. При цьому важливим залишається комплексний вплив трибологічних параметрів: коефіцієнта тертя, інтенсивності зношування, температурно-в'язкісних ефектів і текстурування поверхонь на силові характеристики ущільнень і опор та їх ротородинамічні коефіцієнти.

У зв'язку з цим, актуальним є створення наукових основ трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин на основі встановлення фундаментальних закономірностей формування мастильних шарів в вузьких зазорах, зменшення тертя та прогнозування зношування із використанням сучасних методів обчислювальної механіки та експериментальних досліджень. Важливим також є розроблення конструктивних рішень, спрямованих на підвищення герметичності, енергоефективності та динамічної стійкості роторних агрегатів. Це створює можливість для розроблення інженерних методик автоматизованого розрахунку і проектування високоефективних вузлів тертя відцентрових машин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана згідно з планами виконання науково-дослідних робіт Сумського державного університету. Автор був співвиконавцем, відповідальним виконавцем і науковим керівником держбюджетних і госпдоговірних тем. Дисертаційні дослідження проводилися в рамках держбюджетних науково-дослідних робіт МОН України: «Дослідження гідромеханічних систем "ротор-опори-ущільнення" та розробка методів підвищення екологічної безпеки відцентрових машин» (2000-2002 р., № держреєстрації 0100U003222, автор є співвиконавцем) - автором отримані гідродинамічні характеристики кільцевих та торцевих дроселів як основних елементів системи "ротор-опори-ущільнення"; «Розробка ефективних методів і засобів діагностування технічного стану та прогнозування ресурсу роторних машин» (2003-2005 р., № держреєстрації 0103U000771, автор є співвиконавцем) - автором запропонований метод діагностування вібраційного стану

відцентрового насоса; «Дослідження комбінованих опорно-ущільнювальних систем осьового урівноваження роторів відцентрових насосів і компресорів та розробка методів підвищення їх економічності і екологічної безпеки» (2006-2008 р., № держреєстрації 0106U001937, автор є співвиконавцем) - автором проведені дослідження комбінованих опорно-ущільнювальних автоматичних систем осьового врівноваження роторів відцентрових насосів і компресорів; «Розробка методів чисельного розрахунку та оптимізації гідродинамічних характеристик шпаринних і лабіринтних ущільнень та дослідження їх впливу на динаміку роторів відцентрових машин» (2009-2010 р., № держреєстрації 0109U001385, автор є відповідальним виконавцем) - автором розроблені методи числового розрахунку та оптимізації гідродинамічних характеристик шпаринних і лабіринтних ущільнень та дослідження їх впливу на динаміку роторів відцентрових машин; «Чисельне моделювання та оптимізація газодинамічних і вібраційних характеристик турбокомпресорів газоперекачувальних агрегатів та їх вузлів» (2011-2012 р., № держреєстрації 0111U002151, автор є відповідальним виконавцем - автором запропоновані нові вдосконалені методи числового розрахунку та оптимізації газодинамічних і вібраційних характеристик та нові вдосконалені конструкції підшипників, ущільнень, розвантажувальних пристроїв турбокомпресорів; «Дослідження робочого процесу та розробка теорії нових енергоефективних та ресурсозберігаючих конструкцій ущільнень відцентрових машин» (2013-2014 р., № держреєстрації 0113U000135, автор є відповідальним виконавцем) – автором проведені дослідження робочого процесу та розроблена теорія нових енергоефективних та ресурсозберігаючих конструкцій ущільнень відцентрових машин; «Числовий аналіз динаміки ротора ТНА РРД з урахування динамічних характеристик підшипників і ущільнень» (2015-2016 р., № держреєстрації 0115U000679, автор є відповідальним виконавцем) - автором розроблені конструкції та запропоновані методики числового аналізу динамічних характеристик ротора в ущільненнях-опорах; «Підвищення трибологічних характеристик торцевих ущільнень і упорних підшипників ковзання

високообертових відцентрових машин» (2017-2019 р., № держреєстрації 0117U002249, автор є науковим керівником) - автором встановлені закономірності між трибологічними характеристиками і геометрією та робочими параметрами вузлів тертя за допомогою комп'ютерного моделювання та експериментальних досліджень; «Аналіз впливу гідродинамічних сил, які діють у вузьких зазорах ущільнень та опор, на підвищення енергоефективності та зниження шкідливих викидів і вібрацій відцентрових машин» (2020-2022 р., № держреєстрації 0120U102004, автор є науковим керівником) - автором встановлені загальні закономірності впливу геометрії та деформацій на гідродинамічні сили, витратні та ротородинамічні характеристики ущільнень та підшипників ковзання; «Підвищення несучої здатності, герметичності та динамічної стійкості роторних систем турбомашин» (2023-2025 р., № держреєстрації 0123U101853, автор є науковим керівником) - автором встановлені загальні закономірності впливу геометрії конструкцій на несучу здатність, витратні та ротородинамічні характеристики ущільнень-опор за допомогою комп’ютерного моделювання та перевірки його результатів з результатами існуючих експериментальних досліджень. Дисертаційні дослідження проводилися в рамках госпдоговірних науково-дослідних робіт з «ТРІЗ» ЛТД ТОВ (м. Суми): «Чисельні та експериментальні дослідження торцевого газового імпульсного ущільнення» (2008-2009 р., № держреєстрації 0108U007133, автор є науковим керівником) - автором проведений розрахунковий аналіз течії, деформацій, статичних і динамічних характеристик та експериментальні дослідження газового запірного торцевого імпульсного ущільнення та з ДП «КБ «Південне» (м. Дніпро) за договором № 51.24-01.15.СП: «Проведення досліджень динаміки роторів турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів» (2016-2017 р., автор є науковим керівником) – автором розроблені методики статичного та динамічного розрахунків торцевого імпульсного ущільнення, методика аналізу динаміки ротора турбонасосного агрегату рідинного ракетного двигуна з урахуванням підшипників кочення та методика числового аналізу пристрою осьового врівноваження. Дисертаційні

дослідження проводилися в рамках виконання науково-дослідних робіт за спільним українсько-французьким проєктом: «Зниження викидів забруднюючих речовин за допомогою енергоефективних ущільнювальних рішень» (2019-2020 р., № держреєстрації 0120U104164, автор є науковим керівником) – автором розроблена методика моделювання нестаціонарної течії рідини в зазорі запірного імпульсного торцевого ущільнення; науково-дослідних робіт за спільним українсько-польським проєктом: «Проблеми динаміки та конструювання ущільнювальних вузлів відцентрових машин (насосів, компресорів) в аспекті індустрії 4.0» (2023-2024 р., № держреєстрації 0123U103299, автор є науковим керівником) – автором виконано аналіз гідродинамічних процесів у зазорі ущільнювальних кілець безконтактного торцевого імпульсного ущільнення. Дисертаційні дослідження проводилися в рамках держбюджетного НДР: «Виконання завдань перспективного плану розвитку наукового напряму «Технічні науки» Сумського державного університету» (2021, 2024-2025 р., № держреєстрації 0121U112684, автор є співвиконавцем) – автором розроблені методики розрахунку торцевих і шпаринних ущільнень відцентрових насосів та розв’язана термогідродинамічна задача газового запірного імпульсного ущільнення.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є розроблення наукових основ трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин шляхом формування стійкого режиму гідро-газодинамічного та гідро-газостатичного змащення у системі «ротор–ущільнення–опори» при мінімальних витоках, знижених втратах на тертя та обмеженні зношування на основі комплексного врахування термогідродинамічних, контактно-механічних і ротородинамічних закономірностей.

Для досягнення сформульованої мети розв’язувалися такі основні завдання:

- розвинути нестаціонарну модель просторової гідродинамічної складної течії в кільцевих каналах «короткого» і «довгого» шпаринних ущільнень-опор

при циліндричній прецесії вала на основі методів обчислювальної гідродинаміки та встановити закономірності формування мастильного шару і розподілу гідродинамічного тиску за режимів переважаючої осьової й окружної течій, визначити умови реалізації гідродинамічного та гідростатичного мащення під час пуску та усталеного обертання, кількісно оцінити вплив отриманих динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування ущільнень-опор на стійкість і вібраційний стан ротора відцентрового насоса;

- дослідити вплив однорідної двофазної (бульбашкової) течії в шпаринному ущільненні на формування мастильного шару, витоки, втрати потужності на в'язке тертя та динамічні реакції змащувального середовища на основі моделі багатофазної гідродинаміки, встановити закономірності зміни гідростатичного тиску, масових витоків, гідродинамічних сил і коефіцієнтів жорсткості й демпфування при варіюванні вмісту бульбашок газу, а також виконати верифікацію отриманих результатів шляхом порівняння з відомими розрахунками за моделлю інтегральних характеристик потоку та експериментальними даними;

- експериментально та розрахунково дослідити вплив геометричних параметрів двох- та трьохшпаринних ущільнень (осьового розміру з'єднувальних камер, наявності радіальних ребер на роторі й статорі, змінення радіального зазору другої шпарини) на статичну та динамічну стійкість вала ущільнювальної трибосистеми, встановити закономірності формування сумарних радіальних гідростатичних і тангенціальних гідродинамічних сил у зазорах за умов ексцентриситету, прецесії та власного обертання вала, а також визначити вплив дифузорної конусності шпарини і тангенціального коефіцієнта тертя статорної поверхні на величину окружної сили та стабілізуючі властивості ущільнення;

- розв'язати задачу гідропружної взаємодії в деформівному шпаринному ущільненні та встановити закономірності взаємозв'язаного впливу геометричних параметрів, гідродинамічного тиску і пружних деформацій

кілець на формування мастильного шару, проаналізувати статичну і динамічну стійкість плаваючого та закріпленого кілець;

- дослідити вплив конструктивних і геометричних параметрів текстурованого лункового ущільнення на витоки, динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфування методами обчислювальної гідродинаміки та планування експерименту, встановити механізми енергетичних втрат, зумовлених тангенціальним коефіцієнтом тертя стінки та особливостями структури потоку в лунках, визначити їх вплив на формування гідродинамічного тиску і стабілізуючі властивості ущільнення, а також виконати порівняльний аналіз з іншими конструкціями демпферних ущільнень;

- визначити механічні властивості та параметри мікрогеометрії поверхонь сальникових набивок і встановити їх вплив на формування змішаного режиму тертя, експериментально та розрахунково дослідити трибологічні характеристики торцевих сальникових ущільнень із гідродинамічним розвантаженням пари тертя, розв’язати задачу аналізу напружено-деформованого стану і контактної взаємодії елементів ущільнення методом скінченних елементів, встановити закономірності розподілу контактних тисків;

- експериментально дослідити трибологічні характеристики конструкцій запірних імпульсних ущільнень, розв’язати нестаціонарну термогідродинамічну задачу газового запірного торцевого імпульсного ущільнення, визначити умови формування стійкого безконтактного режиму змащення;

- провести експериментальний та числовий аналіз теплового стану упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки та встановити закономірності формування температурного поля і тепловиділення в мастильному шарі;

- виконати числовий аналіз турбулентної течії кріогенного двофазного середовища (однорідної бінарної суміші азоту «рідина-пара») в обертовій області кулькового підшипника і визначити сили реакції, які діють на сепаратор при його прецесійному русі;

- отримати узагальнену криву Штрибека для режиму гідродинамічного змащення торцевої пари зі спіральними канавками на основі методів обчислювальної гідродинаміки та планування експерименту, проаналізувати роль мікрогеометрії торцевих поверхонь на формування гідродинамічних характеристик і динамічну стійкість кілець безконтактних сухих газових ущільнень;

- розробити аналітичний метод розрахунку характеристик газового регулятора перепаду тиску прямої дії для системи сухих газових ущільнень**,** що забезпечує підтримання необхідного перепаду тиску і відбудову від можливих режимів динамічної нестійкості;

- розробити числову нестаціонарну модель змащення імпульсного газового ущільнення, що описується рівнянням Рейнольдса та розв'язується методом скінченних елементів, з урахуванням динаміки трибосистеми;

- розробити алгоритми і програмні додатки для автоматизованого розрахунку динаміки ротора з урахуванням трибологічних характеристик ущільнень і опор.

Об'єкт дослідження – трибологічні, гідро- та газодинамічні процеси тертя, зношування і змащення, що відбуваються у вузьких зазорах ущільнень і опор роторів відцентрових машин.

Предмет дослідження – закономірності формування плівки змащення, розподілу контактних напружень, теплових полів і сил тертя у шпаринних і торцевих ущільненнях та опорах ковзання і кочення, а також вплив конструктивних та режимних параметрів на герметичність і динамічну стійкість вузлів герметизації та осьового й радіального врівноваження роторів відцентрових машин.

Методи дослідження. Числові методи скінченних об'ємів і скінченних елементів для розв'язання рівнянь гідрогазодинаміки, механіки деформованого твердого тіла та контактної взаємодії. Числові методи планування експерименту для визначення теоретичних залежностей між трибологічними, витратними та ротородинамічними характеристиками і геометрією вузлів

ущільнень та опор. Числові методи багатопараметричної оптимізації для підвищення несучої здатності, герметичності і динамічної стійкості ущільнень-опор. Методи експериментальних досліджень для перевірки ефективності роботи та визначення трибологічних, витратних, температурних та ротородинамічних характеристик запірних торцевих імпульсних, багатошпаринних ущільнень-опор та упорних підшипників ковзання, торцевих сальникових ущільнень та регуляторів перепаду тиску «газ-газ». Методи гідро-газодинаміки, теорії коливань та теорії автоматичного регулювання для аналізу статичних і динамічних характеристик запірного врівноважуючого пристрою, торцевих імпульсних ущільнень та ущільнень-опор відцентрових машин.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в створенні наукових основ трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин з використанням методів числового моделювання та експерименту.

1. *Удосконалено* встановлення закономірностей формування гідростатичних і гідродинамічних сил, моментів, коефіцієнтів жорсткості та демпфування у шпаринних ущільненнях різної довжини («коротких» і «довгих») при прецесійному русі ротора, що дозволяє визначати умови переходу потоку у спіралеподібний режим і межі статичної та динамічної стійкості ущільнення-опори.

2. *Удосконалено* визначення трибологічних особливостей складноструктурованого бульбашкового потоку в мастильній плівці з урахуванням міжфазної взаємодії, що впливає на ефективну в’язкість і втрати енергії на внутрішнє тертя та дії не лише в’язкого опору, а й інерційних та підйомних сил на динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфування двохфазного шпаринного ущільнення-опори.

3. *Вперше* виявлено вплив тангенціального коефіцієнта тертя, а також вхідних і вихідних місцевих втрат і втрат на тертя по довжині статорної і роторної поверхонь на характер течії мастильного шару та величину витоків, радіальних і тангенціальних гідродинамічних сил у дво- і трьохшпаринних та

демпферних лункових ущільненнях, що дає можливість керувати жорсткістними та демпфувальними властивостями вузлів.

4. *Вперше* показано, що не дивлячись на дифузорну форму вихідної частини мастильного шару, забезпечується динамічна стійкість вала у плаваючих ущільненнях з деформованими кільцями та у двохшпаринних ущільненнях при повноплівковому гідростатичному змащенні, тоді як наявність негативного значення прямої жорсткості, обумовлене зростанням сумарної швидкості потоку в зоні мінімальної товщини мастильної плівки, впливає на значення критичної швидкості обертання і має бути враховане в розрахункових моделях.

5. *Вперше* встановлено, що геометричні параметри вхідного в'язкісного дроселя та демпферної камери істотно впливають на точність регулювання робочого перепаду тиску і межі динамічної стійкості рухомої частини регулятора перепаду тиску прямої дії системи сухих газових ущільнень за умов гідростатичного змащення.

6. *Набуло подальшого розвитку* встановлення закономірностей впливу режимних і конструктивних параметрів на формування розподілів гідростатичного тиску і температури, розкриваючої сили, моменту в'язкого тертя, статичної та динамічної жорсткості і демпфування змащувальної плівки, витоків, силових і температурних деформацій кілець, які у сукупності забезпечують підтримання величини і форми зазору та відсутність зношування кілець торцевих імпульсних ущільнень при гідростатичному режимі змащення.

7. *Набуло подальшого розвитку* встановлення того, що охолодження мастильного шару та відведення частини нагрітого потоку скребками із термонавантаженої зони колодки дозволяє зменшити мінімальний зазор і підвищити несучу здатність упорного підшипника ковзання за рахунок зниження температурно-в'язкісної деградації мастила в умовах термогідродинамічного змащення.

8. *Вперше* встановлено закономірності формування гідродинамічного ефекту у торцевому сальниковому ущільненні з податливим дном, зумовленого

наявністю пазів і канавок, що викликають локальну деформацію набивки та утворення клиноподібного зазору, формування ділянок несиметричного розподілу тиску в окружному напрямку, зниження максимальних контактних напружень, моменту тертя і зношування при змішаному режимі змащення.

9. *Удосконалено* визначення впливу гідродинамічного змащення на формування гідродинамічних сил, які діють на прецесуючий сепаратор, а також на момент в'язкого тертя між обертаючимися кульками та внутрішньою обертовою та зовнішньою нерухомою доріжками кріогенного підшипника кочення рідкого азоту.

10. *Набуло подальшого розвитку* визначення трибологічних характеристик торцевої пари з модифікованими поверхнями та встановлено закономірності формування динамічної стійкості безконтактних газових торцевих ущільнень з різними типами поверхневої модифікації (конусність, хвилястість, спіральні та радіальні канавки), які визначають вплив кутової швидкості і геометричних параметрів мікрорельєфу та гідростатичного і гідродинамічного змащення на амплітуду кутових коливань статора та умови її мінімізації.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що розроблені перспективні конструкції і створені методики числового та аналітичного розрахунків трибологічних, витратних і стійкісних характеристик ущільнень та опор відцентрових машин. Деякі з них реалізовані у вигляді програмних додатків до програмного комплексу ANSYS.

1. Результати дисертаційної роботи впроваджені на АТ «СМНВО-Інжиніринг» (акт про впровадження від 20.06.2022 р., Додаток А) у вигляді аналітичного методу, методики та результатів числового статичного та динамічного розрахунків характеристик регулятора перепаду тиску (РПТ) «газ-газ» прямої дії для системи сухих газових ущільнень, які використовуються у практиці розрахунків та проєктування регуляторів перепаду тиску відцентрових компресорів СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг». Експериментальні дослідження статики і динаміки двосідельної та односідельної конструкцій РПТ проведені

при виконанні спільних госпдоговірних НДР: «Експериментальні та теоретичні дослідження регулятора перепаду тиску (РПТ) «газ-газ» і розробка конструктивних заходів по його доведенню» (№84.01.62.05, 2007 р.) та «Розрахунковий аналіз течії, динамічних та статичних характеристик модернізованої конструкції регулятора перепаду тиску «газ-газ» та видача рекомендацій по його доведенню» (№84.01.72.08, 2008 р.). Запропонована модернізована односідельна конструкція РПТ з фрезерованими проточками сідла золотника та з демпферною камерою і дроселем ламінарного потоку.

Методика оцінювання динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування різних типів міжсекційних ущільнень ротора компресора високого тиску (КВТ), яка дозволила СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг» за визначеними в програмі Ansys CFX значеннями радіальних і тангенціальних сил отримати значення прямого демпфування і перехресної жорсткості, необхідні для аналізу динамічної стійкості лабіринтних, лункових, лабіринтно-лункових ущільнень і кишенькового демпфера.

Методика та результати числового аналізу гідродинаміки та теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Спільні експериментальні дослідження робочих характеристик упорного підшипника проведені на СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг» та опублікована спільна стаття.

Методики та програмні модулі для автоматизованого числового та аналітичного розрахунків пристроїв осьового врівноваження, торцевих ущільнень, ущільнень-опор та динаміки ротора відцентрових насосів, розроблені при виконанні 3-х спільних госпдоговірних НДР з АТ «СМНВО-Інжиніринг», виконаних у 2010-2011 р.

2. Методика та результати числового розрахунку коефіцієнтів жорсткості та демпфування вбудованих опорних підшипників ковзання та аналіз їх впливу на динаміку ротора багатоступінчастого насоса ЦНС 90-1900, використовувалися при виконанні спільної госпдоговірної НДР №84.01.75.08 з АТ «ВНДІАЕН» у 2008 році (акт про впровадження від 16.06.2022 р., Додаток

В): «Чисельний розрахунок динаміки ротора багатоступінчастого насоса з вбудованими опорними підшипниками ковзання».

Методики і результати числового та аналітичного розрахунків радіальних і торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Методика числового розрахунку та наукові результати динамічних характеристик роторів відцентрових насосів з урахуванням багатошпаринних ущільнень, методика аналітичного та числового розрахунків запірної гідроп'яти живильних насосів для парових котлів, методика числового розрахунку імпульсних торцевих ущільнень, які використовуються АТ «ВНДІАЕН» при проєктуванні відцентрових насосів.

3. Методика аналітичного та числового розрахунків запропонованої конструкції запірного торцевого імпульсного ущільнення та результати експериментальних досліджень промислового зразка запірного імпульсного ущільнення компресора синтез-газу в рамках спільної госпдоговірної НДР «Чисельні та експериментальні дослідження запірних імпульсних ущільнень компресорів». Результати досліджень використовувалися при аналітичному та числовому розрахунках і проектуванні запірного торцевого імпульсного ущільнення компресора вуглекислого газу для підприємства ПАТ «Азот» (м. Черкаси). Результати проведених досліджень опубліковані у спільній з «ТРІЗ» ЛТД ТОВ статті (акт про впровадження від 19.01.2022 р., Додаток Б). Методика та результати числового розрахунку задачі термогідродинамічного змащення упорного восьмиколодкового підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони, які використовуються «ТРІЗ» ЛТД ТОВ при конструюванні підшипників ковзання турбомашин.

4. Методика та результати розрахунків витратних та ротородинамічних характеристик конструкцій лункових та лабіринтно-лункових ущільнень «ТРІЗ» ЛТД ТОВ, які використовуються при проектуванні безконтактних ущільнень відцентрових компресорів та наукових досліджень Корейського інституту науки і технологій (м. Сеул) в рамках гранту та наукового стажування (сертифікат запрошеного дослідника від 20.08.2019 р.). Методика

числового розрахунку характеристик турбіни з урахуванням різного типу безконтактних ущільнень між кромкою лопатки і стінками ротора та статора, впроваджені в практику розрахунку і проєктування безконтактних ущільнень турбін «ТРІЗ» ЛТД ТОВ та наукових досліджень Корейського інституту науки і технологій (м. Сеул) в рамках гранту та наукового стажування за проєктом «Розробка турбоенергетичної системи з використанням джерела відпрацьованого тепла на основі інтернету речей» (тема: «Аналіз опор і ущільнень з використання обчислювальної гідродинаміки»).

5. В рамках виконання спільного проєкту між Техаським інститутом науки і Сумським державним університетом на тему: «Нова концептуальна технологія безвального насоса» запропоновані наукові концепції безвального карданного магнітного насоса (сертифікат про участь у проєкті від 29.08.2016 р., Додаток Г).

6. За результатами дисертаційних досліджень у колективі авторів отримано премію Кабінету Міністрів України за розроблення і впровадження інноваційних технологій на тему: «Розробка і впровадження відповідальних вузлів роторних машин, що забезпечують екологічну безпеку шкідливих виробництв» (розпорядження Кабінету Міністрів України від 16 червня 2021 року № 657-р).

7. Отримані результати роботи та методики інженерного розрахунку використовуються у навчальному процесі Сумського державного університету при викладанні дисциплін «Обчислювальна гідроаеромеханіка», «Комп’ютерне моделювання динамічних систем», «Числові методи задач в механіці» та «Трибомеханіка та основи контактної механіки» для бакалаврів та магістрів ОПП «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», ОПП «Обчислювальна механіка» за спеціальністю 131 – Прикладна механіка. Технічну новизну розробок захищено патентами.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення, результати та висновки дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У наукових працях, опублікованих без співавторства, викладено результати досліджень,

виконаних автором особисто. У роботах, підготовлених у співавторстві, використано лише ті результати, що отримані безпосередньо здобувачем. Особистий внесок автора у спільних публікаціях наведено у списку праць за темою дисертації.

Апробація результатів дисертації здійснена на міжнародних наукових конференціях: XVII International Conference on Fluid sealing (м. Йорк, Велика Британія, 2003 р.), 10-13, 15, 16-ій міжнародній науково-технічній конференції «Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» - «ГЕРВІКОН, ГЕРВІКОН+НАСОСИ» (м. Суми, 2002, 2005, 2011, 2017, 2020 р.; м. Перемишль (Польща), 2008 р.), XI, XII International Conference “Seals and sealing technology in machines and devices” (м. Вроцлав, Польща, 2007, 2010), TEROTECHNOLOGIA conference (Kielce (Poland), 2007, 2009 р.), 10 та 13-й міжнародній науково-практичній конференції «Технології XXI сторіччя» (м. Алушта, 2003, 2006 р.), 7 та 8-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (2005, 2007 р.), XIII-ій міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (м. Харків, 2009 р.), 3-й міжнародній науково-технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2012 р.), 16th, 17th International Sealing Conference (м. Штутгарт, Німеччина, 2010, 2012 р.), 11^{th}, 18^{th}-21^{th} PPrime Workshop on Seals and Bearings (м. Пуатьє-Футуроскоп, м. Париж-Сакле, м. Ангулем, Франція, 2012, 2019, 2022, 2024 р.), Korean Society for Fluid Machinery Conference (м. Йосу, м. Пхьончхан, Республіка Корея, 2018, 2019 р.), Korean KOSC International Conference (м. Почхон, Республіка Корея, 2018 р.), міжнародній науково-технічній конференції "Прогресивна техніка технологія та інженерна освіта" (м. Київ, 2018 р.), 6-й міжнародній науково-технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2018 р.), Korean Tribology Society (KTS) 67th Spring Conference (м. Чеджу, Республіка Корея, 2019 р.), 9th

International Tribology Conference (м. Фукуока, Японія, 2023 р.), 78th STLE Annual Meeting & Exhibition (м. Міннеаполіс, США, 2024 р.); на науково-технічних семінарах: лабораторії турбомашин Техаського A&M університету (м. Коледж-Стейшен, США, 2013 р.), інституті деталей машин Штутгартського університету (м. Штутгарт, Німеччина, 2012 р.), відділі машинобудування та складних систем Інституту ПіПрайм університету м. Пуатьє (м. Пуатьє, Франція, 2012, 2025 р.) (Додаток Д), лабораторії інновації роторних машин Корейського інституту науки і технологій (м. Сеул, Республіка Корея, 2018 р.), на кафедрі енергетичних машин та апаратів Сілезського технологічного університету (м. Глівице, Польща, 2008 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 87 наукових праць, з них 2 публікації у розділі монографії; 17 статей у фахових спеціалізованих виданнях; 15 статей у фахових виданнях, що внесені до наукометричних баз даних SCOPUS та/або WoS (зокрема, у виданнях, віднесених до квартилів *Q1 - 8, Q3 - 6; Q4 - 1*); 9 статей у іноземних спеціалізованих виданнях; 7 публікацій у матеріалах конференцій, що внесені до наукометричних баз даних SCOPUS та/або WoS; 26 матеріалів і тез конференцій; 3 закордонних патенти на винахід і 3 патенти на корисну модель України; 5 авторських прав на твір.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, п’яти розділів, висновків та додатків. Повний обсяг дисертації складає 498 сторінок. Дисертація містить 232 ілюстрації, 31 таблицю, список використаних джерел із 449 найменувань, 7 додатків.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПЕРСПЕКТИВНИХ КОНСТРУКЦІЙ УЩІЛЬНЕНЬ ТА ОПОР ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

1.1 Моделі гідродинаміки течії в мастильному шарі одношпаринних кільцевих ущільнень-опор

Останнім часом з'явилися конструкції багатоступеневих насосів, в яких вже навмисно функції опор перекладаються на шпаринні ущільнення. Так, наприклад, вже декілька вітчизняних та зарубіжних підприємств серійно випускають багатоступеневі насоси, в яких роль радіальних підшипників виконують «довгі» шпаринні ущільнення [1,20]. Ще одним прикладом використання шпаринних ущільнень у якості опор можуть служити безвальні насоси [5]. Переваги таких насосів очевидні: зниження масогабаритних показників, спрощення технічного обслуговування, монтажу і наладки за рахунок усунення виносних підшипникових опор, поліпшення вібраційних характеристик агрегату, підвищення надійності і ресурсу.

У зв’язку з тим, що для шпаринних ущільнень-опор найбільш важливими є жорсткістні та демпфуючі властивості, та їх вплив на вібраційний стан ротора. Виникає необхідність розроблення уточнених методів числового розрахунку і оптимізації динамічних характеристик шпаринних ущільнень турбомашин за допомогою сучасних методів обчислювальної гідродинаміки [7] для більш надійного прогнозування вібраційного стану турбомашин та розробки принципово нових конструкцій, що забезпечують економію енергії та перекачуваних продуктів, а також екологічну безпеку насосного і компресорного обладнання.

Дослідженню гідродинамічних сил, що виникають у безконтактних ущільненнях, зокрема кільцевих ущільненнях, присвячені роботи ряду вітчизняних і закордонних вчених [10,15,27]. У роботах В.А. Марцинковського [2-6] запропонована теорія розрахунку характеристик течії, а також сил і

моментів, що виникають у короткій щілині з переважним осьовим потоком з урахуванням циліндричної і конічної прецесії й радіальних коливань. Основними передумовами для описання турбулентного руху рідини є використання значень коефіцієнтів опору тертя на основі експериментальних досліджень І.І. Нікурадзе і закону степені $1/7$ для зміни компонент швидкості по зазору. Х.Ф. Блек [9] визначив коефіцієнти жорсткості, демпфування й приєднаних мас для кільцевого гладкого ущільнення при турбулентній течії ґрунтуючись також на гіпотезі степеневого розподілу швидкості з показником степені $1/7$. Їм був проведений аналіз тільки коротких щілин, однак його робота стала основою для наступних досліджень ущільнень закордонними вченими. Д.В. Чаілдс [12] досліджував ефект закручення на вході, використовуючи теорію інтегральних характеристик просторової течії Хірса замість степеневого закону розподілу швидкості. Т. Іватсубо [18] запропонував моделі турбулентної течії в ущільненнях з канавками, комбінуючи аналіз кільцевих гладких ущільнень і лабіринтних ущільнень, що дозволило одержати динамічні характеристики таких ущільнень. Даний підхід є числовим методом для ущільнень складної геометричної форми.

У вище згаданих роботах ущільнення розглядаються як «короткі» щілини, тобто нехтується зміна розподілу тиску, що обумовлена окружною швидкістю. Але вищенаведені гіпотези не можуть бути застосовні до кільцевих щілин, у яких відношення довжини в осьовому напрямку до діаметра більше 0,5. Фрітц [16, 17] дослідив такі «довгі» кільцеві ущільнення, але нехтував ефектом течії в осьовому напрямку.

Д.В. Чаілдс [11] запропонував метод кінцевої довжини, що найбільш використовується через свою простоту й практичність. Згодом модель Чаілдса була вдосконалена, і дозволила врахувати ефект конусності [14],[22]. Запропонований метод дозволив виконати аналіз демпферних [13] (Чаілдс і Кім, 1985) і канавкових ущільнень [26] (Нордманн).

Нельсон і Нгуен [23] представили аналіз кільцевих ущільнень, що базується на теорії просторової течії Хірса, і діаграмі Моуді для тертя. Вони

з'ясували, що на динамічні коефіцієнти значно впливає відносна шорсткість поверхні. У наступних роботах Нельсон і Нгуен [24], [25] розробили на підставі перетворення Фур'є метод для розрахунку ущільнень із великим ексцентриситетом з урахуванням шорсткості поверхні.

Більшість дослідників, які згадувалися вище зосереджували увагу на додаткових силах викликаних циліндричною прецесією. Чаілдс [13] вивів динамічні коефіцієнти обумовлені не тільки силами, але й моментами, що викликані циліндричним і конічним прецесійним рухом. Канеморі та Іватсубо [19] провели експериментальне дослідження гідродинамічних сил і моментів у «довгих» щілинах і прийшли до висновку, що для «довгих» щілин важливо враховувати моменти, які виникають при прецесійному обертанні ротора. Вони також запропонували процедуру ідентифікації коефіцієнтів матриці сил і моментів.

Атавел [8] з'ясував характер течії рідини в мастильному шарі ущільнень із прецесією чисельно й експериментально. Дж.Л. Морісон, М.С. Джонсон, Х.Д. Темс у роботі [21] навели результати експериментального порівняння течії в гладких кільцевих ущільненнях із прецесією й без прецесії.

Томас Стаублі [28] продемонстрував можливість розрахунку динамічних коефіцієнтів шпаринних ущільнень за допомогою числового моделювання й порівняв числові результати з рішеннями отриманими за допомогою теорії просторової течії.

1.2 Статична і динамічна стійкість ротора в багатошпаринних ущільненнях

Як відомо, в якості ущільнень проточних частин відцентрових насосів використовуються ущільнення з кільцевими шпаринами. Гідродинамічні сили, що виникають в зазорах різних конструкцій безконтактних кільцевих ущільнень під дією перепаду тиску і обертання вала значною мірою визначають динамічні характеристики роторів відцентрових машин. Відомо, що

динамічний стан ротора може стабілізуватися за рахунок дії гідродинамічних сил, які можуть значно зменшити вібрації [29],[30],[31],[32]. Проте варто пам’ятати про зворотну дію цих сил, які також можуть викликати збільшення вібрацій відцентрової машини [33],[34],[35].

В останні роки багато досліджень спрямовані на підвищення загального К.К.Д. відцентрових насосів за рахунок зменшення витоків через кінцеві та міжступеневі ущільнення. Треба зазначити, що одним із способів зменшення об'ємних втрат є застосування в якості передніх або міжступеневих ущільнень насосів багатошпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами. По гідравлічним опорам такі ущільнення еквівалентні двом або трьом послідовно розташованим кільцевим дроселям, але при тих же осьових розмірах вони значно зменшують витрати. Проте аналіз попередніх досліджень показав, що багатошпаринні ущільнення мають здатність викликати автоколивання ротора з амплітудами порядку величини радіального зазору [33],[35]. Тому доцільним є огляд різних типів конструкцій та з’ясування причин виникнення можливих вібрацій на основі аналізу природи течії в дроселюючих каналах звичайних шпаринних ущільнень.

Існує цілий ряд конструкцій шпаринних ущільнень, які генерують високий опір потоку [36],[37],[38]. Це прямі зубчасті гладкі, ступінчаті, Z-подібні, та радіальні або діагональні шпаринні ущільнення. Багатошпаринне ущільнення (лабіринтне ущільнення) є найскладнішим конструктивним рішенням. На рисунку 1.1 показаний приклад трьохшпаринного ущільнення робочого колеса відцентрового насоса.

Як вказано в роботах [39] і [36], у цьому типу ущільнення зазор у парній шпарині повинен бути значно більшим у порівнянні з зазором у непарній шпарині та розмір з’єднувальної камери також повинен бути збільшений, щоб уникнути можливої нестійкості ротора.

Як зазначено Д. Чайлдс [40] компанія Зульцер виконала дослідження ротородинамічних коефіцієнтів п’яти різних конструкцій ущільнень робочого колеса живильного насоса котла, які представлені Боллетер та ін. [41]. Причому

у трьох із цих конструкцій коефіцієнт частоти прецесії (WFR) або дорівнював, або був більший за 1. Л. Сан-Андрес [42] порівнюючи ці конструкції з ще трьома конструкціями (дані тесту Cal Tech та робоче колесо з радіальним потоком) відмітив, що всі робочі колеса мають негативну пряму жорсткість і великі значення прямих і перехресних коефіцієнтів інерції. Перехресна жорсткість набагато більша для робочих коліс із малим зазором, що створює великі дестабілізуючі сили при швидкостях ротора нижче критичної швидкості системи ротор-підшипники, тобто WFR > 1. Для робочого колеса радіального потоку перехресна жорсткість мала, тобто дестабілізуюча сила є незначною.

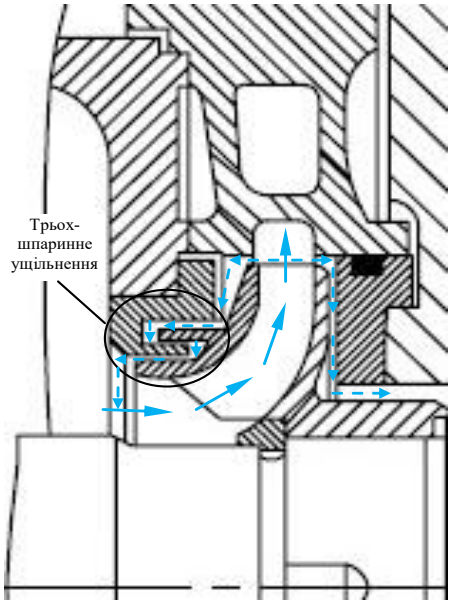


Рисунок 1.1 - Креслення колеса відцентрового насоса з трьохшпаринним ущільненням

Провести аналіз причин статичної та динамічної нестійкості ротора, а також існуючих методів розрахунку шпаринних ущільнень можливо за допомогою аналізу літератури відомих на сьогоднішній день результатів розрахункових досліджень та експерименту.

Як правило для розрахунків течії рідини та динамічних коефіцієнтів використовують методи обчислювальної гідродинаміки (3D CFD) для ексцентричного ущільнення з круговими вихровими орбітами. Коефіцієнти

роторної динаміки визначаються силами реакції ущільнювальної рідини, які розраховуються шляхом інтегрування гідродинамічних тисків по всій площі ущільнення [43],[44],[45]. Модель еліптичної вихрової орбіти широко використовується для визначення частотно-залежних ротородинамічних коефіцієнтів шпаринних ущільнень. Існуючою технологією розв’язання моделі еліптичної вихрової орбіти є метод нестаціонарної обчислювальної гідродинаміки [46]. Дослідження системи ротор-ущільнення зі складним рухом ротора з урахуванням радіальних навантажень або проходження через область резонансу розглянуто К. Чжан та ін. у роботі [47]. Класична модель об'ємного потоку зі спрощенням збурень все ще успішно використовується для розрахунку динамічних коефіцієнтів ротора в кільцевих ущільненнях. В роботі П. Ся та ін. [48] розроблена перехідна модель об’ємного потоку з довільним рухом ротора, а граничні умови та коефіцієнт тертя в моделі відкалібровані за допомогою стійкого аналізу обчислювальної гідродинаміки (CFD), яка має передбачення більш узгоджені з експериментом. Добру узгодженість числового аналізу динамічного стану ротора з точки зору осьового розподілу середнього статичного тиску, окружного розподілу коливання тиску, першої критичної швидкості та дестабілізізуючої швидкості обертання ротора на основі теорії об’ємного потоку та аналізу збурень в лабіринтних ущільненнях з експериментом отримано Ю.З. Лю та ін. в статті [49].

В роботах Р. Сюй та ін. [50] і Ф. Лі та ін. [51] з використанням нестаціонарного CFD розрахунку прецесійного руху ротора в ущільненні за круговою траєкторією досліджено, що пряма жорсткість змінюється з позитивної на негативну по мірі збільшення довжини ущільнення. Для «короткого» ущільнення статичний тиск ексцентричної сторони більший ніж тиск зворотної сторони, і пряма жорсткість є додатною. Для довгого ущільнення зі збільшенням довжини існує точка перетину, в якій ефект Бернуллі в окружному напрямку стає переважаючим, а пряма жорсткість стає негативною [36]. Зі збільшенням довжини ущільнення коефіцієнт частоти

прецесії WFR стає більшим, що знижує динамічну стійкість роторної системи насоса [51].

Аналіз ексцентричних газових кільцевих ущільнень показує, що умови з заглушенням потоку викликають зміну статичної жорсткості. Для дозвукової вихідної секції ефект Ломакіна представлений центруючою радіальною силою, протилежною переміщенню ротора. Для секції виходу із заглушенням потоку радіальна сила, що виникає внаслідок збурення ексцентриситету, має той же напрямок, що й переміщення ротора. Тоді кільцеве ущільнення стає статично нестійким. З фізичної точки зору така поведінка пояснюється модифікацією ефекту Ломакіна, який змінює знак, як зазначено М. Аргір та ін. [52].

Експериментальні результати, що вказують на негативну пряму статичну жорсткість газових кільцевих ущільнень з великим ексцентриситетом, були представлені Д.В. Чайлдс та С.П. Артур [53]. Нестійкість виникала при нульовій швидкості обертання та при великих ексцентриситетах. Числове розв’язання рівнянь об’ємного потоку в кільцевому ущільненні, виконане М. Аргір та А. Маріот [54], також підтвердило негативну статичну жорсткість при високих ексцентриситетах і нульовій швидкості обертання. Проте зі збільшенням швидкості обертання статична жорсткість знову стає додатною і може зростати зі збільшенням ексцентриситету. Перевірка інших геометрій ущільнень та робочих умов показала, що зниження прямої статичної жорсткості при високих ексцентриситетах і нульовій швидкості обертання є характеристикою всіх прямих кільцевих ущільнень, незалежно від того, є рідина стисливою чи ні [54].

В ряді робіт [55],[56],[57],[58],[59] відмічається наявність негативної жорсткості в газових лабіринтних ущільнень. Статична нестійкість пов’язана зі зростанням швидкості витікання рідини та зменшенням тиску в меншому зазорі. У більшому зазорі розподіл тиску збільшується. Утворюється радіальна сила реакції рідини, яка прагне змістити ротор від центру статора, що призводить до статичної нестійкості лабіринтного ущільнення. Статичний коефіцієнт прямої жорсткості приймає негативну величину. Звичайний ефект

Ломакіна не може пояснити це явище нестійкості. Основною причиною цього В. Чжан та ін. [28] вважають є інерційний ефект, який призводить до більшого падіння тиску в мінімальному зазорі, а потім до статичної нестійкості газового лабіринтного ущільнення. Результати дослідження С. Субраманян та ін. [29] показали значні зміни важливих динамічних коефіцієнтів: з негативних до позитивних значень прямої жорсткості і з позитивних до негативних значень прямого демпфірування для газового лабіринтного ущільнення з урахуванням теплового зростання радіальних деформацій. Особливу цікавість представляє початок нестійкості, виявлений при підвищеній температурі, незалежно від співвідношення вхідного і вихідного тисків.

Д.В. Чайлдс та Дж. Буллок [60] також вважали, що спостережувані ними ефекти децентрування ротора в гладких рідинних шпаринних ущільненнях є результатом експериментальних досліджень у режимі перехідної течії, коли коефіцієнт втрат на тертя λ не падає зі збільшенням перепаду тиску ΔP та числа Рейнольдса Re. Позитивний центруючий ефект Ломакіна вимагає, щоб λ падав із збільшенням осьового числа Рейнольдса.

Відомо, що окружний спіральний потік в кільцевому ущільненні є основною причиною дестабілізуючої тангенціальної сили. Тому М. Чжан та Дж. Ян [61] запропонували нове гелікс-комб ущільнення, яке за допомогою направляючої ролі гвинтових зубів дозволяє створити негативний окружний спіральний потік, направлений в сторону протилежну основному потоку в ущільненні. Завдяки цьому ущільнення із спіральною гребінкою має найменшу тангенціальну силу та найкращу динамічну стійкість у порівнянні з лабіринтним ущільненням з вихровими гальмами і без них та забезпечує новий метод контролю самозбудження вібрацій. М. Чжан та ін. для зменшення тангенціальної сили, у своїй роботі [62] запропонували конструкцію багатодугового ущільнення. Усередині багатодугового ущільнення утворено кілька дугових областей вздовж окружного напрямку. Для придушення кругового потоку створюється розділення потоку, вихрового і зворотного окружного потоків. Чисельні результати показують, що багатодугове

ущільнення значною мірою зменшує тангенціальну силу при аналогічній величині витоків в порівнянні з лабіринтним ущільненням. Аналіз параметрів геометрії показує, що збільшення числа дуг і зменшення осьової відстані між двома вінцями дуги зменшують тангенціальну силу, але мало впливає на величину витоків.

Динамічну стійкість ущільнення часто оцінюють за коефіцієнтом частоти прецесії (WFR) та ефективним коефіцієнтом демпфірування (C_{eff}), розрахованим на основі припущення синхронної прецесії. Із результатів досліджень Т. Івацубо, Х. Ісімару [63] стало відомо, що для розрахунку WFR і C_{eff} при визначенні самозбуджених вібрацій необхідно використовувати власну частоту роторної системи. Коефіцієнт частоти прецесії (WFR) для власної частоти ротора може судити про стійкість ротора, але не може оцінити, динамічні якості ущільнення. Як C_{eff}, так і WFR, розраховані з використанням частоти обертання, не можуть дати правильний критерій динамічної стійкості ротора. С. Субраманян та ін. [58] визначили діапазони динамічної стійкості за коефіцієнтом частоти прецесії та ефективним коефіцієнтом демпфування від частоти прецесії з урахуванням відцентрового зростання деформацій зубів для лабіринтного газового ущільнення турбіни при різних швидкостях обертання і відношеннях тиску.

В роботі [64] Х. Чжан та ін. запропонували нову порожнину похилого отвору спеціальної форми для зменшення витоків та підвищення ротородинамічних характеристик демпферного ущільнення с сіткою отворів та оптимізували величини осьового кута нахилу. Так ущільнення з сіткою отворів з осьовим похилим кутом від 50 до 60° має найменші витоки, найменший коефіцієнт частоти прецесії та найбільше ефективне демпфування серед інших демпферних ущільнень з сіткою отворів. Також має негативну перехресну жорсткість і достатньо високі значення позитивної прямої жорсткості і демпфування. На противагу цьому, типове лабіринтне ущільнення з прямим зубом має кращі характеристики витоків та роторної динаміки ніж лабіринтне ущільнення з похилими зубами. Але має негативну пряму жорсткість.

Р. Гао у своїй роботі [65] показав, що для розглянутих трьох конструкцій лабіринтних ущільнень компресорів: ущільнення з прямим вушком, ступінчасте ущільнення з вушком і ущільнення балансирного барабана, більше попереднє закручення призводить до більшої перехресної жорсткості, що є одним з основних факторів, які спричиняють нестійкість ротора. При малому попередньому закрученні лабіринтні ущільнення з прямим вушком з зубом на статорі мають негативну перехресну жорсткість, але менше пряме демпфування ніж при більшому закрученні. Конструкція ступінчастого ущільнення з вушком має негативну пряму жорсткість. Конструкція ущільнення балансирного барабана має негативну перехресну жорсткість при всіх розглянутих ступенях закручення від 3 до 73.6 %.

Ф. Лі та ін. [66] виконали дослідження впливу амплітуди прецесії на динамічні характеристики шпаринного ущільнення. Результати за перехідним CFD методом порівнювалися з результатами моделі об'ємного потоку та результатами експерименту. Показано, що перехідний CFD аналіз з трьома моделями прецесії: одномірною моделлю прецесії, окружною моделлю прецесії і еліптичною моделлю прецесії має високу точність прогнозування для прямого демпфування, з максимальною похибкою 25%. Від'ємний k_{yx} збільшується на 166%, коли коефіцієнт статичного ексцентриситету збільшується з 0 до 0.5. Динамічні характеристики кільцевого ущільнення з високим статичним ексцентричним відношенням більше ніж 0.3, чутливі до амплітуди прецесії, і модель з амплітудою 1% від зазору має великі переваги для прогнозування прямої віртуальної маси, тоді як модель з амплітудою 10% від зазору має великі переваги для прогнозування перехресного демпфування.

Х. Сюн та ін. у своїй роботі [67] досліджували вплив випадкових факторів в взаємодіючій системі газового лабіринтового ущільнення-ротор для дослідження флуктуацій динамічних коефіцієнтів. Аналізувалися впливи випадкових невизначених факторів на динамічні коефіцієнти з точки зору швидкості обертання ротора, перепаду тиску та швидкості завихрення на вході.

Ущільнення мало негативну перехресну жорсткість при більших частотах обертання.

Вплив зазору та робочих параметрів на коефіцієнти тертя стінки газових лабіринтних ущільнень, використовуючи CFD дослідження, отримано Т. Ву та Л. Сан-Андрес [68].

Канавки виконані на статорі через збільшену поверхню тертя зменшують складову окружної швидкості в ущільненні і, як наслідок, перехресну жорсткість в шпаринному ущільненні. Сильне попереднє закручення на вході ущільнення і велике відношення окружної до осьової швидкості збільшують перехресну жорсткість, знижують ефективне демпфування і, таким чином, дестабілізують ротор. Якщо тангенціальна сила стає нульовою або додатною, виникають коливання, що самозбуджуються, якщо ротор не достатньо задемпфований підшипниками або іншими елементами [36].

В демпферних ущільненнях таких як: стільникові, з сіткою отворів, лункові та кишеньковий демпфер за рахунок канавок відповідної форми також створюється опір окружній течії, зменшується тангенціальна сила і перехресна жорсткість та покращується динамічна стійкість ротора [69],[70],[71],[72],[73],[74],[75],[76].

О.А. Бін Наджиб і Д.В. Чайлдс [77] показали, що вихрові гальма ефективні для мінімізації завихрення вхідної рідини при зазорі в три рази більшим від базового зазору (381 мкм), але неефективні при зазорах рівних та в два рази більших. Коли вихрові гальма використовуються в ущільненні із найбільшим зазором, змінні перехресної жорсткості мають той самий знак, що означає, що частотний коефіцієнт прецесії WFR ущільнення буде дорівнювати нулю і не створюватиме дестабілізуючих зусиль на ротор насоса. Однак при найбільшому зазорі гладке кільцеве ущільнення має негативну пряму жорсткість, що потенційно може приводити ротор у контакт зі стінкою статора, разом із зниженням власної частоти ротора насоса, ще більше знижуючи його динамічну стійкість. Більшість розрахунків добре узгоджуються з даними

експерименту. Помітними винятками є прямі та перехресні коефіцієнти жорсткості для найбільшого зазору.

Проведені Г. Ву та ін. [78] числові розрахунки на основі моделі об’ємного потоку та методу збурень показали, що коефіцієнт вхідних втрат має суттєвий вплив на динамічні коефіцієнти шпаринного ущільнення кінцевої довжини, особливо на пряму жорсткість. Усі динамічні коефіцієнти збільшуються зі збільшенням коефіцієнта вхідних втрат, причому їх більше зростання відбувається при великому співвідношенні довжини до діаметра, малому зазорі або високій швидкості обертання. Крім того, зменшення коефіцієнта вхідних втрат може покращити динамічну стійкість шпаринного ущільнення.

Л.С. Андрес та Дж. Ян [79] за допомогою CFD дослідження визначили, що якщо змінити гострий край вхідної кромки на скруглення, то пряма жорсткість K і пряме демпфування C шпаринного ущільнення зменшуються приблизно на 10% порівняно з коефіцієнтами для ущільнення з гострою кромкою на вході. Інші ротодинамічні коефіцієнти зменшуються лише несуттєво.

В. Чжоу та ін. [80] шляхом розв’язання рівнянь збурення першого порядку для об'ємного потоку застосували нову граничну умову, яка включає коефіцієнт відновлення на виході. Дослідження впливу коефіцієнту відновлення на виході на витоки і динамічні характеристики шпаринного ущільнення показало, що коефіцієнт відновлення на виході прямо пропорційний жорсткості, та обернено пропорційний витокам, прямому демпфуванню, перехресній жорсткості та перехресному демпфуванню. Крім того, коефіцієнт відновлення на виході мало впливає на стійкість шпаринного ущільнення. При чому, пряма жорсткість збільшується зі збільшенням відновлення на виході.

Е. Стортейг в своїй дисертації [81] отримав, що умови ущільнень на вході та виході певною мірою впливають як на витоки з ущільнень, так і на динамічні коефіцієнти ротора. Експериментальне дослідження втрат на вході та виході для ущільнень з гострими вхідними та вихідними фасками виконано для цілого

діапазону осьових і тангенціальних швидкостей течії. Отримано, що вхідні втрати мають чутливість до зміни геометрії на відміну від вихідних втрат. Зазвичай використовувані припущення про те, що втрати на вході та виході не залежать від швидкості обертання, справедливі, коли середній тангенціальний потік менший або дорівнює осьовому потоку. Проте, коли тангенціальний потік стає набагато більшим ніж осьовий, це припущення не справджується. У цьому ж дослідженні вивчали витоки для ущільнень з неглибокими канавками. Експериментальні результати витоків для неглибоких канавок на роторі добре відповідали теоретичним прогнозам, заснованим на коефіцієнті тертя, розробленому в дисертації.

Слід відмітити, що в ряді робіт [73],[59],[82] отримано, що при відсутності значного попереднього закручення на вході лабіринтні ущільнення можуть мати негативні значення перехресної жорсткості.

Підсумовуючи проведений аналіз можна сказати, що виявлені основні можливі причини статичної нестійкості шпаринних ущільнень, до яких можна віднести: негативну пряму жорсткість в довгих ущільненнях, коли ефект Бернуллі переважає над ефектом Ломакіна; існування заглушення потоку в газових ущільненнях; наявність великого ексцентриситету та нульової швидкості обертання; присутність негативної прямої жорсткості в лабіринтному ущільненні; негативна жорсткість при перехідній течії. На динамічну нестійкість ущільнення значно впливає окружний спіральний потік. Для зменшення окружного потоку можливе використання вихрових гальм [83],[84], конструкцій демпферних ущільнень (стільникових, з сіткою отворів, кишенькового демпферу, лункових ущільнень) та конструкцій ущільнень зі спіральною гребінкою та багатодугового ущільнення та ін. Суттєвий вплив на окружний потік також має закручення потоку на вході та коефіцієнт тертя стінки. Зменшення окружної сили можливе за рахунок збільшення тертя в ущільненні з мікроканавками на статорі. На динамічну стійкість ущільнення мають вплив вхідні втрати, а вихідні втрати навпаки не мають значного впливу. Деякі конструкції лабіринтних ущільнень мають негативну перехресну

жорсткість, яка сприяє динамічній стійкості ротора в цих конструкціях ущільнень.

1.3 Радіальні і тангенціальні сили у багатошпаринних ущільненнях

В відцентрових насосах з метою зменшення витоків із зони високого тиску в зону пониженого тиску використовують шпаринні ущільнення. Як вже відомо, що одним із способів зменшення об’ємних втрат є застосування в якості передніх ущільнень робочих коліс шпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами. В таких ущільненнях присутні додаткові місцеві опори, зумовлені раптовими розширеннями-звуженнями потоку, а також раптовою зміною його напрямку. Крім того, в багатошпаринних ущільненнях окрім додаткових місцевих втрат збільшуються втрати на тертя по довжині, за рахунок збільшення загальної довжини дроселюючих кільцевих каналів [85],[86] при збереженні осьової довжини ущільнення. При цьому, як відомо, у відцентрових насосах об’ємні витрати складають до 10% номінальної подачі насоса [87], тому їх зменшення і досі не втрачає актуальності. Розрахунок витоків через шпаринні ущільнення описаний в аналітичний формі та підтверджений числовими розрахунками [88]. При цьому, використовуються емпіричні значення коефіцієнтів місцевих втрат і втрат на тертя по довжині ущільнення.

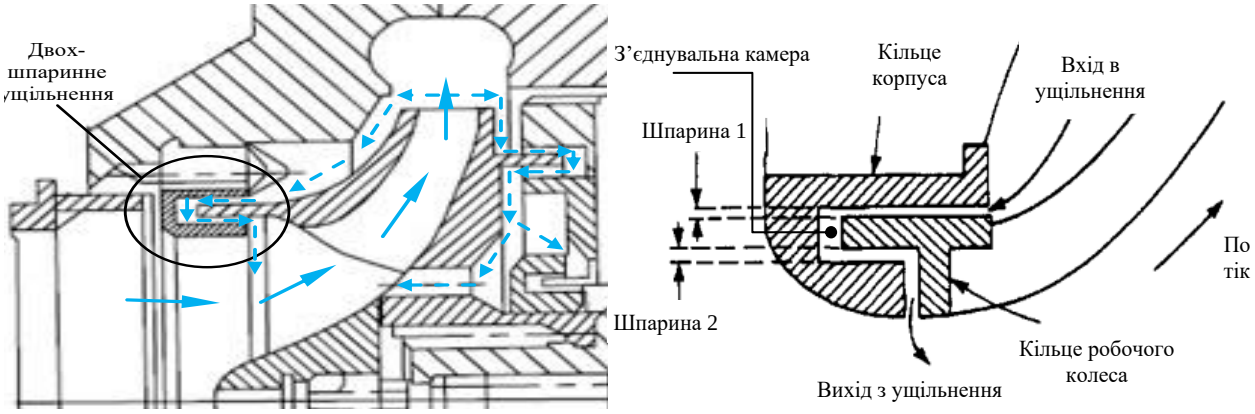
Основною особливістю шпаринних ущільнень є те, що вони представляють собою повноохоплюючі малонавантажені гібридні підшипники ковзання, які мають значний вплив на вібраційний стан ротора. Ще в минулому столітті виявлено здатність багатошпаринних ущільнень викликати автоколивання ротора з амплітудами, які дорівнюють величині радіального зазору [89],[90], проте чіткого пояснення цього явища немає. Одним із способів усунення таких вібрацій в двохшпаринних ущільненнях розглядається збільшення радіального зазору шпарини 2 (рис. 1.2 *а,б*) по відношенню до радіального зазору шпарини 1. Проте автоколивання вала [91] все одно можуть

відбуватися при великих тисках перекачуваного середовища. Так в роботах [92],[93] пропонується збільшити осьовий розмір камер або довжину другої шпарини двохшпаринного ущільнення, але це, через деформації [94], може призвести до утворення дифузора на другій шпарині та знову ж таки викликати погіршення вібраційного стану ротора. Тобто чіткої аргументації та прикладів досліджень не наведено.

У 1993 році Верховен та ін. [95] та у 2012 році Онарі та ін. [96] отримали суперсинхронну нестійкість для горизонтального одноступеневого насоса дробленого коксу подвійного входу з U – образними ущільненнями. Нестійкість ротора насоса проявлялась приблизно при подвійній швидкості обертання і мала прецесію близьку до кругової орбіти. Перевірка деталей ущільнення показала сектор 360 градусів зношування зовнішньої поверхні ротора та сектор приблизно 90 градусів зношування протилежної поверхні корпуса, що пов’язано з контактним тертям. Суперсинхронна нестійкість пояснювалася негативним демпфуванням в U – образному ущільненні. В результаті її було усунено: застосуванням вихрових гальм (18 ребер), виконаних в корпусі на вході в ущільнення; застосуванням дифузорної конусності другої шпарини ущільнення, з кутом дифузору від 2 до 3 градусів; та застосуванням 4-х слот в з’єднувальній камері ущільнення. При цьому вплив конусності на U – образне ущільнення не було досліджено ані чисельно, ані експериментально [97].

Як відомо, вихрові гальма знижують перехресну жорсткість ущільнення, без необхідного впливу на величину або знак прямого демпфування [98],[99],[100]. Для традиційного шпаринного ущільнення, дифузорна конусність знижує пряме демпфування і жорсткість [101],[97]. Zhang W et al. у своїй роботі [102] визначили, що для умов течії без заглушення потоку в шпаринному газовому ущільненні в’язкий ефект є домінуючим фактором для негативного статичного коефіцієнта прямої жорсткості при L/D=1.0 з великими величинами ексцентриситету. Для потоку з заглушенням, домінуючий в’язкий та інерційний ефекти створюють від’ємний прямий коефіцієнт жорсткості

навіть при малих ексцентриситетах. Збільшення L/D в кінцевому рахунку призводить до негативного коефіцієнту жорсткості. Прямий коефіцієнт жорсткості дифузорного і конфузорного шпаринних ущільнень є негативним і позитивним відповідно. Сан Д та ін. [103] встановили, що дифузорні газові демпферні ущільнення з сіткою отворів зменшують вихровий рух ротора завдяки більшому ефективному коефіцієнту демпфування, але мають негативну пряму жорсткість та зменшують власну частоту роторної системи.



а) *б)*

Рисунок 1.2 - Двохшпаринне ущільнення відцентрового насоса

На цей час, як відомо з практичного досвіду використання багатошпаринних ущільнень, одним із елементів, який істотно впливає на величину і напрямок радіальних гідростатичних та тангенціальних гідродинамічних сил, що можуть призвести до втрати статичної та динамічної стійкості ротору, є камери, які з'єднують шпарини [104],[105],[106]. Вплив розмірів та геометрії камер лабіринтних ущільнень на величину витоків і на динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфірування досліджувався в роботах [107],[108],[109],[110],[111],[112],[113]. Як стало відомим, ефект Ломакіна не може пояснити наявність негативної радіальної сили [114],[115], а теорія Олфорда негативної тангенціальної сили [116],[117],[118] в конструкціях шпаринних ущільнень. Вплив частоти обертання вала, перепаду тиску,

величини закручення на вході, а також зазору на тангенціальний коефіцієнт тертя статорної стінки лабіринтного ущільнення досліджено Тінгченг Ву і Луїс Сан-Андрес [119].

1.4 Конструкції ущільнень-опор герметичних, безвальних і багатоступінчатих насосів

Основною проблемою відцентрових насосів, що перекачують надчисті, високотоксичні, стерильні або делікатні рідини, є ущільнення вала, які ущільнюють обертовий приводний вал з корпусом. На думку Барнарда з Exxon Chemical Ltd, 80% насосів, які використовуються у хімічній промисловості, виведені з експлуатації через несправності механічних ущільнень, а решта 20% знято внаслідок несправності підшипників, муфт та іншого. Ці насоси мають витрати на технічне обслуговування приблизно вдвічі більші їх вартості протягом перших п’яти років експлуатації [120].

Однією з відповідей на цю проблему є насоси з магнітною муфтою або моторні насоси. Останні мають герметичний кожух, що відокремлює обертові частини насоса від статора. В обох випадках крутний момент передається на ротор за допомогою магнітного поля, що обертається. У насосі з магнітною муфтою обертаюче поле генерується обертовими магнітами, в насосі з герметичним двигуном - електричними обмотками статора. Основною проблемою цих герметично закритих відцентрових насосів є підшипникові втулки ротора, які змащуються та охолоджуються технологічною рідиною. Ці підшипники негайно виходять з ладу, якщо в насосі відсутнє змащення. Також не всі рідини мають гарні змащувальні властивості. Рідини з низьким тиском пароутворення випаровуються в підшипниках, а рідини, такі як суспензії CMP (хімічна механічна планаризація), що містять абразивні частини, спричиняють швидке зношування підшипників [120].

На відміну від магнітної муфти, в герметичному двигуні спостерігається більша генерація тепла через додаткові електричні втрати. Спільним для обох

типів є те, що підшипники встановлені в просторі перекачуваного середовища повинні бути в змозі протистояти умовам, які присутні для перекачуваної рідини. Зазвичай використовуються підшипники ковзання, хоча в деяких випадках також використовують роликові підшипники [121].

Підшипники герметичних насосів повинні розташовуватися в барокамері, і тому вони занурені в робочу рідину. Особливі вимоги до цих підшипників вимагають використання гідродинамічних змащених підшипників або магнітних підшипників, за кількома винятками, коли можуть застосовуватися роликові підшипники. Тому важливе значення слід надавати проектуванню та вибору матеріалів. Мастильно-охолоджуючі рідини рідко є мастилом у звичайному розумінні, але частіше рідинами, такими як кислота, їдка речовина, термічне масло (іноді при дуже високих температурах), скраплений газ, тощо, з надзвичайно низькими або незначними мастильними властивостями; тобто надзвичайно низької в'язкості. Отже, не можна припускати, що гідродинамічне змащення буде здійснюватися завжди: це означає, що також слід очікувати змішаного тертя. Отже, матеріали, з яких виготовляються підшипники герметичних насосів, повинні мати хороші експлуатаційні властивості в аварійних ситуаціях. Особливе значення слід надавати якомога кращій шорсткості підшипників під час врівноваження навантаження в радіальному напрямку [121].

Радіальне зусилля в насосах обсадних колон може бути значно зменшено, використовуючи подвійний затвор в якості направляючого пристрою. Хоча радіальні сили не виключають одна одну повністю, досягнутого зменшення достатньо для забезпечення задовільних результатів у багатьох випадках. Можна припустити, що залишкові сили знаходяться десь в районі між 15 і 20% відповідної радіальної сили одноступеневого насоса [121].

При перекачуванні хімічних речовин, кислот та їдких рідин, необхідно приділяти велику увагу типам насосів, коли іноді важко зробити вибір між герметичними насосами і насосами з ущільненнями [122].

До теперішнього часу вібраційний стан роторів багатоступеневих відцентрових насосів оцінюється по змушеним коливанням під дією сил інерції неврівноважених мас з урахуванням радіальних гідродинамічних сил, що виникають в опорах ковзання і у шпаринних ущільненнях. Тим часом, поряд з радіальними силами на ротор діють незрівнянно більші по величині осьові сили. Ці сили виміряються десятками тонн, а їхнє врівноважування найчастіше здійснюється за допомогою автоматичних врівноважуючих пристроїв (рис. 1.3).

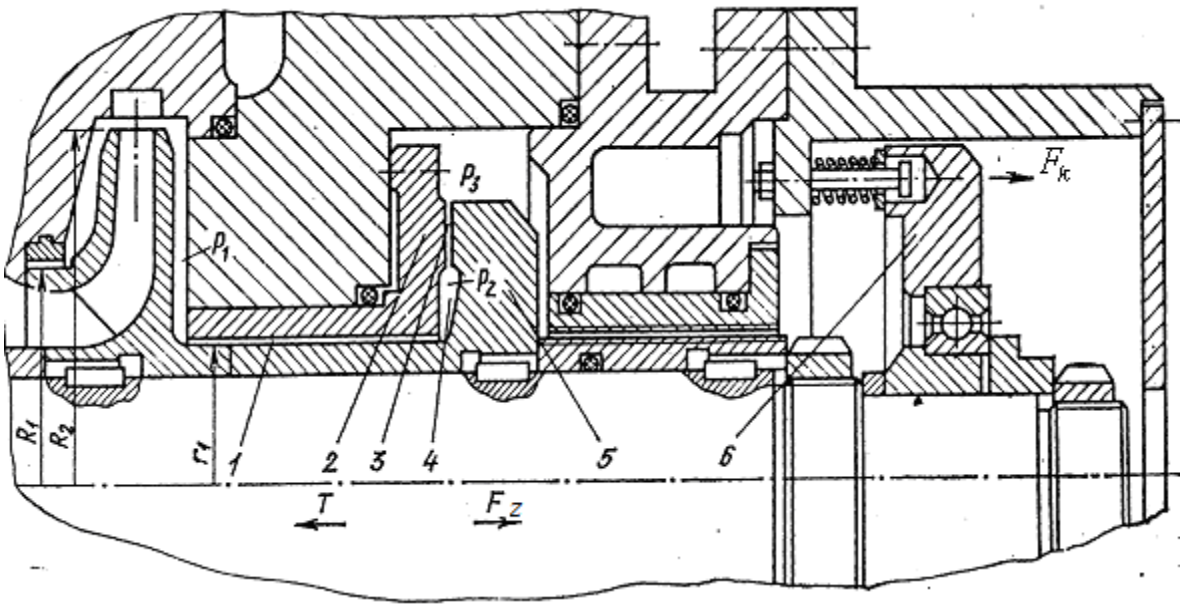


Рисунок 1.3 - Гідроп'ята з віджимним пристроєм

Їх називають також автоматами розвантаження, системами авторозвантаження, гідроп'ятами. На них дроселюється майже повний напір насоса, тому вони здатні виконувати функції важко навантажених радіально-упорних гідростатичних підшипників і, головне, істотно впливати на динаміку ротора. Останнім часом здатність врівноважуючих пристроїв виконувати функції опор все частіше використовується в конструкціях насосів без виносних підшипників (рис. 1.4). Для таких конструкцій прогнозування вібраційного стану стає особливо актуальним.

Приклад комбінованого опорно-ущільнювального вузла [125] показаний на рис. 1.4. Шпаринне ущільнення *1* виконує роль радіального підшипника. Система дроселів *1* та *7* разом з розвантажувальним диском *6* і камерою *5*

виконують роль саморегульованого гідростатичного упорного підшипника. Втулка *2* зі зносостійкого матеріалу встановлена із зазором *4*, меншим, ніж радіальний зазор шпаринного ущільнення *1* $(H_1 \approx 0{,}2,\ H_2 \approx 0{,}12 - 0{,}15\text{мм})$. Зазор *4* є обмежувачем, який попереджає можливий контакт у шпаринному ущільненні *1* у періоди пуску-зупинення насоса. Опір тертя зазору *4* завдяки поздовжнім каналам *3* малий в порівнянні з опором ущільнення *1*, так що перепад $p_1 - p_2$ дроселюється на зазорі *1*, забезпечуючи необхідну несучу здатність радіального підшипника.

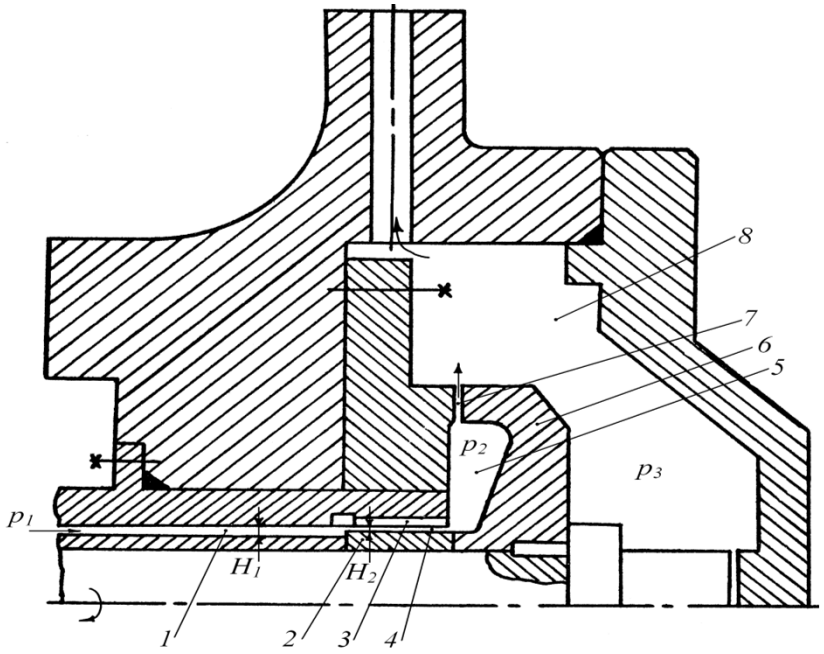


Рисунок 1.4 - Система врівноважування з функціями кінцевого ущільнення й радіально-упорного підшипника

Така конструкція не вимагає вузла кінцевого ущільнення та додаткового виносного підшипника, який встановлюється на більшості насосів. У той же час, неминуча неспіввісність цього виносного підшипника та шпаринного ущільнення гідроп'яти приводить до змушеного вигину валу й погіршує його вібраційний стан, а виникаючі при обертанні знакозмінні згинальні напруження часто призводять до втомних поломок валу. Це підтверджується тим, що поломки відбуваються із зовнішнього боку розвантажувального диска, де діючий на вал крутний момент майже дорівнює нулю.

Консольний одноступінчастий насос [124], у якого торцеве та шпаринне ущільнення мають функцію радіально-осьового підшипника. Схема одноступінчастого безвального насоса представлена на рис. 1.5. Робоче колесо *4* з'єднане з гнучким ротором *13* через сферичне шлицеве з'єднання *14*. Діаметр ротора оцінюється з умови забезпечення міцності ротора для заданого крутного моменту. Передні *1* та *9* задні ущільнення виконують роль радіальних гідростатичних підшипників. Система, що складається з кільцевого дроселя *9*, торцевого дроселя *11* і камери *10*, виконує роль саморегулюючого радіально-осьового гідростатичного підшипника. Радіальні лопаті *7* корпусу *5* уповільнюють окружний потік у задній кишені 6. Високий тиск у задній кишені *6* регулюється задньою прокладкою, покращуючи несучу здатність радіального підшипника *9*. Завдяки гнучкості ротора, робоче колесо має свободу радіального, осьового та кутового рухів. Тому робоче колесо здійснює самоцентрувальну дію під впливом гідростатичних сил і моментів у кільцевих ущільненнях і самого гіроскопічного моменту. В результаті амплітуда вимушених коливань зменшується. Кінцеве ущільнення *12* герметизує малий тиск на вході, і завдяки малому діаметру обертального ротора ущільнення працює з низькою окружною швидкістю. В якості торцевих ущільнень можуть бути використані прості конструкції контактних торцевих ущільнень, запірні газові безконтактні імпульсні ущільнення з радіальним розташуванням ступенів і подачею технологічного повітря, а також магніторідинні ущільнення.

Як і в автоматичних системах врівноваження осьових зусиль, кільцевий дросель *9*, камера *10* зі змінним тиском і регулюючий кінцевий дросель *11* утворюють регулятор осьового положення ротора.

Експериментальні дослідження та досвід експлуатації карданних насосів без підшипників (рис. 1.6 а, б) підтвердили їх суттєві переваги порівняно з традиційними конструкціями наступним чином:

- зменшені параметри ваги та розміру за рахунок усунення дистанційних підшипників та блоку торцевого ущільнення вала;

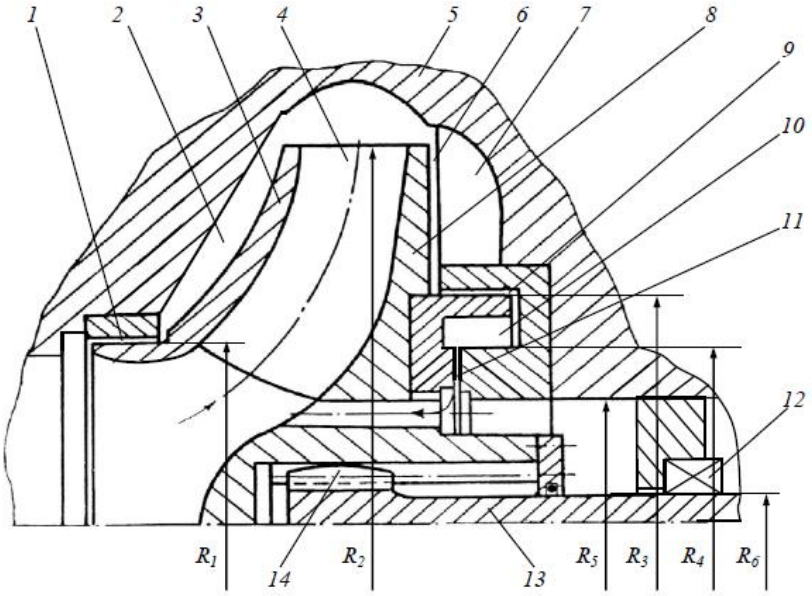


Рисунок 1.5 – Схема карданного безвального насоса без підшипників

- поліпшені вібро-акустичні характеристики агрегату: насос працює майже безшумно і нечутливий до розцентрування опорних осей втулок і корпусу кільцевих ущільнень;

- підвищена надійність та термін служби за рахунок зменшення вібрації та полегшення умов роботи ущільнення вала (зменшена швидкість навантаження);

- спрощене обслуговування, монтаж та регулювання.

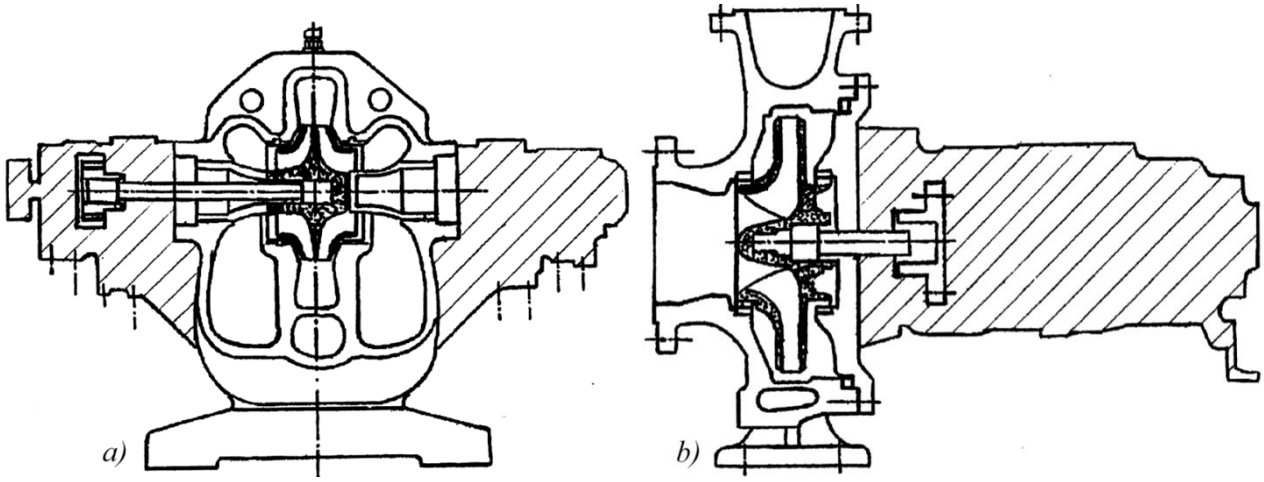


Рисунок 1.6 – Порівняння розмірів карданного насоса без підшипників та їх традиційних аналогів

Проте виникають наступні задачі, які необхідно вирішувати:

1. Дослідження несучої здатності ущільнення-опори, гідродинамічних сил та здатності осьового врівноваження.

2. Проектування конструкції торцевого ущільнення.

3. Передбачення необхідності гідростатичного врівноваження радіальних сил при пуску насоса.

4. Підбір пари тертя для ущільнень-опор.

Конструкція багатоступеневого насоса, у якому система авторозвантаження одночасно виконує роль заднього виносного підшипника наведена на рис. 1.7.

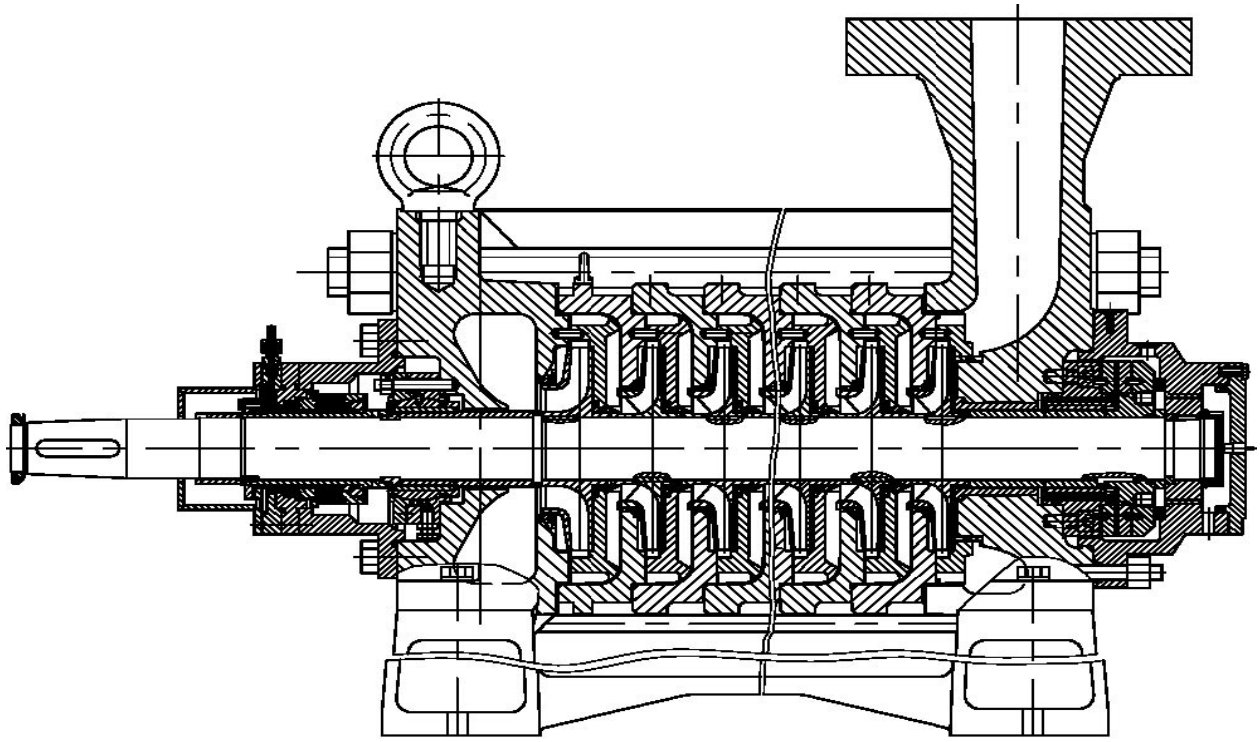


Рисунок 1.7 - Багатосекційний насос високого тиску без зовнішнього підшипника

Поперечний перетин горизонтального багатоступінчастого насосу високого тиску HGM (KSB Aktiengesellschaft), представлений на рисунку 1.8, забезпечує безперебійну роботу завдяки підшипникам з внутрішнім змащенням, які не потребують допоміжних систем та технічного обслуговування. Пристрій розвантаження осьової сили: комбінація радіально-

опорного підшипника з внутрішнім змащенням та запатентованого інтегрованого упорного підшипника [123].

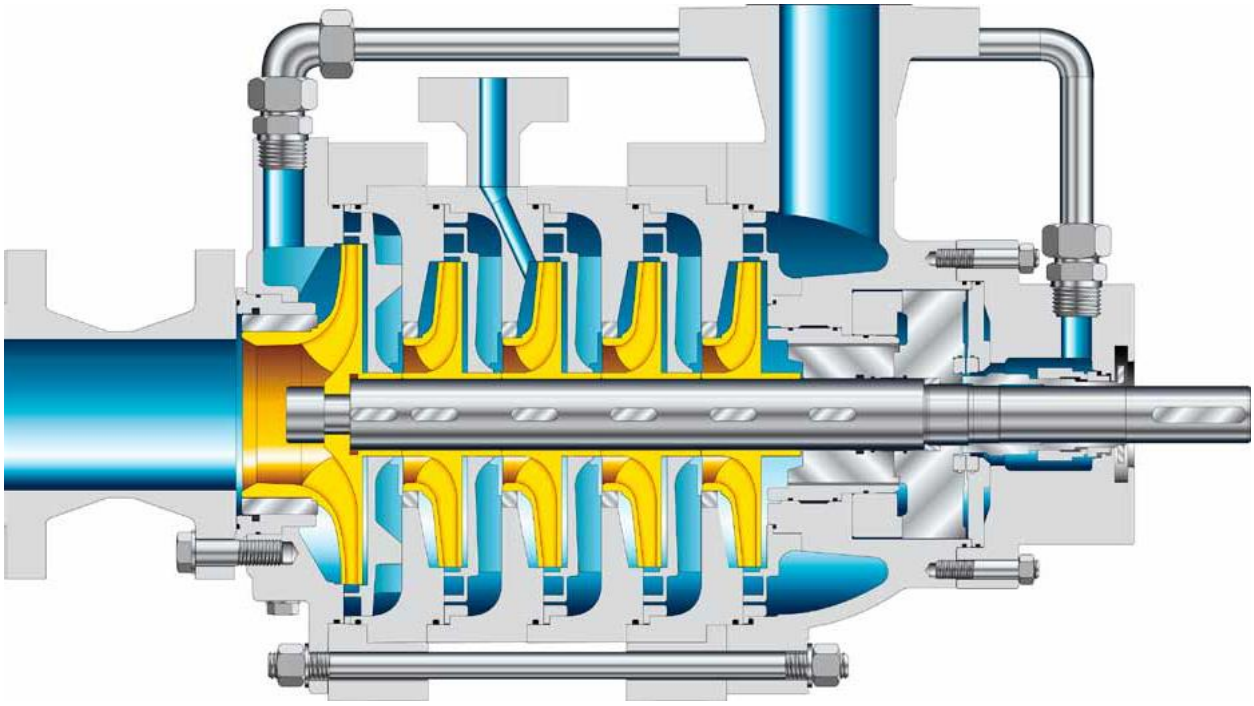


Рисунок 1.8 – HGM насос [123]

1.5 Багатофазні відцентрові насоси і компресори в підводних установках

Технологія багатофазного відкачування розвинулася настільки, що стає важливим компонентом в найрізноманітніших схемах здобичі. Переставши бути вузькоспеціалізованою, технологія багатофазного відкачування швидко стає стандартною складовою сучасної системи видобутку нафти і газу. Із застосуванням багатофазного відкачування забезпечується економія витрат і досягається технологічна гнучкість в застосуванні: спектр відкачуваної рідини включає як важку нафту наземних родовищ, так і звичайну нафту морських і шельфових родовищ. В майбутньому, у міру поліпшення показників ефективності і надійності, очікується широке використання цієї технології при роботі з мокрим газом і в підземному свердловинному устаткуванні [126].

Технологія багатофазного відкачування є єдиною промисловою технологією переробки в підводних установках. Технологія багатофазного

відкачування представляє найосновніший тип переробки при підводній здобичі і, тому, є найбільш доступною. Вона дозволяє безпосередньо перекачувати багатофазну суміш при мінімальному наборі устаткування. Багатофазні відцентрові насоси також можуть бути використані спільно з іншими технологічними схемами підводної переробки. Наприклад, в системі з частковою сепарацією здобутої рідини. В цьому випадку багатофазний насос є найкращим варіантом відкачування потоку рідини з деяким змістом попутного газу. Багатофазний насос або компресор мокрого газу також представляють найкращий вибір для відкачування потоку газу. Якщо газ не виходить під власним тиском, то багатофазний насос або компресор мокрого газу можуть підняти тиск потоку газу, навіть якщо в ньому є присутніми декілька відсотків об'ємного вмісту рідини. Будучи відносно новою сферою застосування, підводне відкачування рідини багатофазними насосами вже має серйозну історію.

У більшості випадків технологія багатофазного відкачування є єдиною життєздатною для вирішення екологічних проблем, таких як зниження об'єму спалювання на факелі, монтаж систем збору викидів газу або зниження ризику витоків з резервуарів зберігання на майданчику свердловин.

Виявлено, що при збільшенні об'ємного коефіцієнта змісту газу К.К.Д. багатофазного насоса різко знижується. Очевидно, що не зважаючи на економію первинних капітальних витрат, при використанні багатофазного насоса в установках по відкачуванню мокрого газу потрібне проведення додаткової роботи. Виробники насосів працюють над поліпшенням К.К.Д. при значенні об'ємного коефіцієнта змісту газу, що знаходиться в діапазоні 95-99%, а виробники компресорів працюють над тим, щоб компресор мав змогу витримувати вміст рідини в діапазоні 1-5%.

1.5.1 Моделювання методом балансу чисельності (популяції) ізотермічної бульбашкової течії

Два методи можуть бути використані для опису характеристик бульбашкової двофазної течії рідини, а саме підхід Лагранжа і підхід Ейлера відповідно. При використанні підходу Лагранжа, вибирається бульбашка і розглядається її рух у просторі і в часі. У підході Лагранжа розглядається рух одного об'єкту і його траєкторія. Підхід Ейлера не вивчає траєкторію однієї бульбашки, а отримує загальну інформацію про розподіл дисперсної фази і середні характеристики в цілому групи бульбашок. Оскільки частим є злиття і розпад бульбашок, то практично неможливим є простежити траєкторію одного взятого об'єкту у зв'язку з його створенням або подальшим зникненням. Тому, надалі краще застосовувати Ейлеровий підхід і метод балансу чисельності (популяції) бульбашок газу і крапель рідини.

Математично змінна, яка описує об'єкт має бути представлена в "зовнішніх" і "внутрішніх" координатах. "Зовнішня" координата використовується для зазначення цього об'єкту, фізичне положення якого регулюється конвекцією і дифузією потоку, тоді як "внутрішня" координата описує властивості об'єкту, такі як: кількість, розмір, площа поверхні, швидкість і так далі. Як правило, зовнішня і внутрішня координати об'єкту представлені кінцевим розмірним простором станів і загальним числом об'єктів в просторі станів. Проте в деяких процесах, таких як зародження частинок, скупчення, злиття і розпад бульбашок і так далі, кількість об'єктів у такому просторі станів може змінюватися у зв'язку з процесом "народження", що створює нові бульбашки і процесом "смерті", що руйнує існуючі бульбашки.

Оригінальна концепція моделі балансу чисельності (популяції) запозичена з рівняння Больцмана, яке описує розв’язання просторового положення і швидкостей молекул в просторі. Модель MUSIG (Декількох Груп Розмірів) розроблена для обробки полідисперсних багатофазних середовищ. Полідисперсний багатофазний потік, це потік, дисперсна фаза якого має більшу зміну в розмірі і його важко описати одним середнім об'ємом. В залежності від припущення про однакові або різні швидкості в такій групі розмірів, модель може бути як однорідною, так і неоднорідною MUSIG моделлю. У однорідній

моделі MUSIG, M груп розмірів фракцій використовуються для апроксимації безперервного розподілу розміру частинок (PSD) і перетворення в кожному розмірі фракцій, що виражається рівнянням перенесення від його початкового ядра управління міжгруповою фракцією передачі за рахунок механізмів злиття і розпаду бульбашок.

1.6 Методи аналізу течії і динаміки деформованих плаваючих ущільнень

З розвитком промисловості безперервно зростають потреби в перекачуванні та переробці великих мас рідких і газоподібних продуктів [127]. Однією з найважливіших проблем у цій сфері є проблема створення надійних та герметичних ущільнень. Таке становище обумовлено, з одного боку, великими ущільнювальними тисками та обертовими швидкостями, які з кожним роком зростають, з іншого боку – дуже жорсткими вимогами до герметичності і надійності, які підвищуються разом зі зростанням параметрів.

У сучасному насосному обладнанні широкого поширення набули безконтактні ущільнення шпаринного типу. Особливість даних ущільнень полягає в їх безпосередньому впливі на вібраційний стан роторів. В залежності від конструктивного виконання ущільнень гідродинамічні сили, що виникають в них, можуть мати на ротор як центруючий, так і децентруючий вплив. Головним недоліком таких ущільнень є відносно великі витоки перекачуваної рідини, які знижують коеффіцієнт корисної дії насосів. Тому розробка та розрахунок нових конструкцій шпаринних ущільнень, які забезпечують малі витоки при гарантованій безконтактній роботі ротора є актуальним і в той же час складним завданням, оскільки необхідно шукати компроміс між цими суперечливими вимогами. Таке положення визначає важливість досліджень, спрямованих на підвищення герметизуючої здатності та вібраційної надійності безконтактних ущільнень роторів швидкохідних насосів та зменшення трудомісткості розрахунків.

Вперше задачу про деформування шпаринного ущільнення розглянув М.М. Камал [128]. Він розробив простий метод аналізу течії в шпаринному ущільненні на підставі розв'язання рівняння Рейнольдса з урахуванням деформацій поверхонь валу і ущільнювального кільця як складової частини корпусу. У подальшому розв'язання задачі гідропружності для так званих ущільнень Моррісона і Перрі виконали Р.Ж. Пік і Х.Д. Харріс [129]. Для аналізу деформацій оболонки кільця і вала з'єднань зворотно-поступального руху застосовувався метод скінчених елементів. Розподіл тиску в ущільненні, переміщення ущільнювальних поверхонь і витоків визначались спільним розв'язанням рівнянь гідродинаміки і пружності методом послідовних наближень. В.А. Хворост та ін. [130] розглянули обчислювальний метод розрахунку течії в плаваючому ущільненні з урахуванням вхідних втрат. Ю.А. Кібець в своїй дисертаційній роботі [131] на основі експериментальних досліджень запропонував методи розрахунку деформованих шпаринних ущільнень турбонасосних агрегатів.

Останнім часом все більше експериментальних [132,133] та теоретичних [134,135] досліджень пов'язані з аналізом динаміки і витоків плаваючих ущільнень високошвидкісних роторних машин таких як авіаційні двигуни, турбонасосні агрегати або газові турбіни. Особливої уваги заслуговують дослідження статичних і динамічних змащувальних параметрів підшипників з плаваючими кільцями для високошвидкісних турбокомпресорів [136-138].

1.7 Витратні і ротородинамічні характеристики лабіринтних та демпферних ущільнень

Як відомо, витоки в ущільненнях відцентрових компресорів високого тиску обмежуються за рахунок витрачання потенційної енергії тиску для подолання місцевих опорів, опору тертя по довжині каналу, а іноді інерційного опору. Чим більше витоки, тим менша частка потенційної енергії переходить у кінетичну енергію потоку, а також нижчі значення середньої швидкості рідини

в каналі та її масова витрата. Таким чином, кільцеві ущільнення повністю не усувають, а лише обмежують витрати.

Лабіринтні ущільнення, в яких переважають місцеві опори, можна віднести до ущільнень з дроселюючими дроселями. Основна функція лабиринтних ущільнень полягає в забезпеченні мінімальних витоків через ущільнювальні поверхні з урахуванням мінімальних аеродинамічних впливів на ротор компресора. Однак у лабіринтних ущільненнях, завдяки потоку рідини в окружному напрямку, при цьому потік за рахунок в'язкого тертя переноситься обертовим валом, виникають циркулюючі аеродинамічні сили. Тому на практиці було запропоновано ряд шпаринних ущільнень, які можуть зменшити циркулюючі сили, що спричиняють збільшення прецесії ротора і, відповідно, вібрацію. Ці основні ущільнення включають стільникові, з сіткою отворів, кишенькові та лункові ущільнення. Якщо механізм герметизації та динамічні характеристики перших трьох типів ущільнень добре вивчені [139-144], то останньому типу ущільнень присвячено досить обмежену кількість досліджень та публікацій [145-148].

1.7.1 Результати дослідження лункового ущільнення

Лункові ущільнення з серповидними канавками (ЛУСК) (рис. 1.9 *а*) широко застосовуються і зарекомендували себе в процесі модернізації компресорів для хімічної промисловості [146]. Існує ряд конструкцій лункових ущільнень, які здатні не тільки покращити динамічні характеристики (рис. 1.9 *а*), але й зменшити витоки перекачуваного середовища (рис. 1.9 *б*) [146, 151].

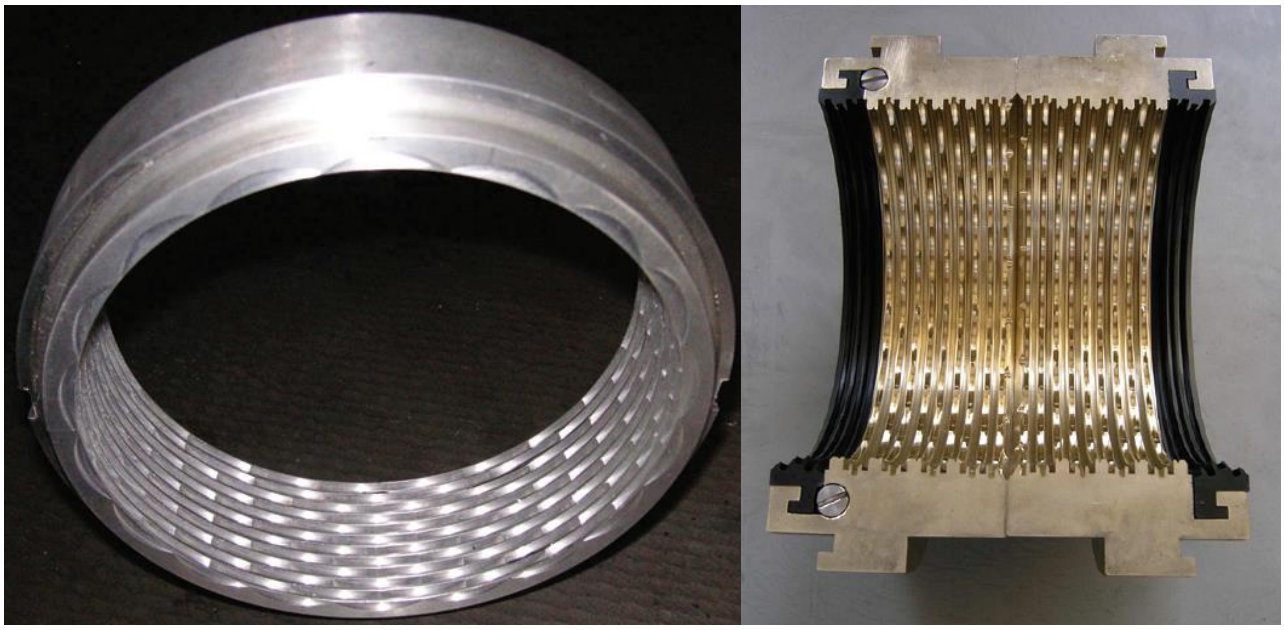
Перший патент на конструкцію ЛУСК (на рис. 1.10 *а,б* показано поздовжній розріз та ізометричні вид ущільнення) [152] був отриманий у 1984 році. І має втулку *1*, на внутрішній поверхні якої розташовані серповидні лунки *2*. В осьовому напрямку ряди лунок розділені гребнями *4*, а в окружному напрямку сусідні лунки розділені перемичками *3*. Гребні виконують ту ж роль, що і гребні у звичайних лабіринтних ущільненнях, а перемички сповільнюють окружний потік.

Роль перемичок особливо важлива, оскільки, уповільнюючи окружний потік, вони тим самим зменшують циркулюючу силу, існування якої є основною причиною втрати динамічної стійкості ротора в ущільненнях. Крім того, лунки це напівзакриті камери, які сповільнюють потік розширення і відповідно збільшують силу демпфування [153].

У дослідницькій роботі А. Гулого [145] представлені експериментально отримані характеристики витрат та жорсткості для трьох типів рідинних ущільнень, а саме: лабіринтного з перекриваючими ребрами, лункового та стільникового ущільнень. Всі характеристики порівнювали з характеристиками стандартних шпаринних ущільнень. Вимірювання витрат, амплітуд та фаз вимушених коливань ротора проводили при чотирьох значеннях перепаду тиску (0,2; 0,5; 1,0; 2,0 МПа) при швидкостях обертання від 0 до 1000 $с^{-1}$ з кроком 50 $с^{-1}$. Витратні характеристики всіх типів ущільнень, з осередненою частотою обертання показують, що для лабіринтного ущільнення з невеликим осьовим зазором між гребнями були отримані мінімальні витрати. Витрати через лункове, стільникове та лабіринтне ущільнення з центральним розташуванням гребенів майже збігаються і приблизно на 20% менше порівняно з витратами через стандартне шпаринне ущільнення. Числові значення гідростатичної жорсткості визначаються шляхом оцінювання параметрів за фазовими і амплітудно-частотними характеристиками. Останнє стосується всіх типів ущільнень зі значенням перепаду тиску 1 МПа. Вид характеристики відповідає моделі динамічної системи ущільнення ротора як лінійної коливальної системи другого порядку. Стільникове ущільнення має більш переважаючі динамічні властивості, а лункове ущільнення - ближче до стандартного. Якщо завдання зменшення вібрацій та витоків однаково важливі для конкретного насоса, тоді слід використовувати лункові ущільнення. За гідравлічним опором вони не поступаються лабіринтним та стільниковим ущільненням, а за властивостями демпфування та жорсткості вони значно перевищують їх. У той же час вони менш схильні до задирів, ніж звичайні шпаринні та лабіринтні ущільнення з кільцевими канавками. Однак слід

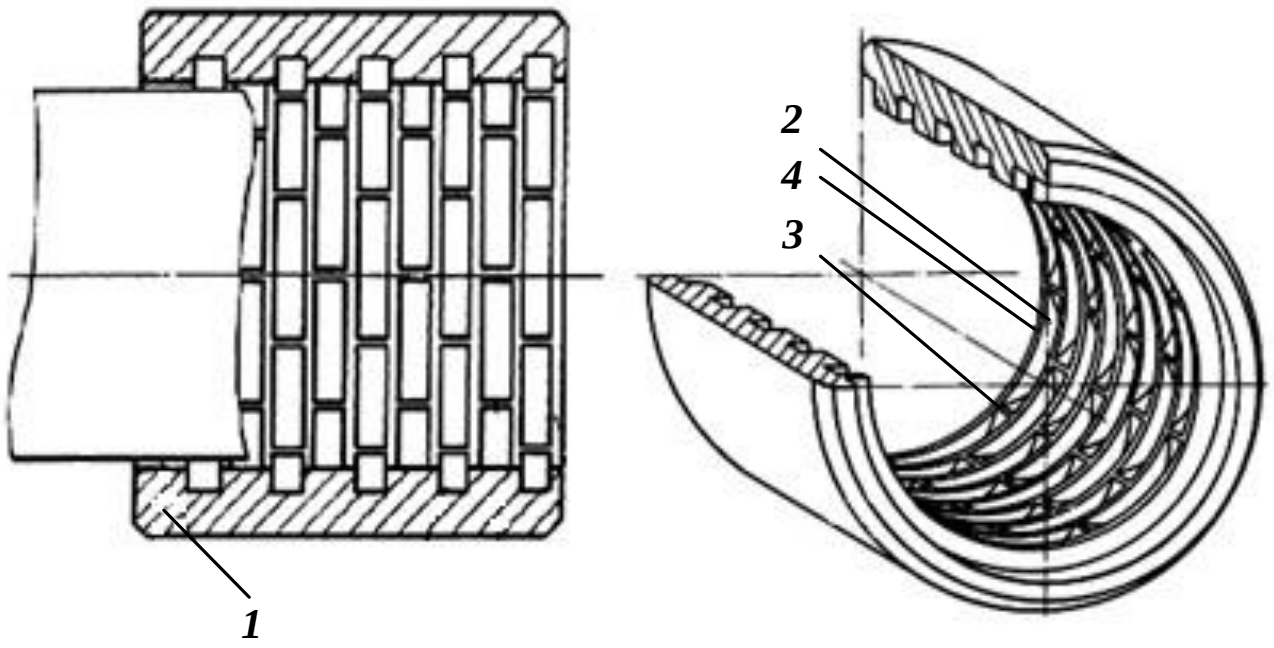
пам’ятати, що коефіцієнт гідростатичної жорсткості лункових ущільнень приблизно в два рази менший, ніж у звичайних кільцевих ущільнень [153].

Гоча Чочуа [147] досліджував потік між поверхнею статора з лунками, виготовленими за допомогою дискової фрези, і гладкою поверхнею ротора в лунковому ущільненні з похилими бічними стінками, розробленим компанією Dresser-Rand, за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки. Основним напрямком при розрахунку лункового ущільнення було вивчення турбулентного стисненого потоку під дією перепаду тиску для періодичної області, оцінка ефекту обертання ротора та закрутки на вході на фізику потоку, екстраполяція результатів для періодичної області на повну геометрію ущільнення і визначення коефіцієнтів тертя через втрати тиску та напруження зсуву.



а) *б)*

Рисунок 1.9 - Конструкції лункових ущільнень з серповидними канавками (ЛУСК) [146]



а) *б)*

Рисунок 1.10 - Перша запатентована конструкція ЛУСК [152]

1.7.2 Числові та експериментальні дослідження лабіринтних та демпферних ущільнень

Ряд науково-дослідних робіт присвячений експериментальним та числовим дослідженням характеристик течії та роторної динаміки у безконтактних шпаринних та лабіринтних ущільненнях [154-160], а також експериментальним дослідженням масових витрат та динамічних характеристик для ущільнень с сіткою отворів та стільникових ущільнень. Так у [139] наведено експериментальне порівняння ротородинамічних характеристик та величини витоків для ущільнень с сіткою отворів та стільникових ущільнень. Представлені експериментальні результати, які демонструють, що в порівнянні з стільниковим ущільненням, ущільнення з сіткою отворів з діаметром отвору 3,18 мм і високим співвідношенням поверхонь отворів дозволяє зменшити витоки в середньому на 12 відсотків, а також забезпечують набагато більш ефективне демпфування, особливо при високих швидкостях і низьких значеннях вхідного тиску. В експериментальному дослідженні Дара В. Чайлдс та Джонатан Вейд [140] були

отримані частотні залежності коефіцієнтів прямої та перехресної жорсткості та демпфірування для традиційного ущільнення з сіткою отворів. Було отримано відповідність експериментальних та розрахункових результатів для моделі інтегральних характеристик потоку. Майкл Ваннарсдал та Дара В. Чайлдс [141] встановили, що для ущільнення з більшим діаметром отвору ефективне демпфування є позитивним у всьому діапазоні вимірюваних частот збудження. Однак, порівняно з традиційним ущільненням з отвором діаметром 3,175 мм, конструкція ущільнення діаметром отвору 12,27 мм має витоки більші на 37,5%, а також негативні коефіцієнти прямої жорсткості при низькій частоті збудження.

Комплексні експериментальні дослідження силових ротородинамічних коефіцієнтів та значень витоків були проведені для різних конструкцій кишенькових демпферів [142-144]. Так у своїх роботах Б. Ертас, А. Гамаль та Дж. Венс [143] показали, що 12-лопатеві та 8-лопатеві кишенькові демпферні ущільнення (КДУ) генерують позитивне пряме демпфування та перехресний коефіцієнт жорсткості одного того ж знаку. Ці дві характеристики є переважаючими для обмеження відгуку синхронної вібрації при переході критичної швидкості та пригнічення нестійкості несинхронної прецесії ротора. Особливо це стосується багатоступеневих відцентрових компресорів, які зазвичай мають свою першу власну частоту в діапазоні від 50 Гц до 80 Гц, де КДУ генерує максимальне демпфування.

1.7.3 Дослідження ущільнень методом інтегральних характеристик потоку та ОГД методом частотного збудження

При моделюванні різних шпаринних і лабіринтних ущільнень широко застосовується підхід, заснований на теорії інтегральних характеристик потоку Хірса, в рамках якої розв’язуються спрощені рівняння Нав'є-Стокса для спрощеної геометрії ущільнення [161]. Наприклад, у класичному методі інтегральних характеристик потоку камера лабіринтного ущільнення розглядається як єдина комірка, в якій осьовий і окружний компоненти

швидкості газу описуються усередненими значеннями, а складовою радіальної швидкості нехтують. Основним недоліком методу інтегральних характеристик потоку є сильна залежність методу від напівемпіричних констант, необхідних для опису турбулентної природи газового потоку, а також вхідних граничних умов. Необхідні константи в рівняннях для коефіцієнта тертя можна визначити не тільки з експерименту, як у дослідженні Мірко Мічо та ін. [162], але також за допомогою більш детальних розрахунків, отриманих Луїс Сан Андрес і Тінчен Ву [158]. Перевагою методу інтегральних характеристик є швидкість розрахунків. Проте цей метод може дати неадекватні результати для модифікованих конфігурацій ущільнень, а також для ущільнень із високими співвідношеннями (L/D вище 1,0).

Для визначення динамічних коефіцієнтів за допомогою ОГД-аналізу широко застосовується метод частотного збудження з круговою прецесією валу, який заснований на зміні частоти прецесії Ω (метод з різними частотами несинхронної прецесії) у спрощеній динамічній моделі [161]. Як результат, для оцінювання ротородинамічних коефіцієнтів із залежностей радіальної та тангенціальної сил реакції рідини від частоти прецесії використовується квадратичне наближення [148,155-157,163]. Однак цей метод досить погано підходить для моделювання ущільнень з неосіметричною геометричною структурою, а при всьому цьому більшість демпферних ущільнень мають саме таку структуру, і їх ротородинамічні силові коефіцієнти залежать від частоти.

В своєї статі Наохіто Такахаші та ін. (Hitachi, Ltd. Company) [148] представили оцінку ротородинамічних коефіцієнтів лункового ущільнення, яке має витягнуті гребінці та похилі бічні стінки з вузькими ребрами такі як у лабіринтних ущільнень. Результати експерименту показали, що нове ущільнення має покращене демпфування, що добре узгоджується з результатами розрахунку на основі інтегральних характеристик потоку та ОГД-аналізом методом збуджень. В аналізі методом збуджень прецесійний рух розглядався у вигляді стаціонарної задачі з використанням обертової системи відліку. Коефіцієнти тертя для поверхні ротора, поверхні статора та поверхні

між двома контрольними об’ємами для моделі інтегральних характеристик потоку визначали за допомогою стаціонарного ОГД-аналізу.

Лункове ущільнення також може бути виконане в східчастій конфігурації (рис. 1.9 *б*), яка використовується в ущільненнях розвантажувального поршня для зміни діаметра в осьовому напрямку [61,148,164].

Внаслідок постійного збільшення обчислювальної потужності вважається, що ОГД підхід для розрахунку сил реакції рідини стає стандартом у галузі (Александріна Унтарою та ін. [157,163]). Для порівняння, динамічні коефіцієнти лабіринтного ущільнення були отримані за допомогою двох різних комп’ютерних кодів: один розроблений за методом інтегральних характеристик потоку, а другий на основі методу скінченних різниць. Результати динамічного аналізу ротора з використанням коефіцієнтів, отриманих при ОГД аналізі, покращили прогнозування демпферної власної частоти та коефіцієнта демпфування, який показав значно нижче значення, що добре узгоджується з нестійкістю системи ротор-опора, яка спостерігалась в експерименті.

1.7.4 Метод траєкторій для дослідження демпферних ущільнень

Ряд робіт присвячений CFD моделюванню демпферних ущільнень. У більшості випадків для такого моделювання використовується метод траєкторій, який полягає в прямому моделюванні руху валу в ущільнювальному зазорі в часі. У методі траєкторій для визначення динамічних коефіцієнтів ущільнення використовується моделювання руху валу по заданій орбіті. Визначається штучна орбіта: лінійна, вздовж осі x або y, кругова та еліптична. Після моделювання декількох періодів коливань валу розрахунок припиняється, а розраховані сили відгуку використовуються для визначення динамічних коефіцієнтів за допомогою спрощеної динамічної моделі [161]. Під час використання методу траєкторій значення частоти прецесії повинно змінюватися. При застосуванні методу траєкторій повинно бути розв’язане нестаціонарне рівняння Нав'є-Стокса із застосуванням концепції рухомих

(деформованих) сіток [165-168]. В одному нестаціонарному розрахунку можна імітувати багаточастотне збудження.

Використовуючи моделювання тривимірного потоку, Ванджунь Сюй та Цзянган Ян [169] досліджували механізм впливу вихрових гальм на ротородинамічні характеристики різних типів ущільнень. Три типові ущільнення, включаючи лабіринтне ущільнення, повністю розподілений кишеньковий демпфер та ущільнення з сіткою отворів, порівнювали з трьома умовами входу: без попередньої закрутки, з попередньою закруткою та з попередньою закруткою та із застосуванням вихрових гальм. Гранична умова вентилятора була використана для забезпечення попередньої закрутки на вході. Запропоновано модифікований метод ідентифікації ефективного демпфування. Обговорено можливість використання вихрових гальм для покращення характеристик демпферних ущільнень. Результати показали, що вихрові гальма впливають на характеристики стійкості ущільнення від зміни частоти прецесії. Для лабіринтного ущільнення вихрові гальма змінюють знак ефективного демпфування на низькій частоті та покращують стійкість ущільнення в широкому діапазоні частот. Вихрові гальма також покращують стійкість демпферних ущільнень, збільшуючи ефективне демпфування на низьких частотах та зменшуючи перехресну частоту. Вихрові гальма впливають на напрямок обертання положення максимальних (мінімальних) тисків і підвищують стійкість ущільнень, зменшуючи тангенціальну силу в кожній порожнині.

1.8 Конструкції торцевих ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя

Широкі можливості розширення сфери застосування сальникових ущільнень пов'язані з торцевими сальниковими ущільненнями одним з елементів пари тертя, яких є роз'ємне кільце сальникової набивки. Обслуговування таких ущільнень зводиться лише до заміни набивки і в той же

час забезпечується ресурс вузла ущільнення в цілому порівнянний з ресурсом агрегату. Вони встигли вже досить добре себе зарекомендувати в насосному обладнанні і показали гарні характеристики [170].

Експериментальні дослідження механізму тертя і герметизації традиційної конструкції торцевого сальникового ущільнення показали, що вся ширина пари тертя розділена на дві взаємозв'язані ділянки: безконтактна ділянка з конфузорным зазором і ділянка безпосереднього контакту набивки з опорною поверхнею. Зовнішня ділянка (з боку низького тиску середовища), на якій і здійснюється герметизація, виявляється істотно перенавантаженою і піддається значному тертю і зношуванню. Довжина цих ділянок залежить від величини підтискання пружин і ущільнювального тиску. При цьому числові розрахунки показали, що для забезпечення необхідної герметичності вимагаються значно менші контактні тиски порівнянні з контактними тисками підтискання пружин. Тому необхідно застосовувати відповідні конструктивні заходи по розвантаженню пари тертя, забезпечуючи при цьому роботу ущільнення в режимі змішаного змащення з мінімальними коефіцієнтами тертя і мінімальними витоками [170-172].

З ряду робіт [172-176] відомо, що навіть в торцевих механічних ущільненнях з гладкими поверхнями, матеріали пар тертя мають гідродинамічно активну поверхневу структуру з багатьма мікроскопічними камерами, які забезпечують необхідну несучу здатність цих ущільнень з досить малими витоками і високим ресурсом. Відомо, що джерелом гідродинамічної розклинюючої дії окрім шорсткості може також служити хвилястість поверхонь кілець торцевих ущільнень. При відповідній формі хвилястості вона може сприяти зворотному нагнітанню частини потоку середовища [177,178]. Дослідження гідродинамічного режиму роботи торцевого ущільнення з урахуванням шорсткості і хвилястості поверхонь кілець ущільнення приведені в роботі [179].

Ефект гідродинамічної несучої здатності пари тертя також зафіксований в манжетних ущільненнях, що застосовуються, як правило, в малонавантажених

відцентрових машинах. В них поверхня валу, що обертається, за рахунок тертя, деформує мікрошорсткості контактної поверхні гумової манжети, утворюючи мікроканали відповідної геометрії, які працюють подібно до лопаток робочого колеса відцентрової машини, забезпечуючи зворотне нагнітання ущільнювального середовища, хорошу змащувальну здатність поверхні контакту і мінімальні витоки. Вже існує цілий клас різних конструкцій гідродинамічних манжетних ущільнень. Необхідно відмітити, що в цих ущільненнях часто забезпечується настільки висока герметичність, що навіть з'явився термін «ущільнення з нульовими витоками» [180,181].

Незважаючи на це, не всі матеріали мають хороші гідродинамічні характеристики. Особливо при герметизації газоподібних середовищ із-за низької в'язкості газу цього виявляється недостатньо для розвантаження зони контакту. Тому у ряді випадків в рідинних і особливо газових ущільненнях потрібно створювати на поверхні ущільнення канавки спеціальної форми, що нагнітають ущільнювальне середовище в зазор ущільнення поверхнею, яка обертається. Такі канавки можуть виконуватися різними технологічними способами. Особливо поширеним останнім часом є метод, в якому мікроструктури на поверхнях ущільнювачів виконуються за допомогою лазера [176,182,183].

Між тим, практично в усіх конструкціях ущільнень з гідродинамічною несучою здатністю, збільшується зазор і витоки. Тому останнім часом істотно зріс інтерес до конструкцій ущільнень із зворотним нагнітанням витоків рідини назад в ущільнювальне середовище. Конструкції таких ущільнень вперше були запропоновані в роботах [184-186]. А останнім часом фірма Джон Крейн (США), яка є одним зі світових лідерів у виробництві ущільнень, серійно випускає ущільнювальні вузли з мікроструктурами, які виконані за допомогою лазерного покриття. На зносостійкій поверхні ковзання кільця ущільнення нанесені відкриті нагнітаючі структури і закриті структури зворотного нагнітання з глибиною в декілька мікрометрів. Цим забезпечується зменшення

тертя і витоків в ущільненнях для низькокиплячих рідин і газових ущільнень високооборотних турбомашин [176,187].

1.9 Методи розрахунку та моделювання торцевих безконтактних ущільнень

Сухі газові ущільнення це безконтактні механічні ущільнення, які використовуються для герметизації роторів відцентрових машин в основному відцентрових компресорів та турбін, які у якості робочої рідини використовують газ. Вони замінили традиційну систему масляних ущільнень у більшості турбомашин. Сухе газове ущільнення мінімізує витоки робочого середовища між ротором і статором і запобігає зниженню ефективності відцентрових машин. Конструкція сухого газового ущільнення вперше була запропонована ще наприкінці 1960-х років минулого століття. Система сухих газових ущільнень має багато переваг, таких як: менше енергоспоживання, менші втрати на тертя, зношення і витоки, значно довший термін служби, покращена динамічна стійкість роторної системи та безпека експлуатації, а також краща надійність в порівнянні з системою масляних плаваючих ущільнень [188], [189]. При цьому більш простою альтернативою таким ущільненням з точки зору технології виготовлення текстури поверхні є імпульсне ущільнення з глибокими канавками, перший патент якого з'явився ще у 1974 році [190]. Проте, до сих пір відсутня достатня кількість досліджень, які стосуються цих конструкцій ущільнень і особливо конструкцій запірних імпульсних газових ущільнень [191],[192].

Теоретичні і експериментальні дослідження гідродинамічних газових ущільнень проведені достатньо широко і потребують деякого узагальнення з метою отримання інформації відносно моделей і методів досліджень, які можна застосовувати при вивчені такого типу безконтактних торцевих ущільнень. Встає необхідність аналізу цих моделей і методів розрахунку, конструкцій торцевих безконтактних газових ущільнень, режимів течії, граничних умов,

теплового стану, деформацій і порівняння їх основних характеристик. Планується використання методів обчислювальної гідродинаміки і напружено-деформованого аналізу, аналіз термогідродинаміки, деформацій і динамічних характеристик плівки газу в зазорі запірного сухого газового ущільнення.

Так в роботі М. Ган та ін. [193] визначили, що для точного прогнозування характеристик сухого газового ущільнення з Т-подібною канавкою слід враховувати ламінарні, турбулентні умови та умови ковзання в плівці рідини сухого газового ущільнення. Вони запропонували модифіковане рівняння Рейнольдса, яке враховує вищезазначені умови та розв'язується за допомогою методу скінчених елементів і методу Ньютона-Рафсона для розрахунку тиску, сили відкриття і витоків. Руци Ян та ін. [194], використовуючи теоретичний розрахунок і експеримент отримали, що при збільшенні швидкості обертання і тиску для сухого газового ущільнення надкритичного CO2 (sCO2) краще підходить модель турбулентної адіабатної течії. Результати розрахунку за цією моделлю краще узгоджуються з експериментом. Юань Чен та ін. [188] в своїй роботі визначили, що теоретична модель перехідного стану, основана на рівнянні Рейнольдса і яка враховує деформації поверхні, є більш точною для прогнозування витоків в сухому газовому ущільненні, ніж теоретична модель теорії стаціонарного стану.

Ян Ван та ін. [195] розробили новий метод, який можна використовувати для прогнозування режиму течії в обертовому полі течії сухого газового ущільнення на основі тривимірної складової швидкості (модель еліпсоїда). Дана модель більш реалістично відображає режим течії на основі врахування осьової складової швидкості. Результати досліджень В. Сюй, Дж. Ян [196] показують, що результати розрахунку за теорією вузьких канавок загалом узгоджуються з результатами, отриманими за методом скінченних різниць, у тому випадку, коли кількість канавок перевищує вісім. Сила розкриття, яка виникає в газовій плівці, витоки і жорсткість газової плівки дещо перебільшені за допомогою розрахунку за теорією вузьких канавок, але з кращою точністю

для сили розкриття, витоків та крутного моменту, ніж для жорсткості газової плівки.

Важливість розв’язання теплової задачі для реального газу зокрема CO2 розглядається в цілому ряді робіт. Так в статті З.М. Файруз та ін. [189] визначено, що зменшення площі поверхні, на який відбувається конвективна теплопередача, є ефективним підходом до зменшення теплової деформації кілець сухого газового ущільнення, яке працює з надкритичним CO2. Також у своїй роботі З.М. Файруз та Інго Ян [197] досліджувалися сухі газові ущільнень із надкритичним CO2 за двох робочих умов за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (CFD). Одні робочі умови близькі, інші робочі умови віддалені від критичної точки. Порівнювалися умови ідеального і реального газів. Армін Лаксандер та ін. (EagleBurgmann) [198] запропонували та сконструювали випробувальний стенд для експлуатації сухих газових ущільнень у CO2 середовищі, який враховує всі умови нетвердої фази, тобто газоподібні, надкритичні, рідкі та рідко-газові властивості середовища. К. Ду та Д. Чжан [199] досліджували ефективність сухого газового ущільнення надкритичного CO2 із різними спіральними канавками за допомогою взаємозв’язку між теплом-рідиною-твердим тілом. Отримано параметри роботи сухого газового ущільнення з п'ятьма різними видами канавок. Аналізувався вплив температури і тиску на вході, швидкості та товщини плівки на характеристики ущільнення. Виконано порівняння з сухим газовим ущільненням з повітрям у якості робочого середовища. У роботі М.Ф. Закарія, І.Х.Дж. Ян [200] представлені результати, які підкреслюють вплив довжини канавки або співвідношення розмірів дроселюючої ділянки до канавки на характеристики сухого газового ущільнення. Для дослідження характеристик течії суперкритичного CO2 моделювання сухого газового ущільнення проводилося за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки. Надкритичні властивості CO2 рідини базуються на базі даних рідин REFPROP. Результати цієї роботи показують, що посилення відцентрових ефектів, спричинених більшою густиною газу, може зменшити тиск у зоні

ущільнювального пояску. Це негативно впливає на навантажувальну здатність сухого газового ущільнення. Проте це також покращує характеристики ущільнення, зменшуючи величину витоків. Азам Татте, Ворамон Дірадхада у своїй роботі [201] представили результати багатомасштабної пов'язаної фізичної моделі, яка прогнозує характеристики сухого газового ущільнення типового циклу sCO2 турбіни та розглядає деякі ризики, які характерні для роботи з sCO2. Рівняння стану реального газу включені до моделі для врахування великої різниці у властивостях рідини поблизу критичної точки. Модель сполученої рідинно-структурної та теплової взаємодії дозволяла досліджувати вплив аеродинамічних і теплових збурень на структурну та ротородинамічну нестійкість. Хайтао Цзян та ін. [202] врахували вплив реального газу у якості моделі змащувального середовища. Вибиралося сім поширених змащувальних середовищ для застосування у сухому газовому ущільненні та перевірялося оптимальне вираження для густини реального газу за допомогою різних рівнянь стану реального газу. Вивчався ступінь відхилення коефіцієнтів стиснення різних змащувальних газів від ідеального газу та аналізувалися похибки різних рівнянь стану реального газу. Ян Цзін та ін. [203] створили числову модель для дослідження поведінки високотемпературного потоку та витрат енергії торцевими ущільненнями з різними поверхневими канавками. Додатково вивчався вплив робочих параметрів і структури канавок на розподіл температури та ефективність ущільнення. Отримані результати показали, що надкритичний ефект газової плівки має більш очевидний вплив на швидкість окружного, ніж радіального потоку. Крім того, виявлено, що розподіл температури, розсіювання тепла та величина витоків торцевих газових ущільнень різко змінюються, коли робочі умови знаходяться вище надкритичної точки. При чому сила відкриття зазору майже не змінюється при зростанні температури і тиску навіть у надкритичній точці.

Важливими для розгляду з точки зору визначення коефіцієнтів тепловіддачі є роботи, в яких проведений аналіз теплообміну між торцевою

парою і рідиною у камері ущільнення. Так Цзюньє Чен та ін. [204] створили числову модель, засновану на тиску насиченої пари для дослідження властивості фазового переходу пароутворення герметизуючої плівки рідкого кисню. Ця модель одночасно враховує вплив теплообміну та деформацій торцевої поверхні. Спочатку розраховувався розподіл тиску та температури, а також деформації поверхні, а потім аналізувалися властивості фазового переходу пароутворення та характеристики ущільнення. Виявлено, що спіральні канавки можуть призвести до складного розподілу температури в плівці та нерегулярного розподілу ділянок випаровування. З підвищенням температури та зниженням тиску в ущільненні зона випаровування розширюється зі сторони низького тиску до області канавок, і швидкість випаровування швидко зростає. При чому, випаровування часто призводить до різких коливань і немонотонної зміни сили відкриття. З. Луан та М.М. Хонсарі [205] представили числове дослідження сполученого теплообміну турбулентного потоку в камері механічного ущільнення. Розрахункова модель враховує утворення тепла на контактній поверхні між обертальним і нерухомим кільцем, теплопровідність кілець та конвекцію тепла в навколишню рідину в камеру ущільнення. Розроблено кореляції для прогнозування середнього коефіцієнта тепловіддачі на зволожених зовнішніх поверхнях ущільнювальних кілець з урахуванням турбулентного потоку у камері ущільнення. Н. Брунетьєр, Б. Модоло [206] представили числовий аналіз теплопередачі в експериментальному торцевому механічному ущільненні з подачею тиску на внутрішньому діаметрі за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки. Конфігурація пари тертя подібна до ламінарного потоку між нерухомим і обертовим диском. Серія числових досліджень дозволила авторам запропонувати кореляцію для глобального числа Нуссельта для обертового кільця і нерухомого диска. Число Нуссельта є функцією від числа Рейнольдса та числа Прандтля, а також від співвідношення теплопровідності рідини та матеріалу. Чжао Гао Луа, М.М. Хонсарі [207] представили числове дослідження сполученого теплообміну, пов’язаного з ламінарною течією всередині камери

механічного ущільнення. Передбачалось одночасне розв’язання рівнянь Нав’є–Стокса та рівняння енергії. Розрахункова модель враховує розподіл температури всередині обертового та нерухомого кілець. Запропоновано вираження для визначення коефіцієнта конвективної тепловіддачі на зовнішніх поверхнях ущільнювальних кілець, які знаходяться під впливом технологічної рідини в камері ущільнення. Д. Ву та ін. [208] представили числовий аналіз течії та теплопередачі в контактному механічному ущільненні при високому тиску, робочій температурі та швидкості обертання. Побудована тривимірна обчислювальна модель, яка включає ущільнювальні кільця, навколишню промивну рідину та інші компоненти ущільнення. В досліджені зосереджено увагу на утворені тепла за рахунок тертя, за рахунок перемішування та коефіцієнтів конвекції. Отримано поле течії та розподіл температури в механічному ущільненні, а також проаналізовано вплив різних значень температур промивної рідини, швидкості промивної течії та теплопровідності кілець ущільнення на теплопередачу. Ф. Сє та ін. [209] представили нову ідею структури охолодження механічних ущільнень у кріогенних середовищах і числові результати, які стосуються надвисокошвидкісної обертальної течії та теплопередачі зі зміною фази. В роботі [210] досліджено термогідродинамічну поведінку торцевих газових ущільнень зі спіральними канавками для випадків низького тиску. Виявлено, що спіральні канавки призводять до складного розподілу температури в плівці. Теплова деформація поверхні утворює змінення зазору уздовж напрямку течії та призводить до зменшення сили відкриття та збільшення витоків. Квазі-3D термогідродинамічна модель була представлена Менг та ін. [211] для аналізу характеристик торцевого механічного ущільнення з ялинковими канавками. В представленій моделі рівняння теплопровідності ущільнювальних кілець і енергетичне рівняння змащувальної плівки розв’язувалися одночасно за допомогою методу скінченних елементів. Рівняння Рейнольдса та температури розв’язувалися ітераційно для отримання розподілу тиску та температури в рідкій плівці. Параметрично проаналізовано вплив геометрії канавок на силу відкриття,

витоки, коефіцієнт тертя та температуру. Й. Цю, М.М. Хонсарі [212] розробили тривимірну термогідродинамічну CFD модель для вивчення характеристик механічних ущільнень зі спіральними канавками. Встановлено, що теплова характеристика відіграє важливу роль у загальних характеристиках ущільнення. У статті Цзін Ян та ін. [213] представлено числову модель гелієвого торцевого ущільнення зі спіральними канавками для дослідження властивості розсіювання тепла та шляху передачі енергії в кріогенних умовах. Напрямок теплопередачі аналізується шляхом аналізу розподілу температури в гелієвій змащувальній плівці та на поверхнях ущільнювальних кілець. Х. Су, Р. Рахмані, Х. Рахнеджат [214] дослідили термогідродинамічну поведінку реверсивних сухих газових ущільнень з симетричними канавками трапецієподібної форми. Мультифізична модель поєднує стисливий ламінарний потік і теплообмін як у рідині, так і в твердих тілах, а також включає умови ковзання, які відповідають відносно високим числам Кнудсена і враховує вплив взаємодії нерівностей між протилежними поверхнями ущільнення. Порівняння характеристик ущільнення в умовах ізотермічної та теплової течії показує важливість урахування теплових ефектів. Лін Джіаншу, Ван Хун [215] запропонували комплексний метод аналізу для розв'язання задачі моделювання складної теплової течії у сухому газовому ущільненні. Спільне моделювання складного теплообміну та течії в газовій плівці здійснювалося за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки. Проведено порівняння термогідродинаміки сухих газових ущільнень при герметизації повітря та гелію. Славомир Бласяк [216] у своїй статті представив результати порівняльних досліджень двох різних математичних моделей, які описують теплопередачу в безконтактних торцевих ущільненнях.

Для розуміння величини і форми теплових деформацій (короблення поверхні в радіальному і окружному напрямках) під дією розподілу температур важливим є проведення термопружного аналізу сухих торцевих газових ущільнень. Тривимірна термопружньогідродинамічна модель була розроблена Х. Менг та ін. [217] для аналізу ефективності механічного ущільнення з

окружними виїмками. В представленій моделі узагальнене рівняння Рейнольдса, рівняння енергії в поєднанні з рівнянням теплового балансу виїмки, рівняння теплопровідності та рівняння деформації ущільнювальних кілець розв'язувалися методом скінченних елементів на основі багатокрокової ітераційної процедури. Отримані результати показали, що торцеві виїмки локально змінюють розподіл тиску та температури на поверхні статора та викликають хвилеподібну деформацію поверхні. Це призводить до гідродинамічного ефекту. Проте радіальна теплова та механічна деформації ущільнювальних кілець створюють суттєвий гідростатичний ефект, який є домінуючим у несучій здатності плівки рідини в порівнянні з гідродинамічним ефектом. Й. Лю та ін. [218] запропонували тривимірну термопружно-гідродинамічну модель механічного ущільнення з хвилястою з радіальною конусністю поверхнею, яка застосовувалася для дослідження механізму герметизації при різних робочих умовах, особливо в умовах квазіпуску та стаціонарного режиму. При підвищенні швидкості обертання характеристика ущільнення вказує на присутність як гідростатичного, так і гідродинамічного механізмів, за рахунок виникнення кавітації у парі тертя. При підвищенні тиску проявляється тільки гідростатичний механізм. У стаціонарних умовах, навіть якщо кавітація відсутня, теплові пружні деформації збільшуються, оскільки хвилястість поверхні ущільнення впливає на розподіл тиску та температури. Моделювання, проведене С. Бласяк, Дж.Е. Такосоглу, і П.А. Ласкі [219] для безконтактних торцевих ущільнень, показує, що параметри, пов'язані з характеристиками ущільнення, сильно впливають на розподіл температури в плівці рідини, викликаючи теплові деформації ущільнювальних кілець. Математична модель теплообміну, яка використовувалася для моделювання, складається із системи пов'язаних диференціальних рівнянь в частинних похідних, які включають рівняння теплопровідності та рівняння енергії з точно визначеними граничними умовами. С. Бай, Ю. Сон, Дж. Ян [220] визначили, що нерівномірний розподіл тиску рідини в області спіральної канавки призводить до пружної деформації поверхонь ущільнення, що не тільки впливає на

ефективність ущільнення, але також впливає на стійкість руху. У цій роботі запропоновано числову модель високошвидкісного рідинного торцевого ущільнення зі спіральними канавками з урахуванням пружної деформації та стисливості кавітаційного середовища. Новизна цього дослідження полягає в тому, що в області кавітації моделюється нерівномірний розподіл тиску. Вважається, що цей нерівномірний розподіл тиску на ущільнювальні поверхні впливає на деформацію поверхні. Д. Чжу та ін. [221] вивчали поведінку торцевих ущільнень з Т-подібною канавкою в режимі термопружногідродинамічного змащення газоподібним гелієм за допомогою числового моделювання в умовах низької температури та високого тиску з урахуванням властивостей реального газу, включаючи коефіцієнт стисливості, в'язкість і теплоємність. Вони визначили, що газоподібне гелієве торцеве ущільнення з Т-подібною канавкою демонструє різку розбіжну деформацію при низькій температурі та високому тиску, що призводить до зниження сили відкриття зазору та збільшення витоків. Згідно з результатами розрахунку Х.Л. Чен та ін. [222] теплова деформація викликає розширення поверхні ущільнення, а максимальна теплова деформація з'являється всередині кільця ущільнення. Тиск призводить до механічної деформації, максимальна деформація відбувається у верхній частині спіральної канавки. Загальна тенденція спрямована всередину поверхні з'єднання та протилежна тепловій деформації. В роботі В. Чжао та ін. [223] запропоновано нестаціонарну зв'язану модель теплообміну та досліджено деформацію поверхні ущільнення при стаціонарних та змінних умовах, враховуючи вплив термомеханічного зв'язку. Проаналізовано характеристики деформації поверхні ущільнення за двох різних альтернативних форм амплітуди та періоду. Результати показали, що під час дії змінних навантажень поверхня ущільнення має тенденцію до стискання поблизу внутрішнього діаметра, а на зовнішньому діаметрі поверхні ущільнення з'являється звужений конфузорний зазор. Деформація поверхні ущільнення показувала очевидні змінні перехідні характеристики при змінних навантаженнях, і деформація при зміненні швидкості обертання була більшою,

ніж деформація при зміненні середньому тиску. Деформація поверхні ущільнення зростала зі збільшенням амплітуди знакозмінних навантажень, а період знакозмінних навантажень мало впливав на неї. Дж. Сє та ін. [224] досліджували теплові характеристики газових ущільнень зі спіральними канавками для випадків високої температури. Вплив температури навколишнього середовища та різниці температур на теплову деформацію та ефективність ущільнення аналізується з урахуванням ефекту термов'язкості газу. Дж. Чжоу та ін. [225] розглянули вплив взаємозв'язку між течією в плівці рідини, теплотою тертя плівки рідини та тепловою деформацією ущільнювальних кілець, що є властивими для механічних ущільнень. Для оптимізації геометричних параметрів ущільнювальних кілець, таких як довжина, внутрішній і зовнішній радіус проводився аналіз теплообміну за рахунок тертя. Виконувалася оптимізація геометричних параметрів спіральних канавок, таких як кут спіралі, кінцевий радіус, глибина канавки, відношення ширини канавки до ширини перегородки та кількість канавок з урахуванням максимальної несучої здатності плівки рідини у якості цільової функції оптимізації, та ефекту взаємозв'язку.

Використовувалися методи обчислювальної гідродинаміки для аналізу впливу різних профілів спіральних канавок в широкому діапазоні робочих швидкостей [226]. Лі Хуей та ін. [227] виконали параметричний аналіз геометрії спіральної канавки та їх кількості. Знайдена структура ущільнення зі спіральними канавками за оптимальних умов. Величина швидкості обертання в момент розкриття зазору в сухому газовому ущільненні досліджувалась Цзюньцзі Лу та ін. [228] шляхом проведення експериментального випробування та використання теоретичної моделі, заснованої на ефекті ковзання. Експериментальні результати показали, що змішаний режим змащення переходить у режим гідродинамічного змащення при меншій швидкості обертання відриву поверхонь ущільнення при меншому куті спіралі. З іншого боку, теоретична процедура реалізована для розрахунку сили відкриття газової плівки, а швидкість обертання відриву поверхонь тертя

визначається мінімальною товщиною газової плівки. Теоретичні результати показують, що менший кут спіралі може забезпечити більшу силу розкриття газової плівки та меншу швидкість обертання, яка призводить до відриву поверхонь. Кут спіралі суттєво впливає на швидкість обертання відриву поверхонь і теоретична модель здатна розрахувати швидкість обертання сухого газового ущільнення під час пуску.

Суттєва кількість різних типів мікроканавок використовуються для створення гідродинамічної розкриваючої сили в зазорі безконтактних торцевих ущільнень. Постає запитання, які методи текстурування поверхонь забезпечують ефективне розкриття зазору в торцевому гідродинамічному ущільненні. В статті Дж. Цзян та ін. [229] представлено нову модель для описання характеристик різних текстур при використанні канавок нагнітання та канавок відкачування в окружному напрямку. Проаналізовано та порівняно робочі статичні та динамічні характеристики газової плівки різних текстурованих поверхонь при статичному тиску та високій швидкості обертання. У роботі К. Дінгуї, Н. Брюнетьєр, Ж. Буйє, М. Аджему [230] перевірили декілька структур поверхні, визначених числовим моделюванням і отриманих плазмовим травленням на кільцях з нержавіючої сталі. Кільця були встановлені на випробувальному стенді, де вони ковзали по поверхні сапфірового диска. Цей диск є прозорим для інфрачервоного випромінювання та дозволяє вимірювати температуру поверхні за допомогою інфрачервоної термографії. Показано, що всі досліджувані текстуровані поверхні демонструють принаймні в 2 рази менше підвищення температури, ніж для плоских гладких поверхонь. Отримано невелику різницю між різними формами ямок, що вказує на те, що температура за рахунок тертя більше контролюються площею текстури та шорсткістю поверхні, а не малюнком текстури. Дж. Сє та ін. [231] розглянули гідродинамічний вплив незамкнутих еліптичних канавок газових торцевих ущільнень з двонаправленим обертанням. Через падіння опору газу, що надходить у канавки, незамкнута еліптична канавка має набагато сильніший гідродинамічний ефект, ніж закрита канавка. Крім того,

незамкнута еліптична канавка дає суттєвий гідродинамічний ефект в умовах двохстороннього обертання. Х. Су та ін. [232] представили параметричне дослідження ефективності реверсивних сухих газових ущільнень за певних умов експлуатації. Викладені підходи використовують розв’язання тривимірних рівнянь Нав’є-Стокса для різних форм текстурованих газових ущільнень. Зокрема, канавки трапецієподібної форми підвищують несучу здатність ущільнення за рахунок збільшення гідродинамічної підйомної сили. Це є результатом посиленої локалізованої клинової течії, зокрема зі зменшеним зазором ущільнення. Таким чином, існує можливість мінімізації зазору, одночасно зменшуючи витоки та втрати потужності на тертя. Ліпін Ши та ін. [233] застосовували два типи поверхневої текстури, тобто текстуру мікроканавок і мікроямок. При цьому використовували та розв’язували стаціонарне рівняння Рейнольдса для стисливої ньютонівської рідини з урахуванням сукупного ефекту суміжних текстур. Представлено порівняльний аналіз різних параметрів ущільнення, таких як несуча здатність, жорсткість газової плівки та витоки газу між мікроканавками та мікроямками. Результати показують, що форми текстури з прямокутним краєм працюють краще, ніж ті, що мають круглий край. Дж. Б. Цзян та ін. [234] чисельно довели, що новий тип біонічної кластерної спіральної канавки ущільнення має кращу стійкість плівки, ніж сухе газове ущільнення зі спіральними канавками, при умові високої швидкості та низького тиску.

Експериментальні і числові дослідження [235], [236] дозволили отримати показники характеристик шпаринного ущільнення при різних режимах роботи в залежності від осьового розміру камер, зміни розподілу тиску та витоків в ущільненні. За допомогою методів скінчених об’ємів отримано значення радіальних гідростатичних сил, розподіл тиску та величина витоків. Як зазначено Туюань Інь [237], дослідження контакту мікровогнутих тіл та їх вплив на механізм переходу режимів змащення все ще недостатньо використовуються в моделі змішаного змащення і зношення. Оновлена формула моделі ущільнення з деформацією мікровогнутих тіл для витоків.

Рівняння Рейнольдса змінені з урахуванням коефіцієнта контакту та розкривають механізм витоків за допомогою макро- та мікрочислового методу.

Аналіз динамічної стійкості важливий для забезпечення надійної роботи всього агрегату. Хенджі Сюй та ін. [238] дослідили порогові значення кутової вібраційної стійкості сухого газового ущільнення зі спіральними канавками, які змінюються в залежності від робочих і структурних параметрів з використанням вуглекислого газу та водню в якості мастильних матеріалів. Числові результати показують, що вібростійкість сухого газового ущільнення в кутовому напрямку не залежить від жорсткості пружини. За тих самих умов ефект реального газу збільшує критичний поперечний момент інерції та співвідношення частот у випадку вуглекислого газу, тоді як знижує обидва пороги стійкості у випадку водню. Кількість спіральних канавок, відношення площі до канавок і куту спіралі, які занадто великі або занадто малі, сприяють підвищеному ризику кутової нестійкості сухого газового ущільнення. Враховуючи критичне співвідношення частот у якості цільової функції, отримано оптимальний діапазон параметрів структури спіральних канавок за допомогою методу однофакторного аналізу. Лушуай Сю та ін. [239] вивчали перехідний процес режиму змащення при пуску ущільнення з рідким киснем. Запропоновано комплексну числову модель, яка включає неровномірність контакту, перехідний потік із мікрозазором, а також динамічний рух із осьовою вібрацією та кутовим зміщенням. Порівняно вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів на здатність розділення поверхонь. Проаналізовано перехідну характеристику в умовах сильної вібрації. Експериментальна перевірка в поєднанні з різними датчиками призначена для моніторингу формування плівки. Результати показують, що величина витоків має очевидні коливання з високою частотою та низькою амплітудою при відриві поверхонь. Суттєва частота або амплітуда в присутності вібрації може спричинити переривчастий контакт. Очевидно, що спостерігаються різні характеристики сигналів акустичної емісії, що відповідають різним режимам змащування під час пуску та зупинки. Л. Чжан та ін. [240] розглядали дослідження динамічної

стійкості сухих газових ущільнень на основі їх робочих механізмів, впливу структури сухого газового ущільнення, реакції на вібрацію та динамічної придатності на надійність системи кінцевих ущільнень вала обертових машин. Яо Ран та ін. [241] представили комплексну модель, яка розглядає взаємодію теплової течії рідини та твердого тіла та динамічний відгук. Досліджено, як механічно-теплова деформація та динамічний відгук впливають на ефективність ущільнення, порівнюючи результати представленої моделі з більш простими моделями. Результати показують, що при вищих діапазонах параметрів результати представленої моделі відрізняються від простіших моделей через вплив взаємозв'язку, тоді як при нижчих діапазонах параметрів простіші моделі можуть наближено дорівнювати результатам цієї моделі. Дане дослідження допомагає при виборі відповідних імітаційних моделей механічного ущільнення та розумінні механізмів герметизації в складних умовах. Славомір Бласяк і Андрій Загорулько [242] визначили, що різні модифікації поверхонь, такі як мікроканали, мікропори, текстурування в механічних безконтактних ущільненнях викликають зміни динамічних властивостей шару середовища. Представлена модель газових торцевих ущільнень містить нелінійне рівняння Рейнольдса, а також рівняння динаміки, що описують коливання статора, і які розв'язувалися одночасно числовими методами.

Ідея використання недорогих матеріалів з зносостійкими покриттями для пар тертя запірних імпульсних ущільнень належить В. Тарельник та ін. [243], [244], який виконав обґрунтування необхідності виготовлення кілець торцевого імпульсного ущільнення з альтернативних менш дорогих, але не менш якісних матеріалів. Для проведення досліджень у якості матеріалу для виготовлення кілець було обрано сталь 38Х2МІОА, зразки якої зміцнювали методами іонного азотування та карбонітрування. Встановлено, що поверхні ущільнювальних кілець контактують дуже короткочасно, лише під час пуску та зупинки установки. Тому для таких поверхонь пропонується використовувати

композиційні матеріали металева основа-покриття, які поєднують захисні властивості покриттів і механічну міцність основи поверхні.

Проте ця ідея підходить для режимів пуску і зупинки при невеликих ущільнювальних тисках і швидкостях обертання, але не для високих тисків, швидкостей обертання та температур ущільнювального середовища. Це пов’язано з силовими і температурними деформаціями кілець ущільнення. Тому необхідно застосовувати матеріали з покращеними міцнісними характеристиками такі як карбід вольфраму, карбід кремнію та різного роду графіти. Та використовувати підходи до вибору матеріалів, які вже напрацьовані для традиційних сухих газових ущільнень [199], [204], [221], [245], [246], [247], [248].

Аналіз літературних посилань показав, що при розрахунку газових ущільнень треба враховувати умови турбулентної і ламінарної, стаціонарної та нестаціонарної течій, ідеального і реального газу, задачі термогідродинамічного змащення, пружних деформацій обумовлених дією тиску і температури, яка генерується в ущільнювальному зазорі та динамічні характеристики змащувальної плівки в ущільнювальному зазорі. Крім того, на даний час відсутні комплексні результати аналізу термогідродинамічної, деформівної і динамічної задач запірних імпульсних торцевих ущільнень. Тому метою досліджень є термопружногідродинамічний аналіз запірного імпульсного ущільнення у якості робочого середовища в якому є повітря. Верифікація числової моделі за допомогою результатів попередніх експериментальних досліджень. Пояснення і розширення результатів експериментальних досліджень для більш ясного розуміння процесів, які відбуваються в зазорі запірного імпульсного ущільнення. Відповіді на питання яким чином глибина і кількість камер впливають на розподіл гідродинамічного тиску і температури по окружності і радіусу кілець та яким чином збільшення зазору впливає на силу розкриття і витоки, а також статичну жорсткість. А також аналіз впливу температури і тиску на деформації кілець ущільнення. Визначення величини теплових і силових деформацій і форми поверхонь кілець у радіальному і

окружному напрямках. Підтвердження ефективності реверсивних запірних імпульсних ущільнень шляхом якісного і кількісного порівняння отриманих характеристик з характеристиками існуючих конструкцій сухих газових ущільнень.

1.10 Аналіз гідродинаміки і теплового стану упорних підшипників ковзання

Упорні підшипники ковзання є важливими компонентами сучасних відцентрових компресорів та інших силових установок і використовуються для врівноваження осьових навантажень роторів, що обертаються. В останні роки багато досліджень спрямовані на підвищення несучої здатності при допустимому тепловому стані упорних підшипників з самоустановлюючимися колодками (за рахунок підвищення максимального гідродинамічного тиску та наповненості епюри тиску мастильного клину), але запропонованих заходів не завжди достатньо, щоб в повній мірі забезпечити необхідні робочі характеристики.

Досить багато науково-технічних досліджень присвячені підвищенню несучої здатності упорних підшипників, але запропонованих методів і рекомендацій не достатньо для забезпечення необхідної надійності та компенсації зростання осьових навантажень на упорні підшипники. Д.Д. Пеллегрин та ін. у 2012 році [249] провели теоретичне та експериментальне дослідження, в якому розглянули ізотермічну модель та досліджували вплив поглиблень на характеристики упорного підшипника. Вони використовували числові методи розрахунку. В результаті було зроблено висновок, що додавання заглиблень створює негативний вплив на роботу підшипника при високих швидкостях обертання.

Василь Марцинковський [250] у своїй роботі представив нову конструкцію упорного підшипника з підвищеною несучою здатністю. Підвищена несуча здатність забезпечується за рахунок додаткового

охолодження колодки, яке здійснюється спеціальним маслоз'ємним скребком та відводить гаряче масло з підшипника. В результаті даного дослідження було запатентовано наступне: два кола циркуляції змащувальної рідини, багатофункціональні маслоз'ємні скребки, гідростатичне розвантаження підшипника, вирівнювальна важільна система з покращеними компенсуючими властивостями, тангенціальне охолодження периферії колодки для збереження режиму ламінарного потоку, радіальне охолодження термонавантаженої зони колодки для зниження температури змащувальної плівки, комбінований упорний підшипник з встановленими реверсивними і нереверсивними колодками, реверсивні маслоз'ємні скребки.

А. Гуо та ін. [251] провели експериментальне дослідження, у якому розглянув динамічні та статичні характеристики упорного підшипника. Для проведення експерименту було створено спеціально установку. Було проведено експеримент для статичних та динамічних характеристик. Статичний експеримент показав, що при збільшення навантаження на підшипник зростає і температура масляної плівки. Результати динамічного експерименту показали, що товщина змащувальної плівки збільшується при збільшенні швидкості обертання, що відповідає результатам теоретичного аналізу.

Л. Бай та ін. [252] експериментально дослідили вплив кавітації на роботу упорних підшипників. Експеримент проводився на спеціальному триботестері. Було зроблено наступні висновки: площа кавітації збільшується при збільшенні часу роботи підшипника, тому для досягнення рівноваги потрібен перехідний час; кавітація стійка, але не стійка форма бульбашки. Бульбашки не суцільні як в радіальному, так і в осьовому напрямках; закриті пази можуть збільшити площу кавітації, що є корисним при вивченні явища кавітації; пари мастила відіграють незначну роль у формуванні бульбашок.

Е. Харіка та ін. [253] у 2013 році провели експеримент, в якому досліджували вплив попадання води в мастило. Дослідження проводилося для 8 колодкового упорного підшипника. В результаті було отримано, що присутність в мастилі води змінює в'язкість і теплові властивості мастила.

Підвищення в’язкості призводить до збільшення товщини змащувальної плівки, обертального моменту та температури колодок.

Я. Генри та ін. [254] провели експеримент в якому порівняли роботу підшипника з структурованою поверхнею та без структурування. Текстуровані заглиблення мали квадратну форму. Експериментальна установка дозволила точно оцінити декілька робочих параметрів, таких як обертальний момент тертя, мінімальну товщину змащувальної плівки, а також тиск і температуру на поверхні колодки.

П. Лі та ін. [255] провели експериментальне дослідження теплового ефекту і товщини змащувальної плівки упорного підшипника в процесі пуск-зупинка. Після ряду проведених експериментальних досліджень було отримано краще розуміння перехідного теплового ефекту і товщини масляної плівки.

Ж. Ні та ін. [256] провели експериментальне дослідження упорних підшипників з PTFE-покриттям. В даній статті було порівняно підшипник з PTFE покриттям та бабітовим покриттям колодок. Було отримано наступні висновки. Розроблений метод для отримання динамічних характеристик упорного підшипника. Динамічні характеристики отримано за даними вимірів, включаючи відносне зміщення, абсолютне зміщення, та динамічне навантаження. Експериментальні дані показують, що збільшення навантаження збільшує коефіцієнт жорсткості, але коефіцієнт демпфування змінюється не значно. Зміна швидкості обертання суттєво впливає на динамічні характеристики. Зі збільшення швидкості коефіцієнт жорсткості збільшується. У порівнянні з упорним підшипником з бабітовим покриттям колодок, упорний підшипник с PTFE покриттям має більш низькі коефіцієнти жорсткості і демпфування.

Ю. Сумі та ін. [257] розробили конструкцію підшипника с підвищеною несучою здатністю та провели експериментальне дослідження. Досліджуваний упорний підшипник складався з 14 колодок, які мали PEEK покриття колодок. М. Васильчук та ін. [258] провели експериментальне дослідження упорного підшипника з вуглецево-вольфрамовим покриттям. В результаті дослідження

сформульовано наступні висновки: підшипник з вуглецевим покриттям зміг успішно працювати за межами звичайного технічного діапазону роботи гідродинамічних підшипників, для досліджуваного підшипника був визначений перехід між гідродинамічним і змішаним тертям, ніякі ознаки зношення не були помічені на підшипнику з вуглецевим покриттям навіть після змішаного режиму змащення.

А. Чарітопулус та ін. [259] провели розрахунок упорного підшипника з текстурованими колодками, а також отримали величини деформацій підшипника. На колодку наносились заглиблення прямокутної та круглої форми. Підтверджено, що вплив нагріву мастила на робочі характеристики підшипника досить істотний. Максимальна деформація ротора значно вище ніж деформація колодок. Ю. Ванг [260] у своєму дослідженні провів розрахунок, який показав вплив шорсткості поверхні колодок на несучу здатність підшипника. Характеристики шорсткості, які впливають на несучу здатність упорного підшипника досліджувалися за допомогою розв’язання рівняння Рейнольдса. На несучу здатність підшипника впливає не лише величина показника середньоквадратичної шорсткості, але і характеристики шорсткості поверхні. Моделі шорсткості виявили великий вплив на несучу здатність упорного підшипника. Несуча здатність була покращена за рахунок збільшення асиметрії.

С.І. Пападопулус [261] у своїх дослідженнях розглядав упорні підшипники з нанесенням прямокутної текстури на поверхню колодок, та проводив розрахунки з використанням методів розрахункової гідродинаміки. Жорсткість як текстурованих, так і гладких підшипників збільшується з відношенням ширини та довжини підшипника. Оптимально текстуровані підшипники забезпечують покращену жорсткість над звичайними підшипниками. Для оптимально текстурованих колодок величина демпфування нижча ніж для звичайних. Несуча здатність демонструє майже лінійне збільшення зі збільшенням частоти обертання вала. Несуча здатність досягає максимальних значень при величині глибини текстури близькому до

мінімального значення змащувальної плівки. Також несуча здатність монотонно збільшується зі збільшенням густини текстури та досягає відповідного монотонного зменшення коефіцієнту тертя. А. Унтарою та ін. [262] у своїй роботі дослідили вплив текстурованої поверхні на термічні властивості упорних підшипників. Текстурування поверхні проводилося прямокутними та еліптичними заглибленнями. Результати показали, що вплив проектних параметрів відносно невеликий для підшипників з прямокутними заглибленнями у порівнянні з еліптичними заглибленнями. Ширина та довжина прямокутних заглиблень мають позитивний зв'язок з максимальною температурою. Крім того, відбувається максимальне збільшення температури зі збільшенням текстури в радіальному напрямку. У порівнянні з прямокутними заглибленнями оптимальна конфігурація еліптичних заглиблень забезпечує велику несучу здатність і меншу температуру в змащувальній плівці. Оптимальна радіальна протяжність текстури становить близько 80% від радіальної довжини колодки для обох випадків. Оптимальна довжина еліптичних заглиблень в окружному напрямку приблизно на 30% більше, ніж для прямокутних заглиблень. Для оптимальній конструкції максимальна температура зменшується на 1,1% і 1,3% для прямокутних і еліптичних заглиблень, в той час як несуча здатність підтримується на одному рівні.

Д. Фуфіас та ін. [263] порівняли ефективність текстурованих, кишенькових та конусоподібних упорних підшипників за допомогою методів розрахункової гідродинаміки. В дослідженні було розглянуто чотири типи підшипників: підшипник з відритою кишенею, підшипник з закритою кишенею, конусоподібний підшипник, частково текстурований підшипник з прямокутними заглибленнями. Відкритий кишеньковий підшипник має гарну несучу здатність. При високих швидкостях обертання характеристики конусоподібного упорного підшипника схожі з характеристиками підшипника з відкритою кишенею. Текстурований підшипник забезпечую достатню несучу здатність тільки при низьких та середніх навантаженнях та низьких швидкостях обертання, однак при високих швидкостях обертання він має гарні

характеристики тертя. В. Зозулас та ін. [264] виконали 3D термогідродинамічний аналіз текстурованих, рифлених, кишенькових і гідрофобних упорних підшипників. Результати показали, що кишенькові підшипники та підшипники з круглими заглибленнями демонструють підвищені трибологічні характеристики, в той час як підшипники з радіальними заглибленнями та з прямокутним текстуруванням незначно підвищують робочі характеристики підшипника, а в деяких випадках і зовсім мають негативний вплив у порівнянні зі звичайною конструкцією упорного підшипника. Мінімальна товщина змащувальної плівки для кишенькового підшипника збільшується на 10-24% та на 4-20% для підшипника з круглими заглибленнями.

М. Фесангарі [265] розробив конструкцію підшипника з податливою колодкою. Податливість досягалася за допомогою спеціального вирізу в колодці. Оптимальну форму підшипника з податливою колодкою отримано за допомогою числових алгоритмів оптимізації. Г. Фу та ін. [266] у своєму дослідженні вивчали вплив геометрії змащувальної плівки на статичну характеристику упорного підшипника. Для вивчення впливу геометричних параметрів на характеристики упорних підшипників використовувався підхід, який включає в себе алгоритм планування експерименту та метод багатоцільової оптимізації. В якості цільових функцій вибиралися: несуча здатність, обертальний момент тертя і максимальна температура. Несуча здатність, яка отримана за допомогою CFD моделювання більша ніж та яка отримана за допомогою розв’язання рівняння Рейнольдса.

Ф.А. Наджар [267] у своєму дослідженні виконав розрахунок упорного підшипника з додатковим охолодженням колодок. Результати показали, що максимальне підвищення температури відбувається у напрямку задньої кромки колодки. Запропоновано числове розв’язання задачі гідродинамічного змащення. Рівняння енергії і рівняння теплопровідності розв’язувалися одночасно. Додаткове охолодження має позитивний вплив на тепловий стан упорного підшипника.

Р. Річчі та ін. [268] дослідили різницю в роботі упорних підшипників з покриттям з білого антифрикційного сплаву та полімерних матеріалів. Експериментальні результати підтверджують позитивний вплив на несучу здатність PTFE-покриття у порівнянні з традиційним металом з низьким коефіцієнтом тертя.

У результаті, цілий ряд наукових статей присвячений дослідженню гідродинамічних підшипників з текстурованою поверхнею колодок. Аналіз конструкцій яких показав, що найбільший вплив на несучу здатність підшипника надає текстурування канавками прямокутної та круглої форми [259,261-264]. Також актуальним є створення конструкцій з додатковим охолодженням та покращеною вирівнювальною системою колодок [250]. Як відомо, досі основним інструментом досліджень механізму гідродинамічного змащення та підвищення ефективності роботи підшипників ковзання є експеримент, який дозволяє визначити більшість робочих характеристик: несучу здатність, момент тертя, витрати мастила, температуру колодки та інші [253,254,269-271]. Але останнім часом все більше використовується комп'ютерне моделювання та розрахункові дослідження за допомогою програмних комплексів, основаних на числових методах обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну та планування експерименту [259,261-264].

Таким чином, можна зазначити, що актуальним на даний час є експериментальний та числовий аналіз теплового стану, який є одним з основних обмежуючих факторів при підвищенні несучої здатності упорного підшипника ковзання.

1.11 Дослідження статичних і динамічних характеристик кулькових підшипників кочення

Завдяки розвитку обробної промисловості зростає попит на роторні машини, здатні функціонувати в різних середовищах і в широкому діапазоні швидкостей. Динамічна поведінка та надійність кулькових підшипників, які

підтримують вал є важливими факторами, що впливають на загальну ефективність та термін служби всієї роторної системи. Особливо, у спеціальних середовищах, таких як в рідинних ракетних насосах окислювача, в яких використання мастила та змащування неможливе через низькі умови експлуатації та обмежені умови. Таким чином, сепаратор з політетрафторетилена (ПТФЕ), діє у якості твердого мастила, єдиного способу змащення, який полегшує взаємодію між елементами кулькових підшипників. Змащувальні частинки утворюються головним чином при зіткненні між елементами шарикопідшипників (кульками та доріжками, тощо) та сепаратором передаються до кульки та доріжки, для забезпечення безперебійної роботи кулькових підшипників. Однак, якщо виникає надмірне зношування, міцність сепаратора може бути знижена, що призведе до руйнування структури сепаратора. Крім того, зміна форми сепаратора через надмірне зношування знижує ефективність кулькового підшипника через зміну зазору між елементами кулькового підшипника і сепаратором. З іншого боку, на відміну від загальних методів змащення (тверде змащення, мастило тощо), коли сепаратор використовується у якості твердого змащення, змащувальні характеристики матеріалу, а також динамічна поведінка сепаратора можуть бути важливими факторами при визначенні робочих характеристик кулькових підшипників. Крім того, асиметрія окружної маси внаслідок часткового зношування, спричиненого періодичним зіткненням із залишковим масовим дисбалансом сепаратора, може зменшити термін служби і ефективність кулькового підшипника за рахунок збільшення відцентрової сили сепаратора, який обертається з великою швидкістю. Отже, у випадку кулькових підшипників, які використовують сепаратор у якості твердого мастила, термін служби сепаратора може бути безпосередньо пов’язаний із терміном служби кулькового підшипника.

Уолтерс [272] здійснив динамічний аналіз для кожного елемента високошвидкісних кулькових підшипників, використовуючи метод Рунге-Кутта четвертого порядку. Аналіз виконувався для різних умов контакту між кулькою

і сепаратором. Результати аналізу порівнювали з тестовими даними, отриманими шляхом описання поведінки відносного руху з використанням обмежень для кожного контактного елементу. Кеннель та Бупара [273] повідомили, що в'язкість та якість мастила безпосередньо впливають на рух сепаратора. Більше того, вони пояснили, що нестійкий рух сепаратора можна пояснити тертям між елементами кочення та сепаратором. Вони зазначили, що нестійкий рух може збільшуватися зі збільшенням зазору між сепаратором та кулькою.

Парк та ін. [274] ввів мінімальний дисперсійний цепструм (МДЦ) для виявлення поломок кулькових підшипників з метою спостереження періодичних імпульсних сигналів в шумному середовищі, наприклад, дуже малі сигнали, що виникають при початковій несправності. Експериментальні результати показали, що МДЦ може послідовно надавати інформацію про несправності у вигляді періоду несправності без розгляду змінення частотного спектру внаслідок системи та умов вимірювання, таких як тип транспортного засобу, змінення інших деталей поблизу підшипників, місце помилки та місце вимірювання. Таким чином, результати дослідження демонструють, що МДЦ визначає час виходу з ладу чіткіше, ніж інші методи за певних умов. Вільям та ін. [275] проаналізували несправності підшипників за допомогою характеристик нульового перетину (НП) для раннього виявлення та виявлення одноточкових дефектів підшипників у роторних машинах, оскільки функція НП витягується безпосередньо з сигналу коливань у часовій області, використовуючи лише тривалість між послідовними НП-інтервали. У цьому методі частоту обертання оцінювати не потрібно. Результати показали, що тренування нейронних мереж, що використовують функції, витягнуті з подій з більш серйозними несправностями, є більш вигідними при виявленні малих і великих дефектів підшипників. Крім того, було підтверджено, що функції НП у поєднанні зі штучною нейронною мережею (ШНМ) можуть демонструвати високу ефективність класифікації та низький рівень помилкових тривог у всіх класах. Каракай та Актурк [276] вивчали місцеві дефекти шарикопідшипників з

використанням значення від піку до піку, середньоквадратичного значення, коефіцієнта гребеня та ексцентричності. Вони підтвердили, що величина і серйозність вібрації зростає зі збільшенням кількості дефектів, але експериментально доведено, що кореляції не існує між тяжкістю дефекту та амплітудою вібрації. Тому для прогнозування дефекту використовували спектральний аналіз розташування, оскільки характеристики вібрації частково залежать від системи. Вони також успішно проаналізували локальні дефекти кульових підшипників у системах з поганим вирівнюванням і підтвердили їх мікроскопічними фотографіями в кінці експерименту. Результати цих експериментів підкреслюють практичну придатність статистичного та спектрального аналізу. Саттан та ін. [277] експериментально досліджували крутний момент шарикопідшипників і поведінку відмов обойм з різними конструкціями кишень сепаратора. Конструкція з прямокутними кишенями демонструвала більш стабільні характеристики з незначним змащенням при температурах в екстремальних умовах, тоді як кругла кишеня сепаратора демонструвала менший момент тертя порівняно з прямокутною кишенею сепаратора при надмірному змащенні. З іншого боку, двоступеневий прямокутний кишеньковий сепаратор показав найбільш стабільну загальну продуктивність при мінімальному змащенні при екстремальних температурах. Носака та ін. [278] оцінювали характеристики кулькових підшипників для різних конструкцій карманів сепараторів у кріогенному середовищі для рідинно-водневого ракетного турбонасоса. Форми кишень сепаратора були круглою та еліптичною. Сепаратор з еліптичною кишенею продемонстрував кращі показники в кріогенному середовищі. При цьому, еліптичну кишеню можна було краще охолодити, збільшуючи кількість кріогенної охолоджуючої рідини, що забезпечувалось більшим розміром кишені. Це дозволило перенести стійку плівку ПТФЕ між обоймою та кульками та доріжками, і збільшити несучу здатність підшипника.

Халмінен та ін. [279] представили дві детальні моделі резервних підшипників з сепараторами та без них для динамічного аналізу ротора в

активному магнітному підшипнику (АМП). В дослідженні застосовували теорію контакту Герца до дисипації сили при моделюванні сил, використовувалось нелінійне тертя для тангенціальних сил і застосовувалася методика багатотільної системи до розв'язання рівнянь руху. Автори зазначили, що, як правило, кульові підшипники часто пошкоджуються внаслідок виходу з ладу сепаратора. Крім того, робоча характеристика підшипника була покращена за рахунок змінення характеристик сепаратора, включаючи зазор між кулькою і сепаратором, інерційність та характеристики жорсткості/демпфування. Комба та ін. [280] досліджували деградаційні характеристики кулькових підшипників при великих вібраціях та одночасно при великих навантаженнях при змащенні і без змащення. Не змащені підшипники мали погіршення роботи, спричинене зношенням контактної пари, і мали низький термін служби. Крім того, аналіз показав, що крутний момент та відносне зміщення на стадіях зношування є більш складними у не змащених підшипниках, ніж у змащених. І навпаки, мастило захищає від надмірного пошкодження поверхні контакту підшипника, що значно збільшує термін служби підшипника. Захист за допомогою мастила показав погіршення якості високонавантажених вібраційних підшипників, це обумовлено тим, що на кульки значно впливає пластична деформація. В цих експериментальних дослідженнях, автори розглядали поверхневе зношування підшипників, яке не утворювалося масляною плівкою. Ніу та співавтори [281] запропонували динамічну модель із шістьма ступенями вільності для дослідження динамічної та вібраційної реакції кулькових підшипників з кульовими дефектами. Дослідження показало, що ймовірність попадання кульки в доріжку залежить від початкового положення дефектів на доріжці та складної поведінки кульки. Крім того, коли підшипники знаходяться під дією осьових і радіальних навантажень частотна характеристика спектру огинаючої набагато складніша, ніж у радіальних кулькових підшипників, які навантажені тільки осьовими навантаженнями. Тендон та ін. [282] порівняли методи моніторингу стану для виявлення дефекту зовнішньої доріжки кулькового підшипника. Вимірювання

проводили за допомогою різних методів (вібрації, струму статора, акустичної емісії (АЕ) та методу ударного імпульсу (МУІ)) при різних навантаженнях. Моніторинг АЕ виявився найкращим методом, яким слідував МУІ, коли збільшення рівнів вимірюваних параметрів порівнювали з показниками справних підшипників. Таким чином, автори довели, що моніторинг АЕ є найкращим методом, і відзначили, що моніторинг струму статора є відносно ефективним методом, оскільки це безсенсорний метод. Трендафілова [283] запропонувала автоматизовану процедуру виявлення та ідентифікації несправностей у кулькових підшипниках, яка базується на розпізнаванні образів (РО) та аналізі основних компонентів (АОК) вимірюваних вібраційних сигналів. Були розглянуті чотири типи сигналів, а саме відсутність несправності, несправність внутрішнього кочення, несправність зовнішнього кочення та сигнали про несправність тіла кочення. У цьому дослідженні було запропоновано модифікований АОК, який більше підходить для категорійних даних. Поєднання модифікованих методів АОК та РО забезпечує автоматичне виявлення дефектів, виявлених та класифікованих в одну з розглянутих категорій дефектів.

Гупта [284–287] дослідив динамічний рух сепаратора з незбалансованою масою, прикладеною при високій швидкості та з невеликим навантаженням, за допомогою аналітичних та експериментальних методів. Розглянуті як зовнішні, так і внутрішні конфігурації доріжок, а також загальна тенденція була по суті однаковою в обох випадках. Проте абсолютне значення норми зношування сепаратора і загальні втрати потужності підшипника були значно більшими, коли сепаратор був приведений в контакт з обертовим внутрішнім кільцем. За стабільних умов швидкість зношування сепаратора мала постійне значення, тоді як в нестабільних умовах зношування з часом збільшувалося. Крім того, втрати потужності підшипника зросли за проектну межу, коли рух сепаратора був нестабільним і аналітично показано, що траєкторія перетворюється на спіраль, коли це відбувається.

Босигер та Уорнер [288] аналітично оптимізували конструкцію гіроскопа контролю моменту (ГКМ) з сепаратором за допомогою ADORE. Аналітичні результати перевірені експериментально. Вони враховували зазор, сили тертя, статичні навантаження та кількість кульок при оптимізації конструкції сепаратора підшипника. Манро та співавтори [289] проводили дослідження по вимірюванню крутного моменту у кулькових підшипниках з використанням бронзового сепаратора, покритого свинцем, як у вакуумі, так і в атмосферних умовах. Крутний момент на кульках підшипника зменшувався при невеликих навантаженнях через кулонівське тертя. З іншого боку, результати випробувань продемонстрували, що свинцеве покриття не давало явної переваги при великих навантаженнях. Сюхай та ін. [290] оцінили динамічну стійкість сепаратора з кутовим контактом кулькових підшипників з маслом у якості змащувального матеріалу на високих швидкостях із використанням моделі 6-ти ступенів вільності. Нестійкість сепаратора зменшувалася зі збільшенням швидкості внутрішньої доріжки. Коли швидкість була достатньо великою, ступінь геометричного зчеплення між сепаратором і кулькою також був високим. Таким чином, кількість зіткнень зменшилася, а зміна швидкості центру мас сепаратора ставала невеликою. Коли співвідношення зазорів між кульками та напрямними були більшими за одиницю, нестабільність сепаратора збільшувалася, і траєкторія центру мас мала незвичайну форму. Маніва та ін. [291] експериментально порівняли робочу характеристику сепаратора у вакуумі та атмосферних умовах шляхом проведення динамічного аналізу для оптимізації конструкції сепаратора за допомогою методу Тагучі. Динамічну стійкість сепаратора аналізували, використовуючи відношення сигнал/шум для двох типів конструкцій сепаратора. Результати показали відмінну робочу характеристику при високих співвідношеннях сигнал/шум. Хуанг та ін. [292] запропонував нову модель для прогнозування залишкового терміну служби кулькових підшипників на основі самоорганізуючого карти (СОК) і методу нейронної мережі зворотного поширення. Ця нова модель відрізняється від інших методів, які використовувалися в минулому, тим, що вона використовує

отриманий показник мінімальної помилки квантування (МПК) від СОК. Крім того, результати дослідження були проаналізовані за допомогою шести вібраційних характеристик, включаючи нещодавно розроблений індекс погіршення робочої характеристики, для оцінки ефективності. Результати демонструють, що послідовні та практичні показники погіршення можуть бути успішно вилучені за допомогою індексу MQE, отриманого з підходу СОК, навіть на ранніх стадіях дефектів підшипників. Також, було проведено прискорене випробування підшипників на герметичність. На основі прогнозованого терміну служби підшипників, запропонований метод, показав кращу продуктивність, ніж попередні методи. Мішра та ін. [293] запропонував метод використання відстеження порядку на огинаючій вейвлет-дешумованої оцінки короткочасних кутових синхронних усереднених сигналів для діагностики несправностей підшипників кочення, що працюють в особливих умовах. Послідовна обробка сигналу видаляла не релевантний вміст і розмазування сигналу і виявляла лише гармоніки частоти та спектру несправностей. Байєсівський вейвлетовий підхід, розроблений для обробки зображень, підходить для вилучення детермінованого вмісту з вібраційних сигналів. Запропонована діагностична основа була розроблена та підтверджена за допомогою експериментальних даних. Рю та ін. [294] експериментально оцінювали нестійкість сепаратора, змінюючи конструкцію кишені сепаратора, зазор між кулькою і кишенею та витрати. Нестійкість сепаратора оцінювали шляхом вимірювання та аналізу коефіцієнта тертя підшипників, їх величини зношування, і звукових вібрацій. Крім того, була розрахована функція густини ймовірності (ФГЙ) для швидкості обертання сепаратора. Аналізуючи форму розподілу, отриманого з ФГЙ, було отримано висновок, що зіткнення відбувалися між сепаратором і елементами підшипника, коли розподіл містив більше двох піків, що призвело до прискорення та уповільнення. Рух сепаратора був стійким при використанні достатньої кількості охолоджуючої рідини. Крім того, було виявлено, що еліптична кишеня перевершує круглу кишеню по стійкості. Ян та ін. [295] досліджували вплив таких параметрів

сепаратора, як схема течії масла, форма кишені та показники втрат тепла в підшипниковій порожнині за допомогою точної числової моделі. При високих швидкостях обертання більша частина повітря надходить у підшипник через внутрішнє кільце, і аналітично було доведено, що схема течії та потік, створений обертанням сепаратора, є стійкими, особливо на вході в зону контакту. Крім того, сферична кишеня сепаратора демонструє кращу робочу характеристику з точки зору тепловідведення та ефективності змащення порівняно з циліндричними кишенями. Ці результати свідчать про те, що зазор сепаратора слід проектувати з урахуванням теплогенерації сепаратора.

Як обговорювалося вище, було проведено цілий ряд досліджень для оцінки динамічної поведінки обойм доріжок та сепараторів. Проте дослідження доріжок і сепаратора мали в основному теоретичні підходи, а експериментальні дослідження динамічної поведінки сепаратора проводяться дуже рідко. Особливо важко знайти дослідження сепараторів кулькових підшипників, які працюють при кріогенних температурах, наприклад, у насосах рідкого ракетного окислювача та насосах для зрідженого природного газу (ЗПГ).

Власне, сепаратор кулькового підшипника, який використовується в турбонасосі для космічної ракети-носія, включає не тільки орбітальну вібрацію кульки, але і вібраційну складову, що створюється в камері згоряння в результаті перехідної вібрації. Таким чином, перехідна вібрація, що впливає на сепаратор, може спричинити часткове зношування, що збільшує дисбаланс маси сепаратора, тим самим збільшуючи радіальну силу сепаратора.

Висновки до розділу 1. Формулювання завдань дослідження

Аналіз робіт, пов’язаних з теоретичними та експериментальними дослідженнями перспективних конструкцій ущільнень та опор відцентрових машин показав:

– відсутність досліджень і методик розрахунку витратних і ротородинамічних характеристик ущільнень-опор, які використовуються у

багатоступеневих насосах у якості вбудованих опорних і упорних підшипників на перекачуванному середовищі;

- відсутність досліджень поля течії рідинно-газової суміші і впливу об'ємного коефіцієнта газу на вібраційні характеристики багатофазних насосів;

- не визначеність впливу деформацій і форми зазору на динамічні і витратні характеристики плаваючих ущільнень-опор;

- необхідність пояснення статичної і динамічної нестійкості ротора в багатошпаринних ущільненнях, визначення ротородинамічних і витратних характеристик демпферних лункових ущільнень і порівняння їх з існуючими характеристиками інших шпаринних, лабіринтних і демпферних ущільнень;

- необхідність досліджень гідродинамічних характеристик нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя для відцентрових насосів;

- необхідність застосування газодинамічних торцевих ущільнень для герметизації відцентрових компресорів і насосів та теоретичних і експериментальних досліджень запірних імпульсних ущільнень;

- актуальність підвищення несучої здатності упорних підшипників ковзання за рахунок покращення їх теплового стану;

- необхідність досліджень гідродинамічних сил та динамічного стану сепаратора криогенного підшипника ковзання;

- відсутність методів розрахунку характеристик, аналізу динамічної поведінки та регулювання різниці тиску регулятора перепаду тиску прямої дії сухих газових ущільнень;

- актуальність досліджень динамічних характеристик запірного зрівноважувального пристрою багатоступінчастого відцентрового насоса парового котла.

В результаті сформульовані основні завдання досліджень:

- розвинути нестаціонарну модель просторової гідродинамічної складної течії в кільцевих каналах «короткого» і «довгого» шпаринних ущільнень-опор при циліндричній прецесії вала на основі методів обчислювальної

гідродинаміки та встановити закономірності формування мастильного шару і розподілу гідродинамічного тиску за режимів переважаючої осьової й окружної течій, визначити умови реалізації гідродинамічного та гідростатичного мащення під час пуску та усталеного обертання, кількісно оцінити вплив отриманих динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування ущільнень-опор на стійкість і вібраційний стан ротора відцентрового насоса;

- дослідити вплив однорідної двофазної (бульбашкової) течії в шпаринному ущільненні на формування мастильного шару, витоки, втрати потужності на в'язке тертя та динамічні реакції змащувального середовища на основі моделі багатофазної гідродинаміки, встановити закономірності зміни гідростатичного тиску, масових витоків, гідродинамічних сил і коефіцієнтів жорсткості й демпфування при варіюванні вмісту бульбашок газу, а також виконати верифікацію отриманих результатів шляхом порівняння з відомими розрахунками за моделлю інтегральних характеристик потоку та експериментальними даними;

- експериментально та розрахунково дослідити вплив геометричних параметрів двох- та трьохшпаринних ущільнень (осьового розміру з'єднувальних камер, наявності радіальних ребер на роторі й статорі, змінення радіального зазору другої шпарини) на статичну та динамічну стійкість вала ущільнювальної трибосистеми, встановити закономірності формування сумарних радіальних гідростатичних і тангенціальних гідродинамічних сил у зазорах за умов ексцентриситету, прецесії та власного обертання вала, а також визначити вплив дифузорної конусності шпарини і тангенціального коефіцієнта тертя статорної поверхні на величину окружної сили та стабілізуючі властивості ущільнення;

- розв'язати задачу гідропружної взаємодії в деформівному шпаринному ущільненні та встановити закономірності взаємозв'язаного впливу геометричних параметрів, гідродинамічного тиску і пружних деформацій кілець на формування мастильного шару, проаналізувати статичну і динамічну стійкість плаваючого та закріпленого кілець;

- дослідити вплив конструктивних і геометричних параметрів текстурованого лункового ущільнення на витоки, динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфування методами обчислювальної гідродинаміки та планування експерименту, встановити механізми енергетичних втрат, зумовлених тангенціальним коефіцієнтом тертя стінки та особливостями структури потоку в лунках, визначити їх вплив на формування гідродинамічного тиску і стабілізуючі властивості ущільнення, а також виконати порівняльний аналіз з іншими конструкціями демпферних ущільнень;

- визначити механічні властивості та параметри мікрогеометрії поверхонь сальникових набивок і встановити їх вплив на формування змішаного режиму тертя, експериментально та розрахунково дослідити трибологічні характеристики торцевих сальникових ущільнень із гідродинамічним розвантаженням пари тертя, розв’язати задачу аналізу напружено-деформованого стану і контактної взаємодії елементів ущільнення методом скінченних елементів, встановити закономірності розподілу контактних тисків;

- експериментально дослідити трибологічні характеристики конструкцій запірних імпульсних ущільнень, розв’язати нестаціонарну термогідродинамічну задачу газового запірного торцевого імпульсного ущільнення, визначити умови формування стійкого безконтактного режиму змащення;

- провести експериментальний та числовий аналіз теплового стану упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки та встановити закономірності формування температурного поля і тепловиділення в мастильному шарі;

- виконати числовий аналіз турбулентної течії кріогенного двофазного середовища (однорідної бінарної суміші азоту «рідина-пара») в обертовій області кулькового підшипника і визначити сили реакції, які діють на сепаратор при його прецесійному русі;

- отримати узагальнену криву Штрибека для режиму гідродинамічного змащення торцевої пари зі спіральними канавками на основі методів обчислювальної гідродинаміки та планування експерименту, проаналізувати

роль мікрогеометрії торцевих поверхонь на формування гідродинамічних характеристик і динамічну стійкість кілець безконтактних сухих газових ущільнень;

- розробити аналітичний метод розрахунку характеристик газового регулятора перепаду тиску прямої дії для системи сухих газових ущільнень, що забезпечує підтримання необхідного перепаду тиску і відбудову від можливих режимів динамічної нестійкості;

- розробити числову нестаціонарну модель змащення імпульсного газового ущільнення**,** що описується рівнянням Рейнольдса та розв’язується методом скінченних елементів, з урахуванням динаміки трибосистеми;

- розробити алгоритми і програмні додатки для автоматизованого розрахунку динаміки ротора з урахуванням трибологічних характеристик ущільнень і опор.

Проаналізувавши складність вирішення проблеми створення наукових основ трибологічного забезпечення герметизації, змащення і стійкісних характеристик роторів відцентрових машин запропоновано схему формулювання наукової проблеми (Додаток Е) та причин відмов і погіршення енергоефективності відцентрових машин і прикладів зношення і пошкодження ущільнень і підшипників (Додаток Ж).

РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ УЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ СИСТЕМ ТА УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

Основні результати досліджень за відповідним розділом відображено в наступних публікаціях [94,104,300,307,326,376,378,388,389,392,398,403,405], [406,408,410, 420,422,425,437,440,449] за особистим внеском здобувача.

2.1 Експериментальні дослідження запірних імпульсних ущільнень

2.1.1 Вступ

Практично всі існуючі у світі на сьогоднішній день стандарти для забезпечення екологічної безпеки насосного та компресорного обладнання, яке перекачує агресивні, токсичні, радіоактивні, вибухопожежонебезпечні рідини та гази, вимагають обов'язкового застосування систем подвійних торцевих механічних ущільнень. Для цих цілей, як правило, використовуються торцеві ущільнення з аксіальним розташуванням ступенів, між якими подається нейтральне запірне середовище. Досить рідко, в основному для герметизації валів хімічних апаратів з перемішуючими пристроями застосовуються конструкції торцевих ущільнень з радіальним розташуванням ступенів. Використання цих конструкцій ущільнень в насосах стримується досить великими радіальними розмірами ущільнювального вузла, так як розмірами камер під ущільнення, які розраховані під стандартні розміри кілець сальникової набивки [297].

Значно зменшити радіальні розміри двоступінчастих ущільнень вдається в конструкціях безконтактних гідростатичних торцевих ущільнень, в яких аксіально-рухомий елемент врівноважується силами запірного середовища, яке подається в спеціально виконані на поверхні одного з кілець кишені або канавки. Торцевий зазор підтримується регульованим тиском від зовнішнього

джерела, що залежить від постійного співвідношення між запірним і ущільнювальним тиском [35].

Останнім часом для герметизації валів насосів хімічних виробництв все більшого застосування знаходять безконтактні торцеві газодинамічні ущільнення, які мають істотні переваги перед контактними механічними ущільненнями такими як: практично необмежений ресурс роботи пари тертя, висока надійність ущільнення, значно менші втрати потужності. На особливу увагу заслуговує конструкція газодинамічного ущільнення типу 4400 компанії Честертон [303], в якому поряд з газостатичним використовується газодинамічне розвантаження пари тертя. У цій конструкції ущільнення на обертальному кільці пари тертя виконані спіральні канавки, які постійно з'єднані з джерелом запірного середовища через кільцеву канавку, виконану на аксіально рухомому обертальному кільці. Для підтримки постійної різниці тисків між ущільнювальним та запірним середовищем у конструкцію цього ущільнення вбудований диференціальний регулятор перепаду тиску.

Серед гідродинамічних ущільнень, як відомо, вигідними перевагами відрізняються імпульсні торцеві ущільнення, в яких безконтактний режим роботи забезпечується імпульсним живленням камер перекачувальним середовищем. Ці ущільнення значно простіші у виготовленні, надійні та економічно вигідні [35,298].

Розглядається експериментальна установка та результати експериментальних досліджень двоступінчастих торцевих імпульсних ущільнень з коаксіальним розташуванням ступенів [299]. Завдяки тому, що одна загальна пара тертя в радіальному напрямку розділена розвантажувальними камерами на два ступені ущільнення, значно спрощується конструкція вузла і зменшуються його габарити при збереженні підвищеної надійності та герметичності. Механізм роботи такого ущільнення заснований на імпульсному врівноважуванні пари тертя та створенні гарантованого саморегульованого зазору.

Основною метою експерименту є експериментальна перевірка основних теоретичних положень статичного розрахунку та оцінка точності теоретичного аналізу.

2.1.2 Експериментальні дослідження запірного імпульсного ущільнення з буферною канавкою

Експериментальна оцінка основних робочих параметрів подвійного запірного імпульсного ущільнення проводилася на установці, яка показана на рис. 2.1 *а*. Установка складається з корпусу *1*, який від незалежного джерела подається тиск ущільнювального середовища p_1. Досліджуваний вузол ущільнення з парою тертя (кільця *4*, *5*) встановлений в корпусі установки *1*. Опорне кільце *5* розміщено в гідравлічному поршні 6, який за рахунок зміни навантажувального тиску p_l в камері *8* дозволяє в широкому діапазоні змінювати коефіцієнт навантаження k_p. Початкове стиснення кілець *4* і *5* ущільнення здійснюється пружинами *10*. Величина навантажувального тиску p_l залежить від коефіцієнта навантаження k_p і ущільнювального тиску p_1 і визначається формулою:

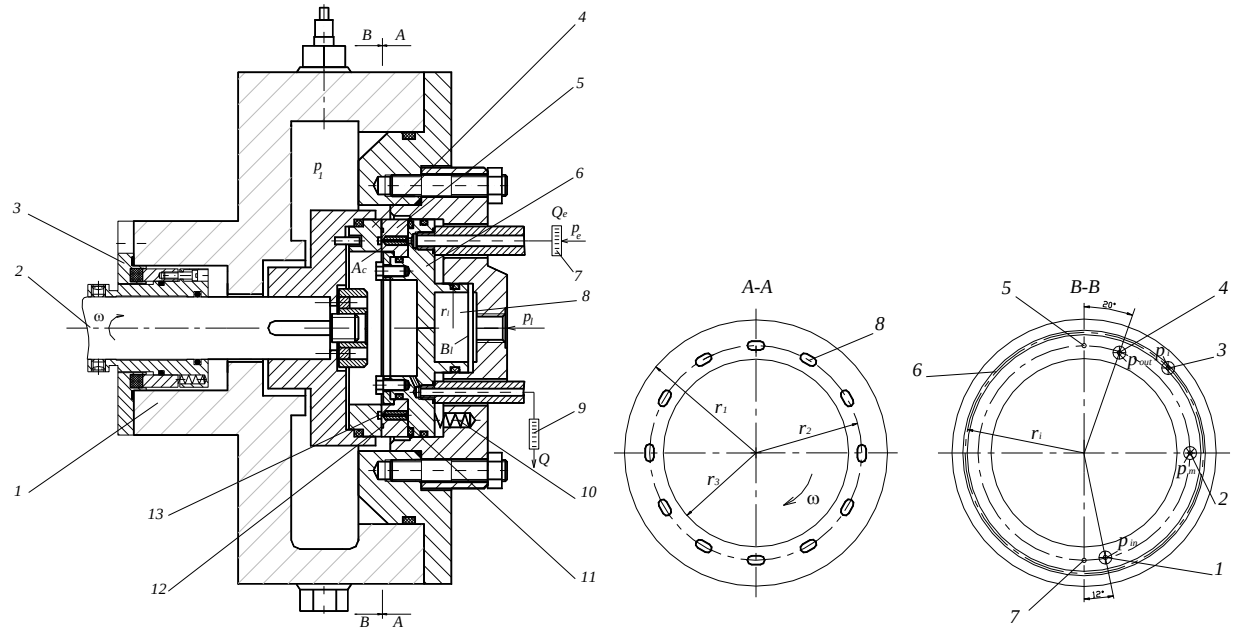
$$p_l = p_1 \frac{A_c}{B_l} k_p,$$

де $A_c = \pi(r_1^2 - r_3^2)$, $B_l = \pi r_l^2$.

Допоміжне торцеве ущільнення *3* служить для герметизації вала установки *2* в місці виходу його з корпусу *1*.

Особливістю конструкції випробовуваного ущільнення (рис. 2.1 *а,б*) є те, що на обертовому кільці *4* виконані замкнуті камери *13*, а на аксіально рухомому опорному кільці *5*, що не обертається, на радіусі розташування камер r_2, виконані дросельні підвідні канали (живильники) *11*, які періодично при обертанні валу живлять камери і підводять в пару тертя запірне середовище з тиском p_e. Для запобігання можливим проривам ущільнювального середовища назовні в моменти, коли мінімальний тиск у камерах стає нижче ущільнювального і для забезпечення гарантованого запирання

ущільнювального середовища запірним тиском на опорному кільці *5* додатково виконана буферна кільцева канавка *12*.



а) *б)*

Рисунок 2.1 – Перетин експериментальної установки (*а*)
та торцева пара з місцями розташування датчиків тиску в опорному кільці (*б*)

Ущільнення має два живильники та 12 камер. Частота обертання вала в експериментах плавно збільшується до 3000 об/хв, тиск ущільнювального середовища - до 0,4 МПа, тиск запірного середовища - до 0,6 МПа. Робоче середовище – вода.

Витрата Q_e запірного середовища і зовнішні витоки Q вимірюються ротаметрами *7* і *9*, внутрішні витоки в ущільнювальну порожнину визначаються як різниця $Q_e - Q$ (рис. 2.1 *а*). Тиск середовища в зазорі ущільнення на середньому радіусі r_2 розташування камер *8* на окружному пояску між живильниками *5*,*7*, а також в буферній канавці *6* реєструються чотирма п’єзодатчиками тиску *1*,*2*,*3*,*4*, встановленими в опорному кільці (рис. 2.1 *б*).

На окружному пояску між живильниками тиск реєструється в трьох контрольних точках: відразу після живлення камери живильником – тиск p_{in}, у

центрі між живильниками – тиск p_m і перед наступним черговим живленням – тиск p_{out}. Отже, за один оберт кожен із трьох датчиків фіксує проходження всіх камер, тобто фіксує змінення тиску середовища як у камерах, так і на міжкамерних поясках. В результаті може бути отримано поле розподілу тиску в зазорі запірного імпульсного ущільнення. Інтегральна величина зазору оцінюється за величиною зовнішніх витоків в ущільненні.

При випробуваннях досліджувався вплив різниці запірного та ущільнювального тиску $\delta p = p_e - p_1$, частоти обертання вала ω, величини коефіцієнта навантаження k_p і провідності підвідного трубчастого дроселя g_e на працездатність ущільнення.

На рис. 2.2 наведені типові осцилограми зміни тисків p_{in}, p_m і p_{out} на середньому радіусі r_2 розташування камер на окружному пояску між живильниками в часі. За один оберт датчики фіксують 12 імпульсів тиску, що відповідає числу камер. Причому максимальні значення імпульсів тисків відповідають тискам камерах, а мінімальні значення імпульсів тисків - тискам на міжкамерному пояску. З рисунка видно, що є суттєва різниця між тисками в камерах і міжкамерних проміжках відразу після живлення камер живильником. У міру того, як з камер витікає запірне середовище, амплітуда змінення тисків значно зменшується. Порівняння величин середніх тисків $\bar{p}_{in}$, $\bar{p}_m$ і $\bar{p}_{out}$ показує, що тиск запірного середовища на розвантажувальному пояску розташування камер розподіляється нерівномірно. При цьому величина осередненого тиску $\bar{p}_2$ на цьому пояску може бути дещо більшою ніж тиск p_m. Це пояснюється більш різким падінням тиску, як у камерах, і на міжкамерних поясках відразу після живлення живильником. Тиск у буферній канавці p_i при цьому більше тиску p_m і ущільнювальне середовище гарантовано запирається. Крім того, з рисунка видно, що вимірюваний тиск дещо змінюється при обертанні валу. Такі коливання обумовлені неминучими монтажними перекосами кілець.

З рис. 2.3 а, 2.3 б видно, що тиск у буферній канавці p_i та тиск у центрі між живильниками p_m збільшуються при збільшенні частоти обертання вала ω

та зменшенні перепаду тисків $\delta p = p_e - p_1$. Таким чином, при досягненні певної частоти обертання вала і перепаду тисків δp, тиск p_m стає більшим p_i і дорівнює $\bar{p}_2$. У першому випадку зі збільшенням частоти обертання вала зменшується час між двома черговими живленнями та падіння тиску в камері наближається до лінійного. У другому випадку за рахунок зменшення перепаду тисків δp зменшується зазор та витоки через ущільнення, а також підвищується гідростатична жорсткість ущільнення.

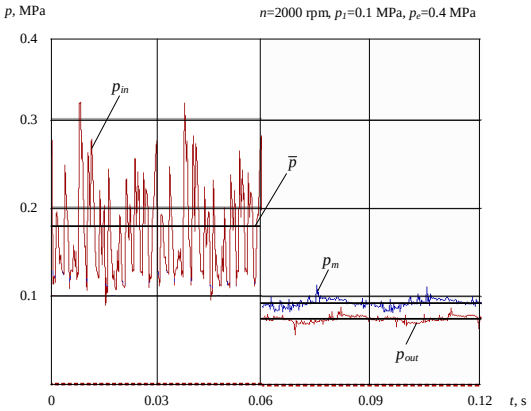
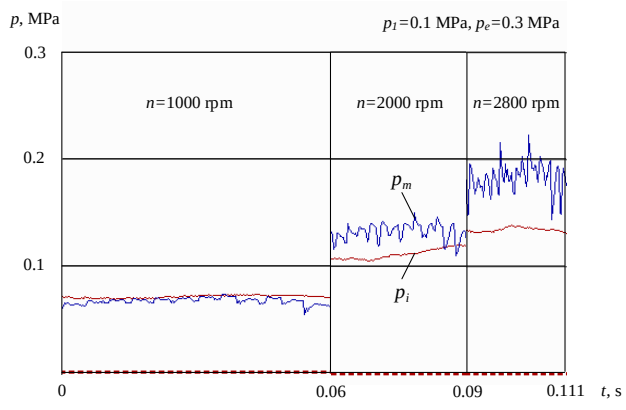
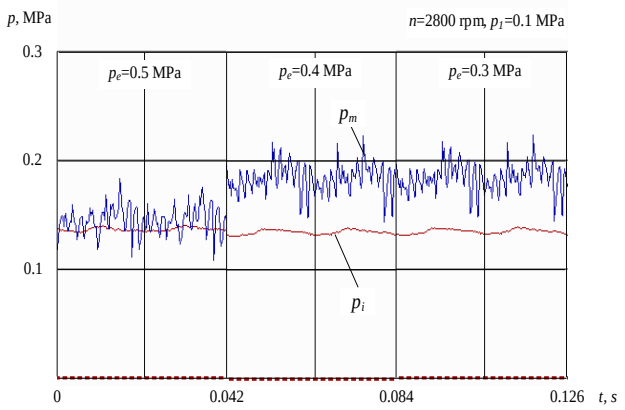


Рисунок 2.2 – Осцилограми змінення тиску на окружному пояску розташування камер у часі

Зі збільшенням коефіцієнта навантаження k_p, тиск p_m також збільшується, при цьому дещо зменшуються витоки запірного середовища.



а)



б)

Рисунок 2.3 – Осцилограми тисків в залежності від частоти обертання (а) та від змінення тиску запірного середовища (б)

На рис. 2.4 показані осцилограми змінення тиску p_m в залежності від тиску ущільнювального середовища p_1 при однаковому перепаді тисків δp. З

рисунка видно, що тиск p_m більше ущільнювального тиску p_1, і приблизно дорівнює осередненому тиску на розвантажувальному пояску $\bar{p}_2$.

Витратні характеристики запірного імпульсного ущільнення показані на рис. 2.5. При збільшенні різниці тиску δp та частоти обертання вала ω за рахунок збільшення осередненого тиску $\bar{p}_2$ на розвантажувальному пояску та зазору, витоки в ущільненні дещо збільшуються.

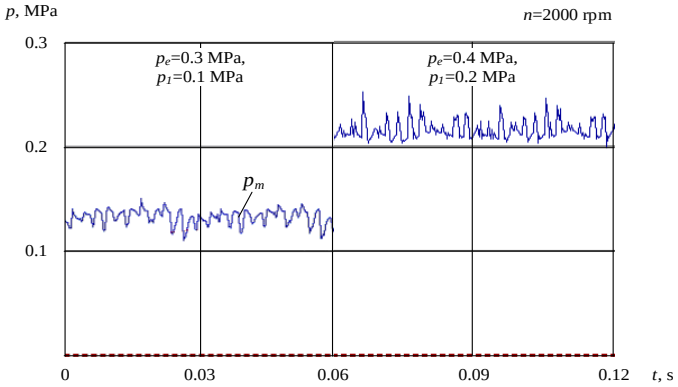


Рисунок 2.4 – Осцилограми тисків в залежності від змінення тиску ущільнювального середовища

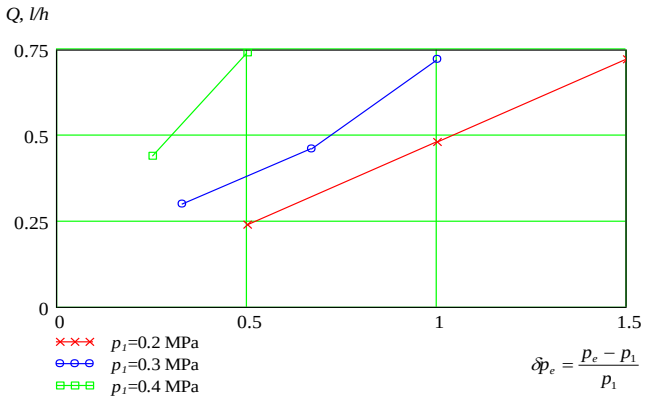
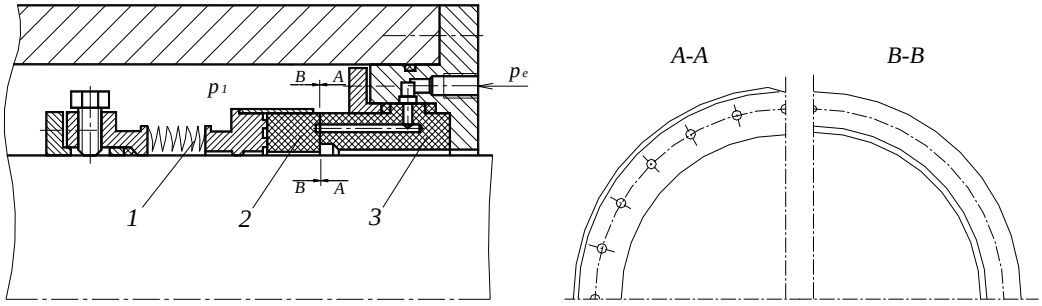


Рисунок 2.5 – Залежність витрати від тисків

На рис. 2.6 *а, б* показана конструкція запірного імпульсного ущільнення для вертикального відцентрового насоса, який перекачує розплав цирконію при температурі до 600 ^{0}С (діаметр валу під ущільнення – 95 мм, частота обертання вала *n*=1470 об/хв, тиск перед ущільненням – 0,1-0,15 МПа), яка випробувалася на експериментальному стенді. У якості пружного елемента в конструкції ущільнення використовується зварний металевий сильфон *1*. Пара тертя з кільцями *2* і *3* містить 24 камери і 2 живильника. Витратні характеристики

цього ущільнення представлені на рис. 2.7. Зменшення величини витоків пояснюється меншою провідністю підвідного дроселя.



а) *б)*

Рисунок 2.6 – Конструкція запірного імпульсного ущільнення для відцентрового насоса, який перекачує розплав цирконію

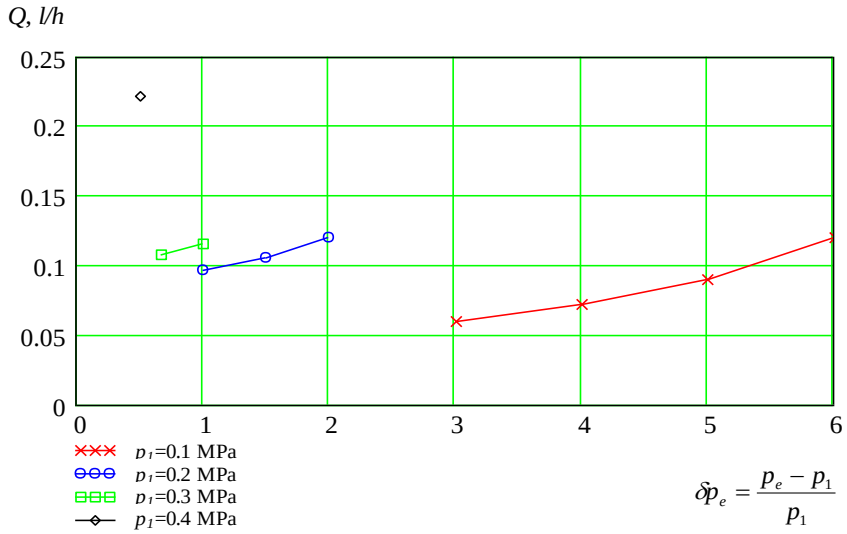
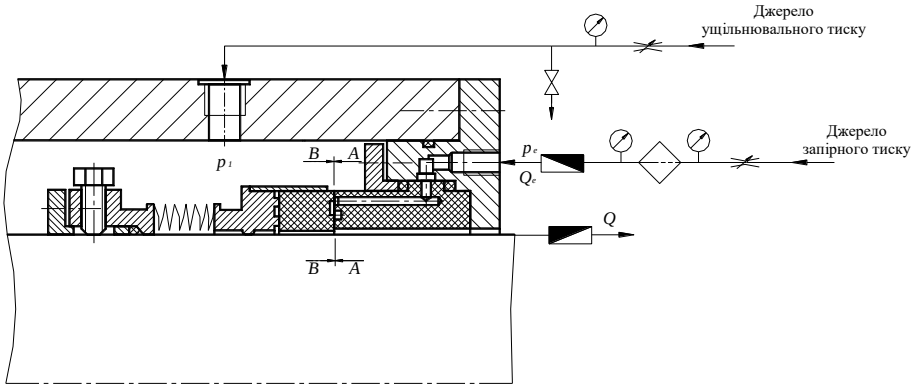


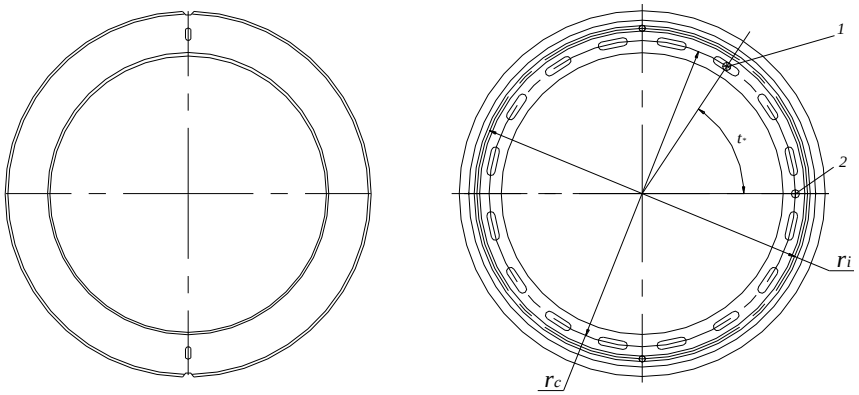
Рисунок 2.7 – Залежність витрати від тисків

2.1.3 Результати випробувань запірного імпульсного ущільнення з неперервним підведенням

Випробування проведені на конструкції ущільнення з неперервним підведенням (рис. 2.8 а,б). Фотографія конструкції ущільнення приведена на рисунку 2.9.



а)



б)

Рисунок 2.8 - Схема ущільнення з системою подачі ущільнювального та запірного тисків (*а*), кільця ущільнення (*б*)

Рисунок 2.9 - Фотографія конструкції запірного імпульсного ущільнення

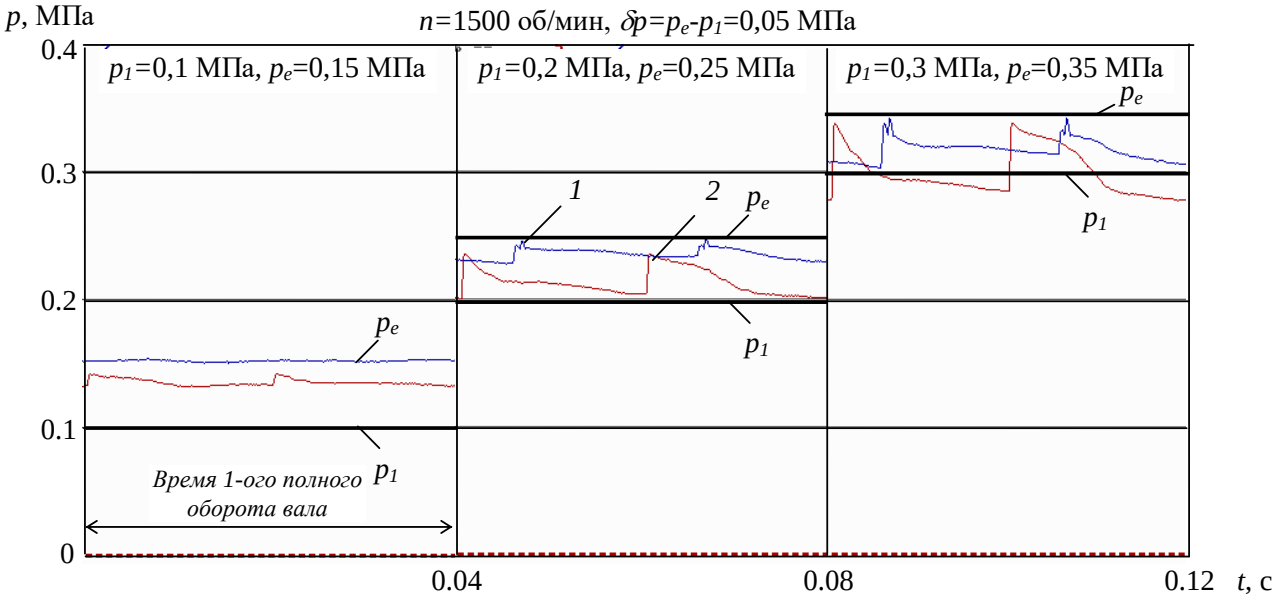
Ущільнення випробувалось при наступних робочих параметрах: частота обертання валу $n = 1500$ об/хв, тиск ущільнювального середовища $p_1 = 0{,}1\text{-}0{,}3$ МПа, перепад тисків $\delta p = p_e - p_1 = 0{,}05\text{-}0{,}1$ МПа. Робоче середовище – вода і повітря. Тиски у камері і на міжкамерному пояску реєструвалися п'єзодатчиками тиску 1 і 2, встановленими в нерухомому кільці. Витрата запірного середовища Q_e і зовнішні витоки Q вимірювалися ротаметрами РМ 0,25 ГУЗ. Наявність безконтактного режиму роботи ущільнення контролювалося за показниками датчика температури.

На рис. 2.10 *а,б* наведені типові осцилограми тиску в залежності від тиску ущільнювального і запірного середовища при постійній частоті обертання валу. З рисунку видно, що на працездатність ущільнення впливає як величина зовнішнього навантаження, так і кількість підвідних каналів (живильників). У всіх експериментах у випробуваному діапазоні перепадів тисків витрата запірного повітря Q_e не перевищувала 1-1,5 л/хв. При збільшенні робочого перепаду тисків від δp=0,1 МПа і вище витоки різко зростали до декількох літрів за хвилину. При цьому на всіх режимах ущільнення працювало стабільно, в безконтактному режимі. Температура в парі тертя не збільшувалася, огляд кілець не виявив слідів натирання.

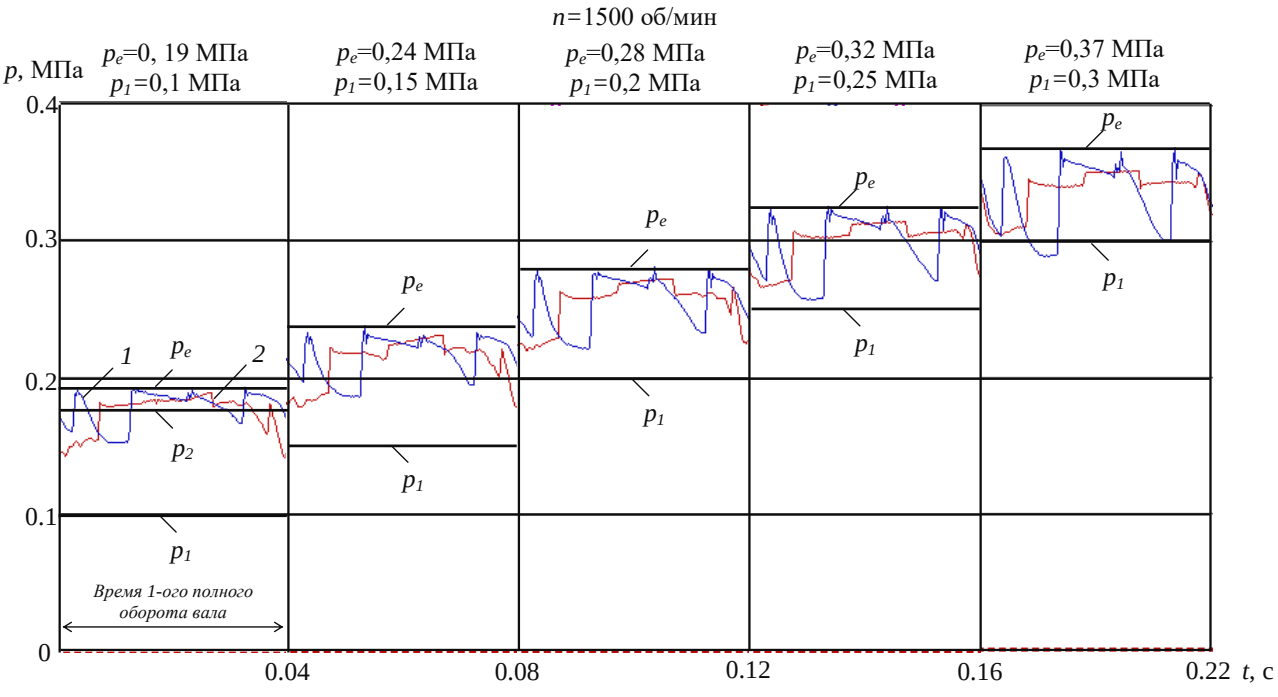
2.1.4 Випробування запірного імпульсного ущільнення з дискретним підведенням

Досліджуваний вузол і кільця пари тертя запірного імпульсного ущільнення з дискретним підведенням запірного середовища показані на рис. 2.11. Запірне середовище через живильні канали *1*, які розташовані в стаціонарному кільці *2*, подається в ущільнювальний торцевий зазор на радіусі розташування замкнутих камер 3. На аксіально-рухомому кільці *6*, що обертається, виконані кілька (2-8) живильників *7*. Ущільнення досліджувалось при наступних робочих параметрах: частота обертання валу $n = 1500$ об/хв, тиск ущільнювального середовища $p_1 = 0{,}1\text{-}0{,}3$ МПа, перепад тисків $\delta p = p_e - p_1 = 0{,}05\text{-}0{,}1$ МПа. Робоче середовище - вода і повітря. Тиск в камері і на

міжкамерному пояску реєструвався п'єзодатчиками тиску *4* і *5*, встановленими в нерухомому кільці *7*. Витрата запірного середовища Q_e і зовнішні витоки Q вимірювалися ротаметрами РМ 0,25 ГУЗ. Наявність безконтактного режиму роботи ущільнення контролювалося за показаннями датчика температури.



а)



б)

Рисунок 2.10 - Осцилограми тисків в торцевій парі запірного імпульсного ущільнення: *а*) 2 живильники, F_k=210 Н; *б*) 4 живильники, F_k=350 Н

Осцилограми тисків (рис. 2.12 *а, б*) в торцевій парі запірного імпульсного ущільнення з дискретним підведенням показують, що амплітуда тиску в камерах *3* (крива 1) змінюється при зміні тиску запірного середовища p_e. При цьому тиск на міжкамерному пояску (крива 2) може бути нижче ущільнювального тиску p_1. Витоки запірного повітря Q_e також залежить від зміни ущільнюється тиску p_1 і перепаду тисків між ущільнювальним і запірним середовищами δp (рис. 2.13 *а, б*).

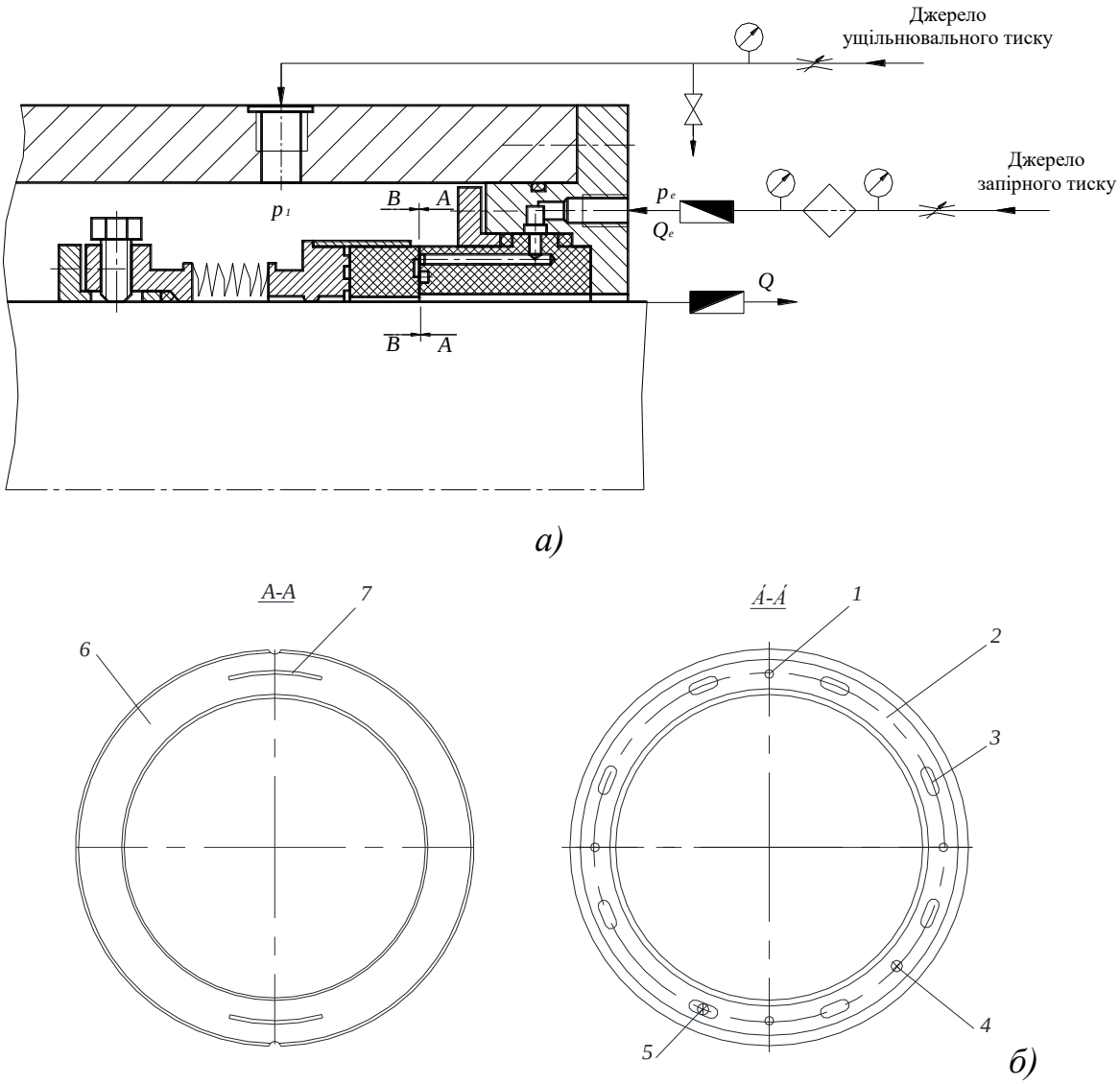
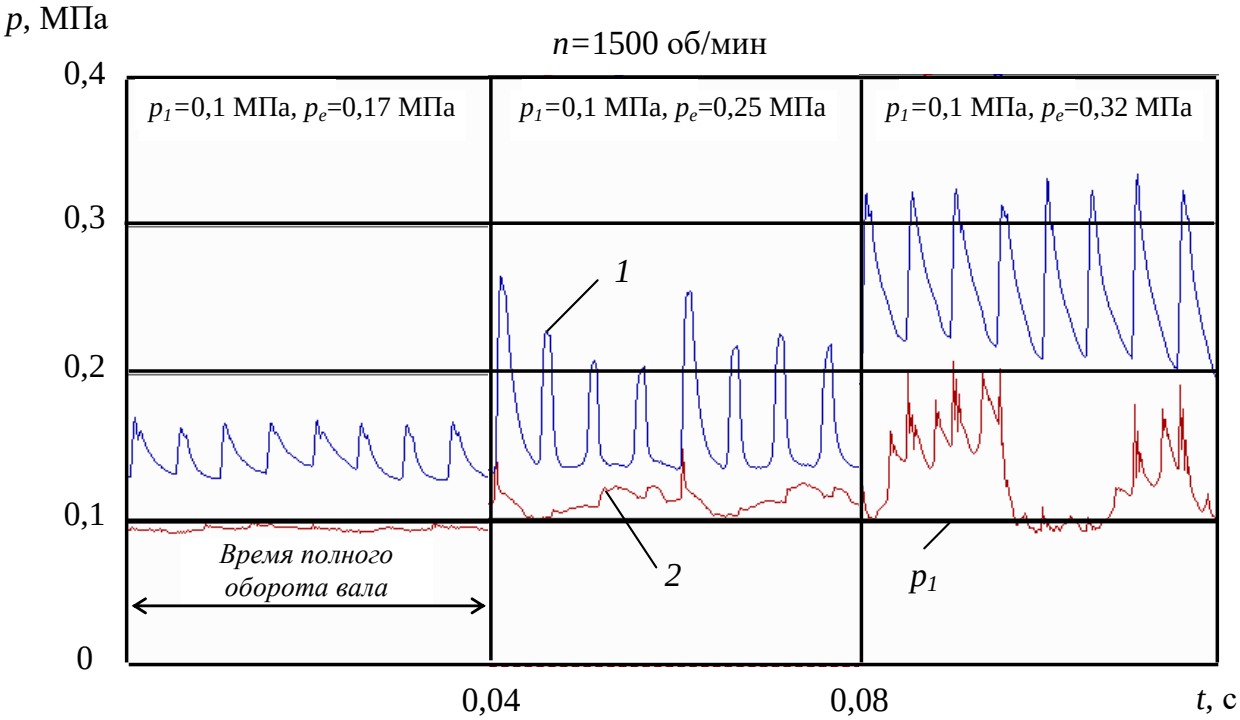
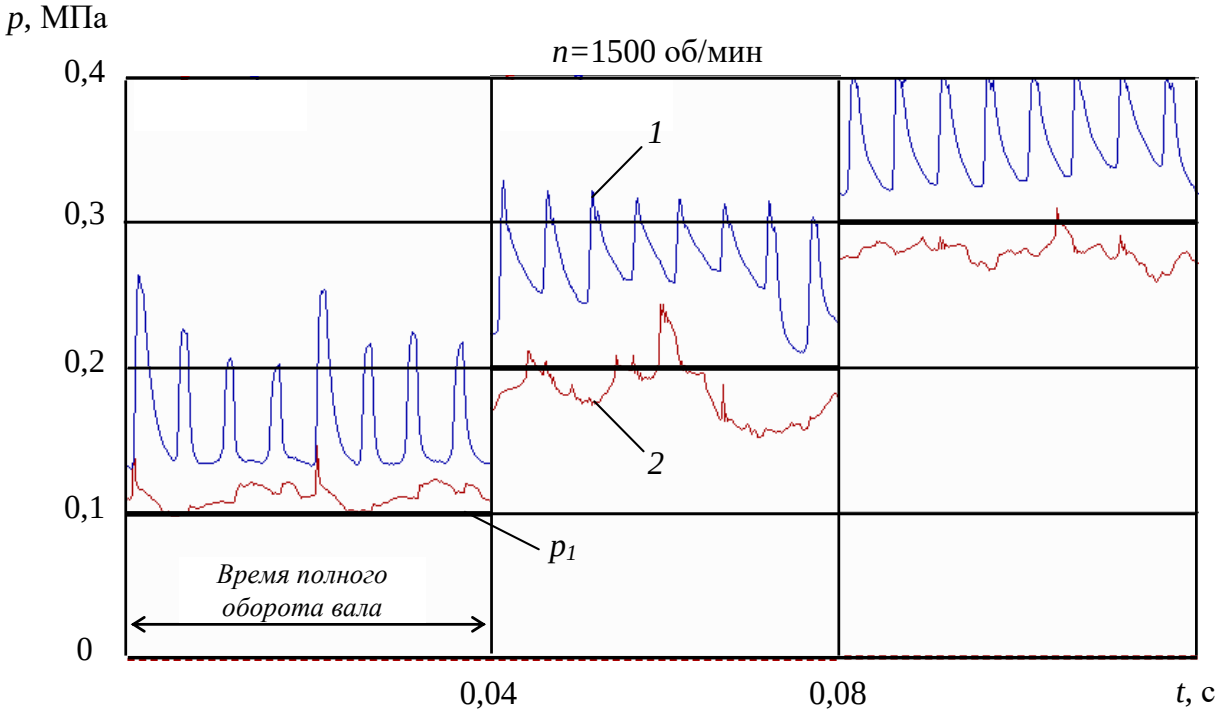


Рисунок 2.11 - Запірне імпульсне ущільнення з дискретним підведенням: (*а*) досліджуваний ущільнювальний вузол; (*б*) геометрія кілець пари тертя

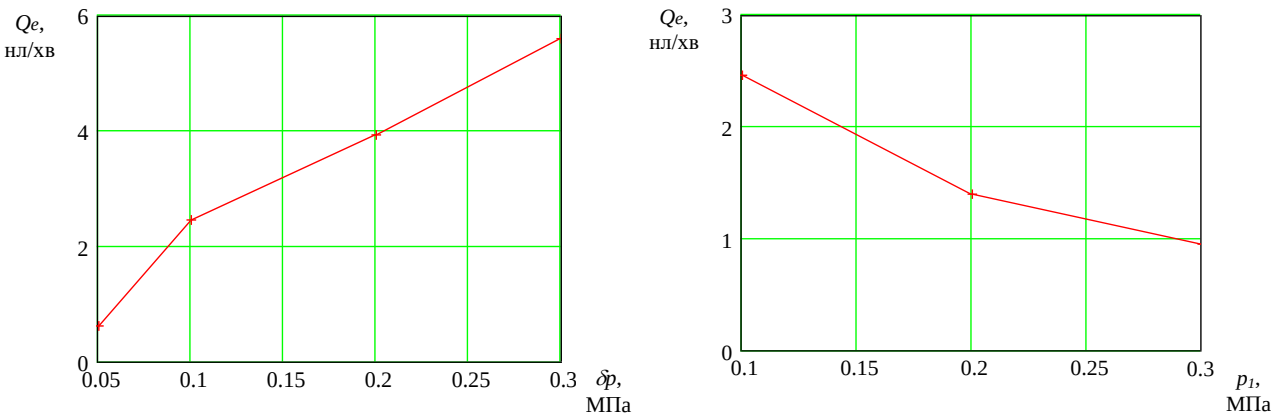


а)



б)

Рисунок 2.12. Осцилограми тисків в парі тертя в залежності:
(*а*) від перепаду тисків δp; (*б*) від ущільнювального тиску p_1



а) *б)*

Рисунок 2.13 - Витоки запірного середовища в залежності: (*а*) від перепаду тисків δp; (*б*) від ущільнювального тиску p_1

2.1.5 Експериментальна установка та результати випробувань запірних торцевих імпульсних ущільнень відцентрових компресорів

Для випробувань конструкцій торцевих запірних імпульсних ущільнень відцентрових компресорів синтез газу і вуглекислого газу був створений експериментальний стенд (рис. 2.14). Стенд складається з поршневого компресору, призначеного для закачування робочого середовища (повітря) в колектор тиску, системи трубопроводів, шафи управління і експериментальної установки для випробування ущільнювальних вузлів. Вал установки приводиться в обертання асинхронним двигуном змінного струму *М* з робочою частотою обертання n=2950 об/хв. За допомогою мультиплікатора *МП* з передатним числом рівним 4,3 частота обертання валу може бути збільшена до 12000 об/хв. Регулювання частоти обертання здійснюється перетворювачем частоти. Змазування зубчастої передачі мультиплікатора забезпечується відцентровим маслонасосом *ЦН.* Для регулювання ущільнювального і запірного тисків використовуються редуктори *Р1* і *Р2,* а для їх вимірювання манометри *МН1-МН3*. Витоки повітря з випробовуваних ущільнювальних вузлів в атмосферу вимірюються ротаметрами *РТ1* і *РТ2,* а температура аксіально-рухомого кільця запірного імпульсного ущільнення датчиками температури *Т*.

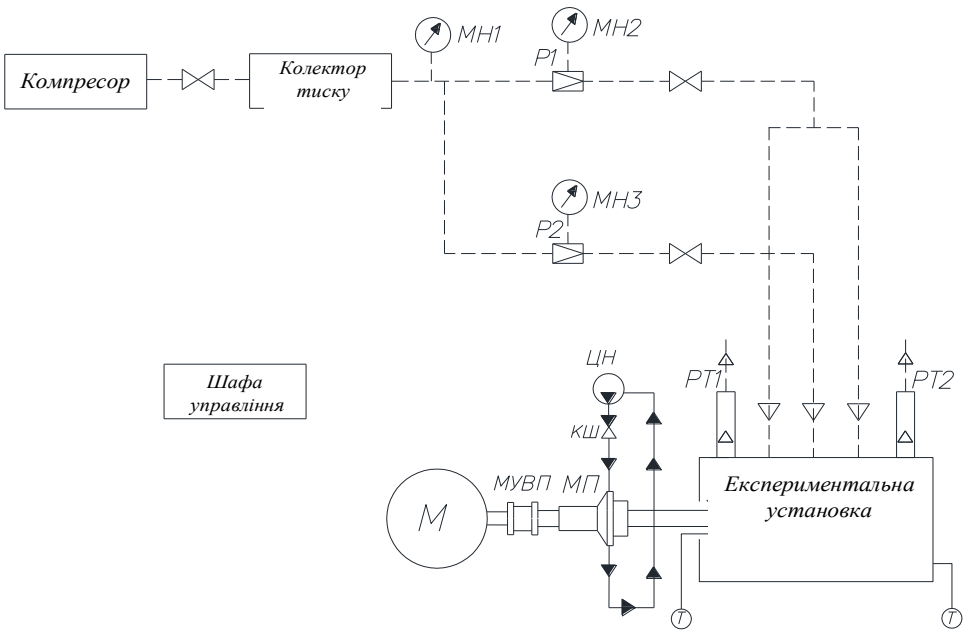


Рисунок 2.14 – Схема експериментального стенду для випробувань запірних торцевих імпульсних ущільнень

Експериментальна установка для випробувань запірних торцевих імпульсних ущільнень наведена на рисунку 2.15. Установка включає корпус *1*, змінну обойму *2*, фальшвал *3* і випробовувані вузли ущільнень *7*. Змінна обойма *2* у осьовому напрямку фіксується в корпусі *1* установки кришкою *8*, яка закриває випробовувану частину установки, утворюючи камеру для збору витоків повітря. Можливість заміни обойми і фальшвалу дозволяє випробовувати ущільнювальні вузли на різні діаметри валу. У корпусі установки монтуються два ідентичні ущільнювальні вузли, розташовані за схемою «спина до спини», що забезпечує розвантаження валу в осьовому напрямку. Торсион *5* обертається всередені нерухомої втулки *6* та за допомогою підшипників кочення *4* передає крутильний момент на фальшвал *3*. Температура у контакті аксіально-рухомого кільця ущільнення вимірюється датчиком температури (термопара), який встановлюється на відстані меншої за 1 мм до торцевої поверхні і вимірює середню температуру кільця.

Метою випробувань є перевірка працездатності запірного торцевого імпульсного ущільнення при різних робочих параметрах: частоті обертання валу, ущільнювального та запірного тисків.

Випробування проводилися при наступних робочих параметрах: частота обертання валу n=0-10000 об/хв, тиск робочого середовища до 5 МПа, матеріали кілець торцевої пари – вуглеграфіт АГ 1500 - сталь 30Х13.

Вимірювані параметри:

- температура аксіально-рухомого кільця ущільнення T;
- частота обертання валу n;
- тиски ущільнювального і запірного середовищ p_1 і p_e;
- витоки через ущільнення (масова витрата) M.

Випробування проводилися при розгінному і у постійному режимах.

Експериментальні характеристики:

- залежність витоків через ущільнення від величини тисків ущільнювального і запірного середовищ,
- залежність витоків через ущільнення від частоти обертання валу,

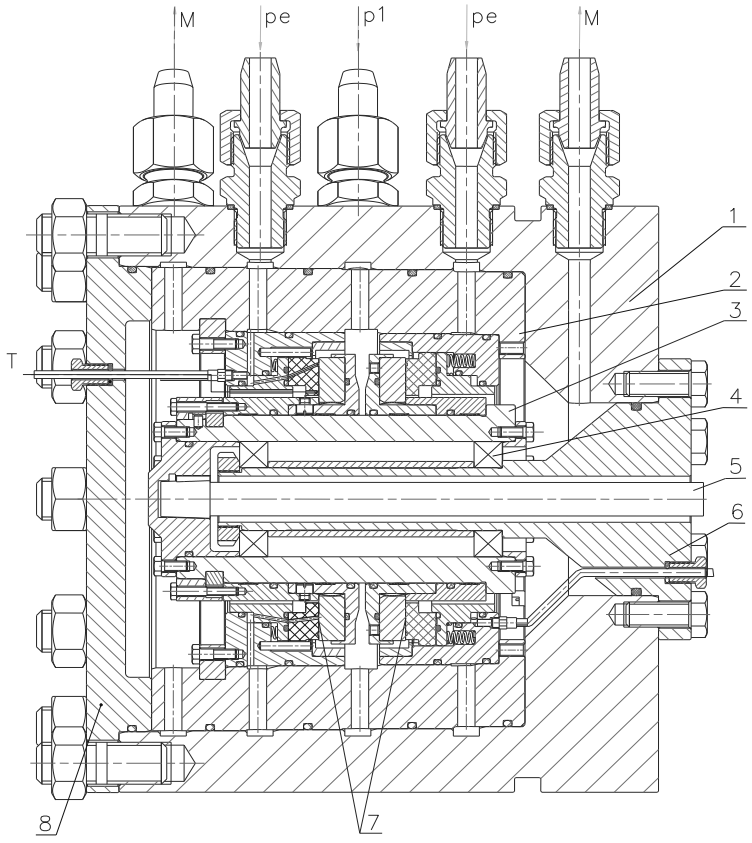


Рисунок 2.15 – Установка для досліджень запірних торцевих імпульсних ущільнень

- залежність температури аксіально-рухомого кільця від часу випробувань ущільнення при постійному перепаді тиску і частоті обертання валу на одному з режимів.

Методика проведення експерименту:

1. Закачування компресором повітря в колектор тиску. За допомогою редукторів встановлюється необхідний тиск ущільнювального і запірного середовищ.

2. Подача тиску ущільнювального середовища і перевірка герметичності пар тертя на стоянці без подачі тиску запірного середовища.

3. Подача тиску запірного середовища і перевірка на стоянці.

4. Установка необхідного перепаду тисків (0,1-0,5 МПа) між ущільнювальним і запірним середовищами для розвантаження контактної пари і безконтактного пуску ущільнення.

5. Пуск двигуна, плавне збільшення частоти обертання до робочої (3000, 10000 і 12000 об/хв).

6. Випробування при різних ущільнювальних тисках (до 5 МПа) і частотах обертання (до 10000 об/хв), визначення межі працездатності ущільнення для використаних матеріалів пари тертя.

7. Перевірка працездатності ущільнення за відсутності подачі тиску запірного середовища.

8. Випробування ущільнення протягом 10 годин на робочих параметрах.

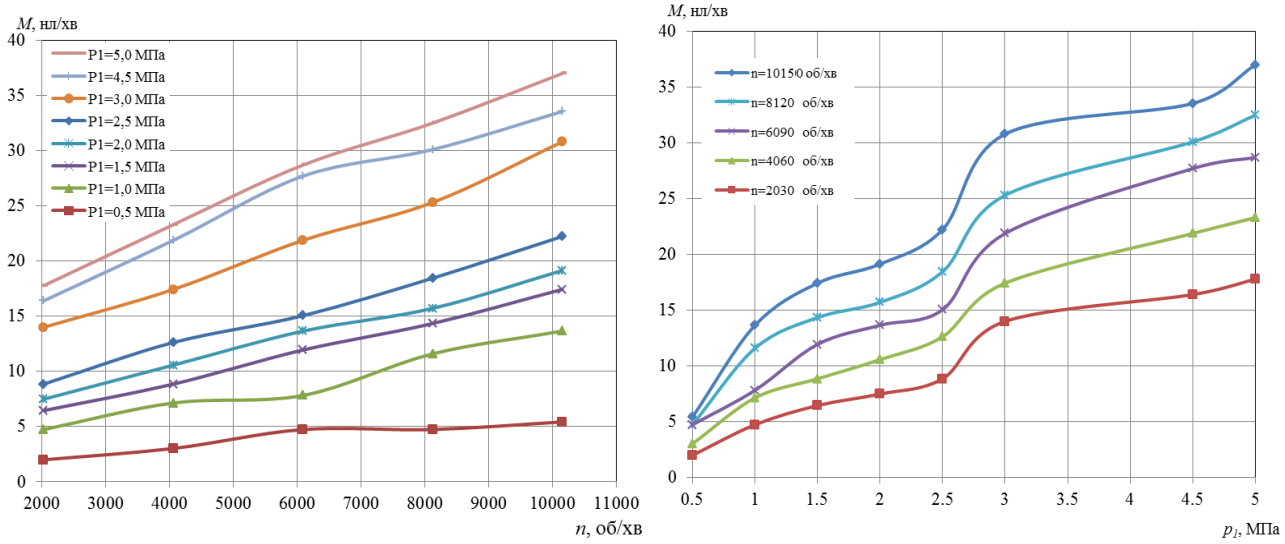
9. Випробування ущільнення протягом 10 годин на максимальних параметрах.

10. Огляд кілець пари тертя (різке підвищення температури аксіально-рухомого кільця свідчить про контакт кілець пари тертя і стенд має бути зупинений).

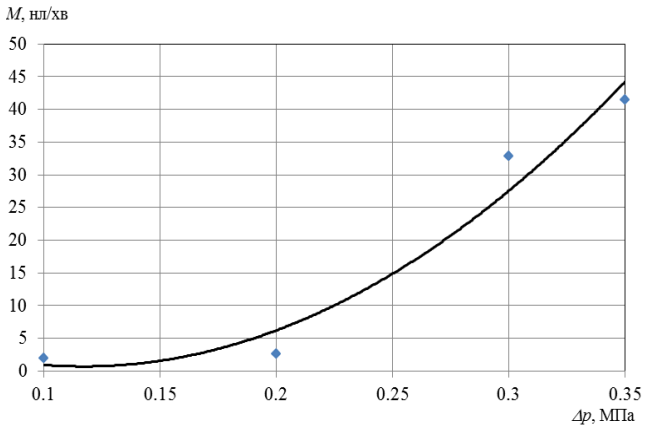
11. Обробка результатів випробувань. Отримання залежностей витоків від ущільнювального і запірного тисків та частоти обертання валу. А також

залежності температури аксіально-рухомого кільця за часом протягом випробування на робочих параметрах.

Випробування запірного торцевого імпульсного ущільнення показали (рис. 2.16-2.17), що масова витрата збільшується при збільшенні частоти обертання, ущільнювального тиску та перепаду тиску між ущільнювальним і запірним середовищем (рис. 2.16 *а-в*). Ущільнення має досить не погану герметичність, так при частоті обертання n=10000 об/хв масова витрата дорівнює 37 нл/хв. Температура в парі тертя не перевищує 45 ^{0}C (рис. 2.17 *а,б*). При розгоні валу температура аксиально-рухомого кільця збільшується та досягає постійної величини 42 ^{0}C (рис. 2.17 *г*). Розбирання установки та

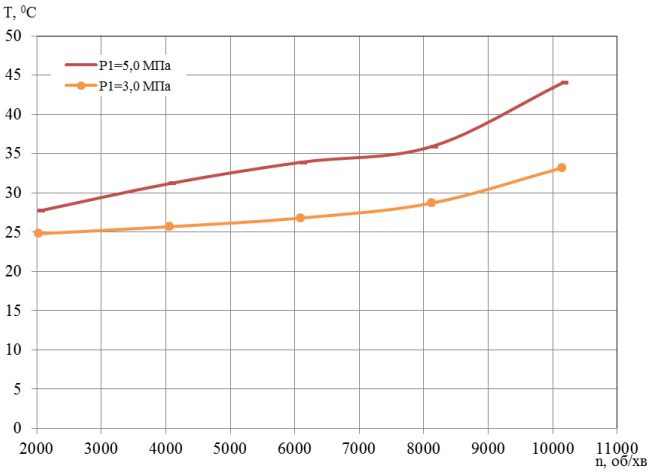


а) *б)*

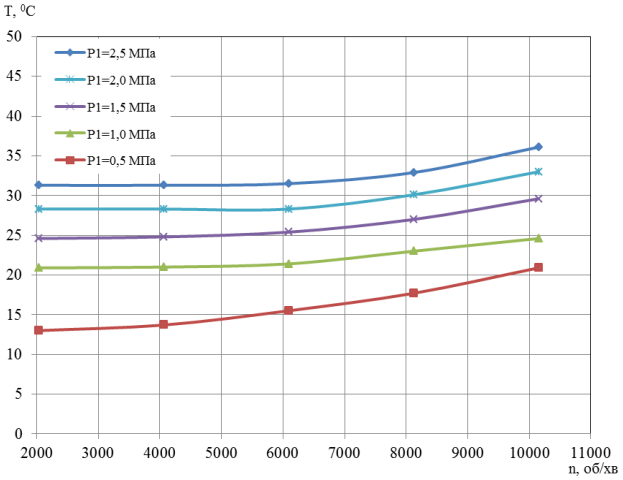


в)

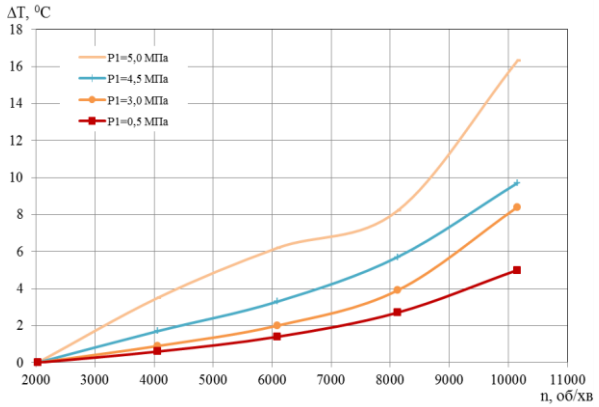
Рисунок 2.16 - Залежність зовнішніх витоків від тиску ущільнювального середовища (*а*), частоти обертання валу (*б*) і від перепаду тиску (*в*)



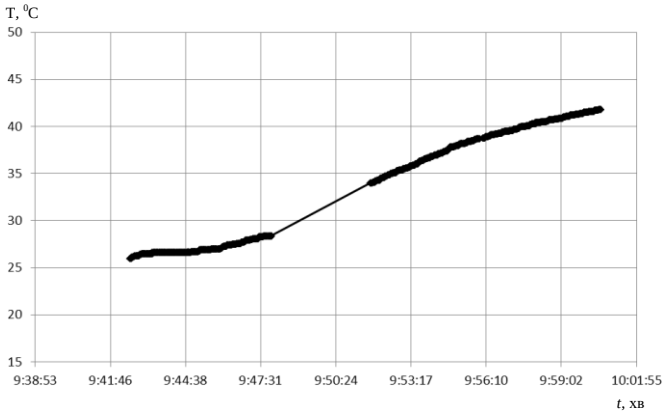
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2.17 – Залежність температури від частоти обертання валу (*а-в*) та від часу випробувань при збільшенні частоти обертання в діапазоні *n*=1000-10000 об/хв (*г*)

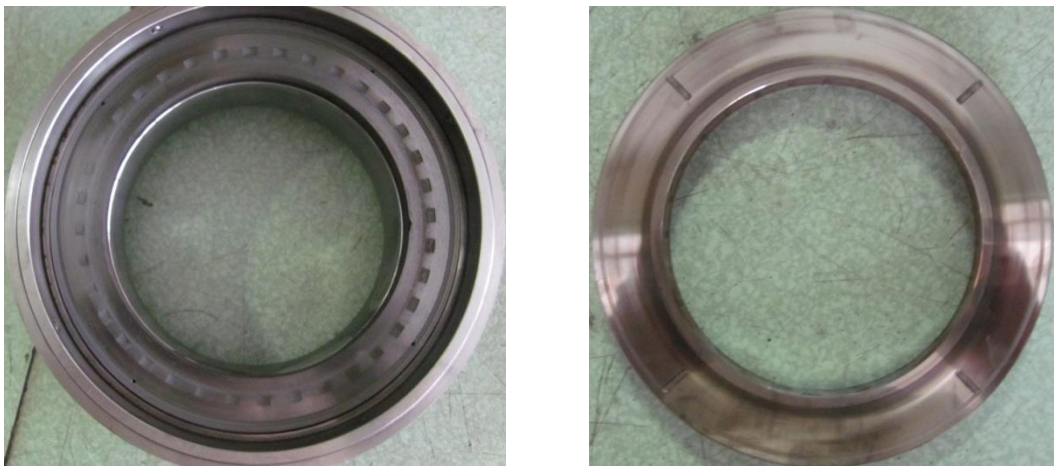


Рисунок 2.18 – Торцеві поверхні кілець випробуваного ущільнення

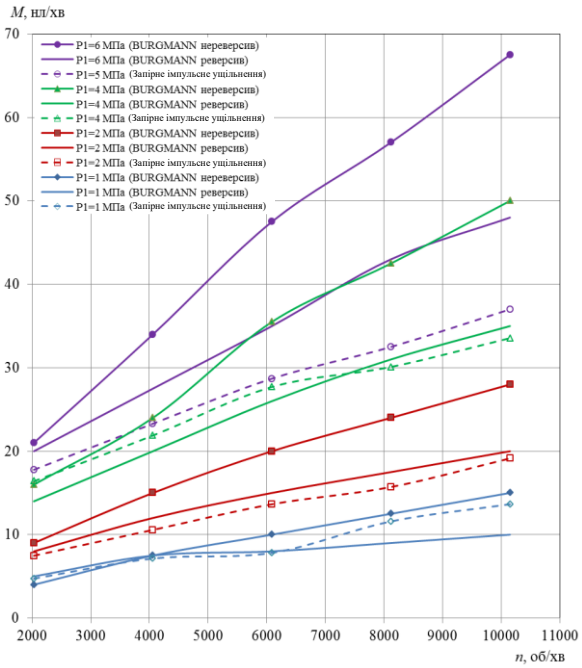


Рисунок 2.19 – Порівняння витратних характеристик ущільнень

ущільнювальних вузлів показало задовільний стан кілець ущільнення, який дозволяє використовувати їх у наступних випробуваннях без додаткового притирання (рис. 2.18). Таким чином, на протязі всього періоду випробувань забезпечувалася достатня герметичність і тепловий стан ущільнювального вузла.

Якщо порівнювати з конструкціями газодинамічних ущільнень фірми «Бургманн» (Німеччина), одного з світових лідерів у виробництві торцевих ущільнень, то конструкція запірного імпульсного ущільнення має подібну герметичність (рис. 2.19), але за рахунок здвоєної конструкції, відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити К.К.Д. відцентрового компресора.

2.1.6 Висновки

1. Розроблене оригінальне експериментальне обладнання для експериментальних досліджень запірних торцевих імпульсних ущільнень, яке дозволяє проаналізувати механізм герметизації та перевірити їх працездатність.

2. Проведені випробування промислового зразка запірного торцевого імпульсного ущільнення компресору синтезу газу, які показали високу герметичність і надійність ущільнювального вузла для широкого діапазону робочих параметрів компресорів. Отримані витратні характеристики ущільнення в залежності від величини тисків ущільнювального і запірного середовищ та від частоти обертання валу.

3. За рахунок здвоєної конструкції запірного торцевого імпульсного ущільнення відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити К.К.Д. відцентрового компресора.

4. Випробування запірних торцевих імпульсних ущільнень показали залежність герметичності ущільнювального вузла від перепаду тиску між запірним і ущільнювальним середовищем, це дозволить визначити область застосування регулятора перепаду тиску та необхідність дослідження його впливу на роботу ущільнення.

5. Конструкція запірного торцевого імпульсного ущільнення може бути використана для герметизації колес насоса і турбіни турбонасосного агрегату рідинного ракетного двигуна.

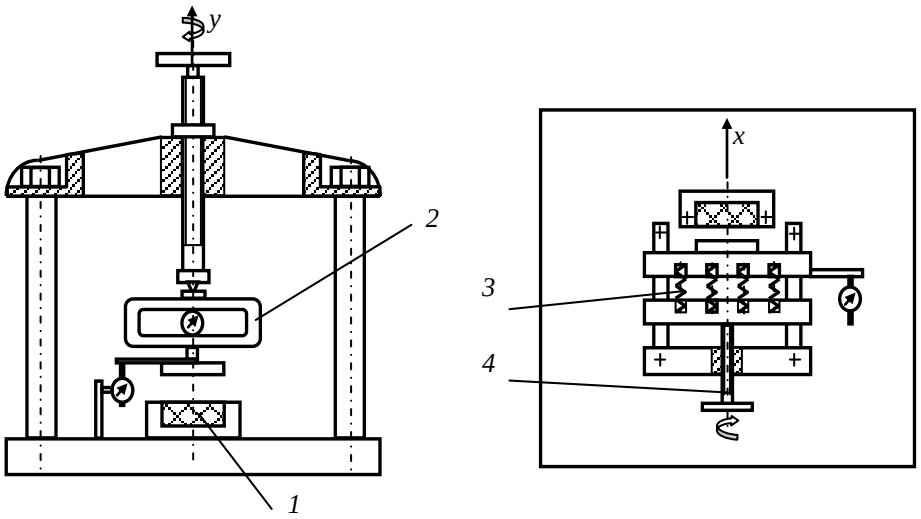
2.2 Експериментальні дослідження нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя

2.2.1 Вступ

Представлені нові конструкції торцевих сальників з гідродинамічним розвантаженням пари тертя двох типів: із спеціальною формою канавок на дні гнізда обойми під сальниковою набивкою і канавками на торцевій поверхні металевого диска, які забезпечують гідродинамічне розвантаження пари тертя і зворотне нагнітання частини потоку рідини в зазор ущільнення у бік робочого середовища. Проведені експериментальні дослідження, що підтверджують ефективність нових конструкцій ущільнень.

2.2.2 Експериментальне визначення механічних властивостей сальникової набивки

На основі штампувального преса запропоновано установку для визначення механічних властивостей сальникових набивок (рис. 2.20). Установка дозволяє створювати навантаження на набивку в діапазоні від 0 до 300 кг. Навантаження, що стискає набивку *1* у вертикальному напрямку, вимірюється динамометром *2*, у горизонтальному напрямку визначається величиною осьового стиснення пружин *3* та їх жорсткістю. Установка дозволяє проводити випробування набивок різного перетину: 6×6, 8×8, 10×10, 13×13. В експерименті визначали модуль пружності та коефіцієнт Пуассона [325].



а) *б)*

Рисунок 2.20 - Установка для визначення механічних властивостей сальників: *а* - вид спереду, *б* - вид зверху

Процедура тестування наступна. Попередньо перед випробуванням максимальним навантаженням опресовувався зразок набивки, виключаючи її початкову хвилястість і порожнечі між волокнами. Під час експерименту зразок сальникової набивки опресовують тричі для визначення впливу стиснення на механічні властивості набивки. Потім до досліджуваного зразка прикладається поступово зростаюче до максимального значення вертикальне навантаження, яке змінюється з заданим кроком. На кожному кроці отримують приріст осьової

деформації. Приріст осьової деформації отримує розвантаження гвинтом *4* пакета пружин *3*. За отриманими даними визначають модуль пружності та коефіцієнт Пуассона як співвідношення приростів відповідних величин [325].

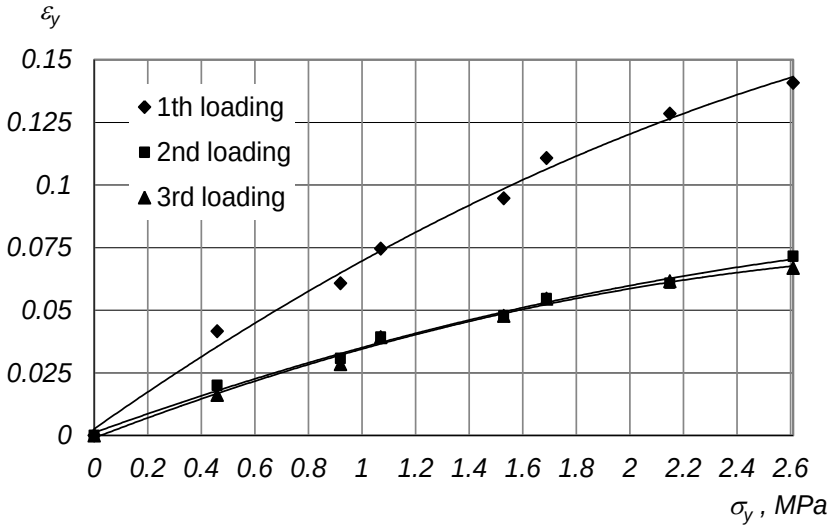
Модуль пружності визначається зі співвідношення

$$E = \frac{\Delta\sigma_y}{\Delta\varepsilon_y},$$

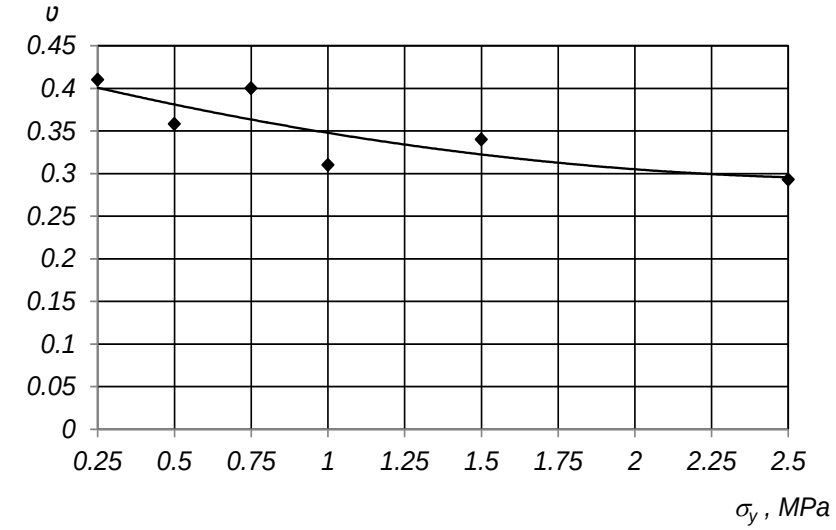
де $\Delta\varepsilon_y = \Delta_y / b_0$, $\Delta\sigma_y = \Delta F_y / A_0$, A_0 - площа поперечного перетину набивки.

Коефіцієнт Пуассона визначається за формулою

$$\nu = \frac{\Delta_x}{\Delta_y}.$$



а)



б)

Рисунок 2.21 - Залежність відносної деформації (а) і коефіцієнта Пуассона (б) від осьових напружень

Результати експерименту з визначення механічних властивостей сальникової набивки з політетрафторетиленових волокон, наповненої графітом і насиченої силіконовою олією, представлені на рис. 2.21 *а,б*. Відносна деформація та коефіцієнт Пуассона від прикладеного навантаження при одновісному напруженому стані є нелінійними. Сальниковий набивний матеріал зміцнюється, тобто при збільшенні навантаження збільшується модуль пружності.

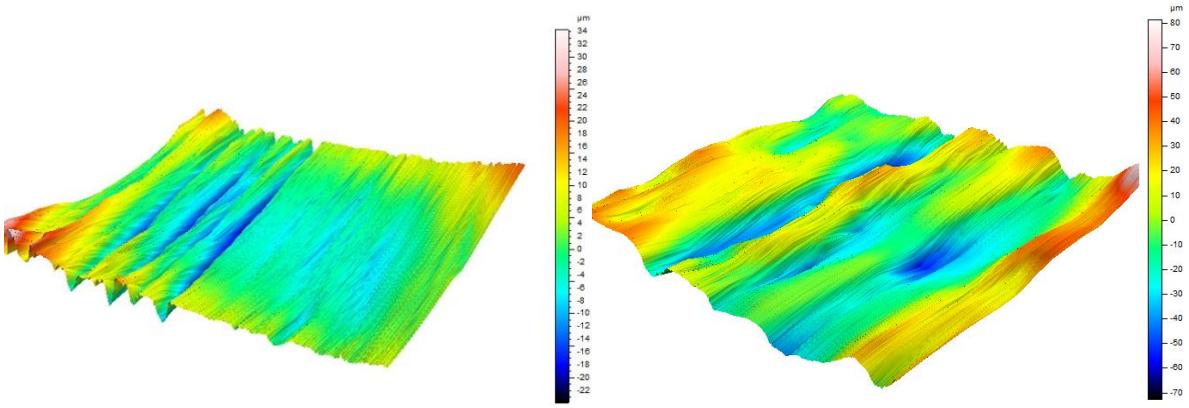
При першому завантаженні (рис. 2.21 *а*) набивка ущільнюється шляхом заповнення наявних пустот між нитками основи та часткового видавлювання мастила. З'являється залишкова деформація. При подальшому навантаженні відбувається виключно стиснення матеріалу і екструзія наповнення. Таким чином, у числових розрахунках сальникову набивку можна розглядати як пружнопластичний матеріал з багатолінійним ізотропним зміцненням.

2.2.3 Визначення профілю шорсткості поверхні сальникової набивки

Сальникова набивка має плетену структуру. В результаті попереднього стиснення і обкатки на поверхні набивки утворюється профіль шорсткості, який в основному визначає герметичність ущільнення. Величина профілю незначно залежить від контактного тиску.

Визначення профілю шорсткості контактними методами неможливо через значну податливість поверхні набивки. Тому для вимірювання профілю шорсткості використовується безконтактний оптичний тривимірний профілограф. На рис. 2.22 наведено тривимірні профілограми для двох зразків сальникових набивок: традиційної конструкції і конструкції з вирівнюванням контактного тиску [325]. Так, на поверхні сальника традиційної конструкції (рис. 2.22 *а*) на виході з пари тертя присутній зношений матеріал, що збігається з площею контакту і характеризується в порівнянні з вхідною безконтактною зоною більш глибокими поздовжніми хвилястостями, розташованими в напрямку обертання опорного кільця. У деяких місцях на контактній ділянці спостерігається часткове зношення волокон набивки. Поверхня сальникової

набивки конструкції з вирівнюванням контактного тиску має рівномірно розподілені по ширині зразка глибокі та широкі хвилі (плуження) за рахунок деформаційної складової тертя та зношування.



а) *б)*

Рисунок 2.22 - Тривимірний профіль шорсткості поверхні сальникових набивок

За виміряним профілем шорсткості можна оцінити еквівалентний зазор між сальником і опорним кільцем, що є основою для виконання числового розв'язання задачі гідропружності торцевого сальникового ущільнення.

2.2.4 Експериментальний ущільнювальний вузол і результати експериментів

Експериментальний вузол (рис. 2.23) є одинарним торцевим сальниковим ущільненням, яке складається з опорного диска *2*, аксіально-рухомої підпружиненої обойми *3* з кільцем сальникового набивки *4*. Початкове підтискання набивки до опорного диска здійснюється пружинами *5*. За допомогою рухомого в осьовому і окружному напрямах валу *1* здійснюється вимірювання пружинними динамометрами моменту тертя M_t і зовнішнього навантаження F_0 в парі тертя торцевого сальникового ущільнення. Ущільнення працює із заданим коефіцієнтом навантаження k=0,95 і зусиллям стискання пружин. У експериментах використовувалася сальникова набивка з фторопластових волокон, насичених графітом і силіконовим мастилом перетином 10х10.

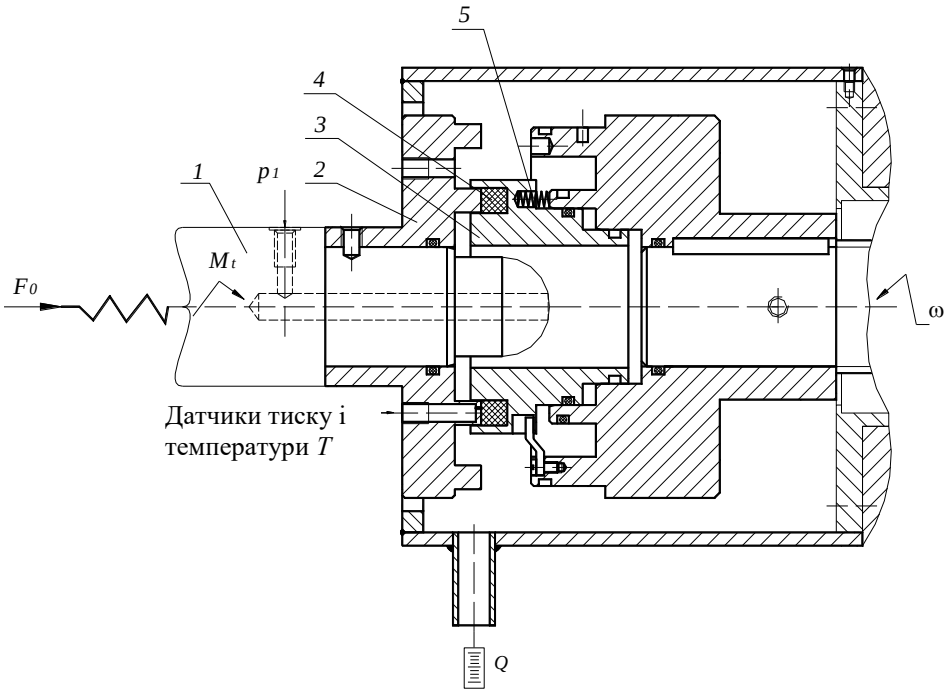


Рисунок 2.23 – Експериментальний ущільнювальний вузол

Геометрія канавок нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень представлена на рис. 2.24 *а, б*. Конструкція ущільнення із спеціальною формою пазів на дні гнізда обойми рис. 2.24 *а* працює наступним чином. При підтисканні обойми з сальниковою набивкою до опорного диска, набивка прогинається в місцях канавок, утворюючи на поверхні контакту необхідний профіль, що генерує при обертанні валу надмірний гідродинамічний тиск в парі тертя. Геометрія канавок другої конструкції представлена рис. 2.24 *б.* На поверхні опорного металевого диска виконані два типи канавок: відкриті з боку ущільнювального середовища *1*, які генерують підвищений в порівнянні з тиском ущільнювального середовища гідродинамічний тиск, що розвантажує контакт пари тертя торцевого сальникового ущільнення; замкнуті канавки *2*, які за рахунок нагнітання потоку в окружному напрямі сприяють поверненню частини витоків назад в ущільнювальну порожнину. Набивка прогинається в ці канавки, утворюючи необхідної форми мікроканали, що генерують гідродинамічний тиск. Слід зазначити, що в торцевих сальникових ущільненнях

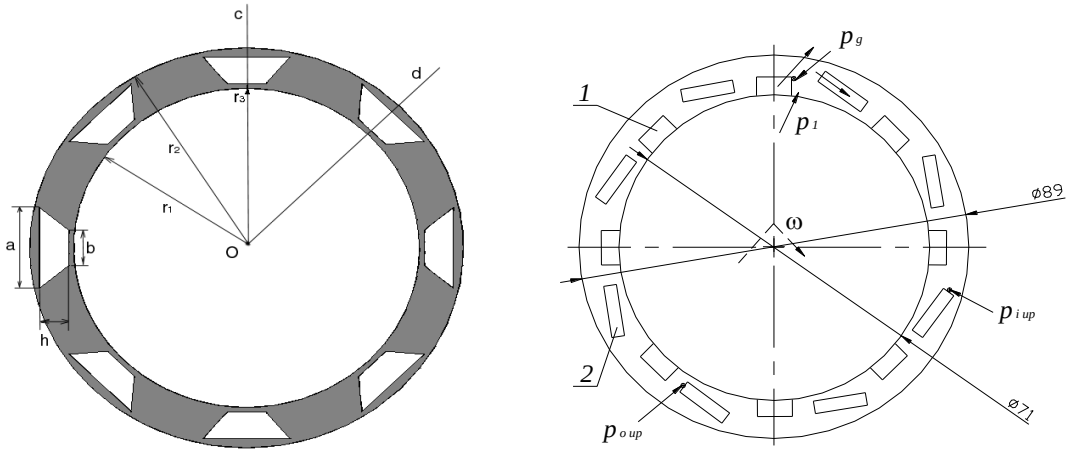
додатковий гідродинамічний ефект може досягатися за рахунок податливості набивки і розтягування її поверхневого шару.

В ході експерименту контролювалися основні робочі характеристики ущільнень, які дозволяють судити про ефективність ущільнювальних вузлів: тиск ущільнювального середовища p_1; а за допомогою дренажних отворів, виконаних на опорному диску - тиск p_g на виході з канавки, що створює гідродинамічну розкриваючу силу; тиск перед канавкою зворотного нагнітання $p_{i\ up}$ і тиск на виході з канавки зворотного нагнітання $p_{o\ up}$ (конструкція ущільнення з канавками на опорному диску); момент тертя M_t і температура на контакті пари тертя T, а також величина витоків Q. Величини тисків вимірювалися п'єзодатчиками тиску. Витоки відводилися в мірну ємність. Ущільнювальне середовище - вода. У конструкції з пазами на дні гнізда обойми гідродинамічний тиск в парі тертя контролювався п'єзодатчиками тиску за допомогою чотирьох дренажних отворів, виконаних в опорному диску і зміщених один відносно одного по радіусу з кроком 2 мм і по колу на 90^0.

Випробування ущільнення з гідродинамічними пазами, виконаними з боку дна гнізда обойми (рис. 2.24 *а*) показали, що в парі тертя генерується додатковий до ущільнювального гідродинамічний тиск, розподіл якого (крива *1*) показаний на рисунку 2.25 *а.* При збільшеній величині витоків (рис. 2.25 *б*). Це дозволяє говорити про те, що в парі тертя створюється гідродинамічна несуча здатність змащувального шару. Незважаючи на це, ефект гідродинамічного розвантаження в цій конструкції ущільнення виявився не стабільним, через деякий час гідродинамічний тиск знизився і став фактично подібним до гідростатичного тиску (крива *2*). Тому була розроблена нова конструкція торцевого сальника з канавками на опорному металевому диску.

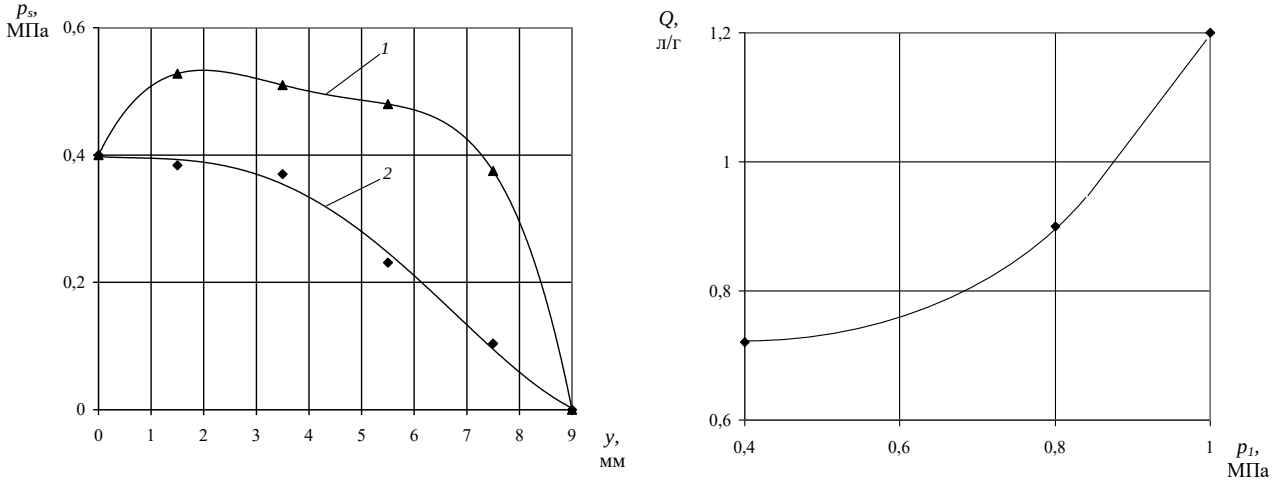
Випробування конструкції ущільнення з канавками, виконаними на опорному металевому диску, показали високу ефективність нагнітання спеціально виконаних канавок. Причому з часом, в результаті припрацювання, тиск в канавках значно підвищувався (рис. 2.26 *а*). Так після години роботи ущільнення тиск на вході з відкритої канавки перевищував ущільнювальний

тиск на 0,232 МПа, а на виході із закритої канавки тиск перевищував тиск ущільнювального середовища на 0,09 МПа. При цьому спостерігався досить низький для сальникових ущільнень рівень витоків 0,03-0,07 л/ч (рис. 2.26 *б*). Із рисунка 2.27 видно як підвищується тиск в результаті обертання вала. Слід зазначити, що тиск в канавках генерується навіть при досить низькій частоті обертання n=2000 об/хв, що відповідає швидкості ковзання в парі тертя 5 м/с.



а) *б)*

Рисунок 2.24 – Геометрія канавок нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень: *а)* дно гнізда обойми під сальниковою набивкою; *б)* контактна поверхня опорного диска

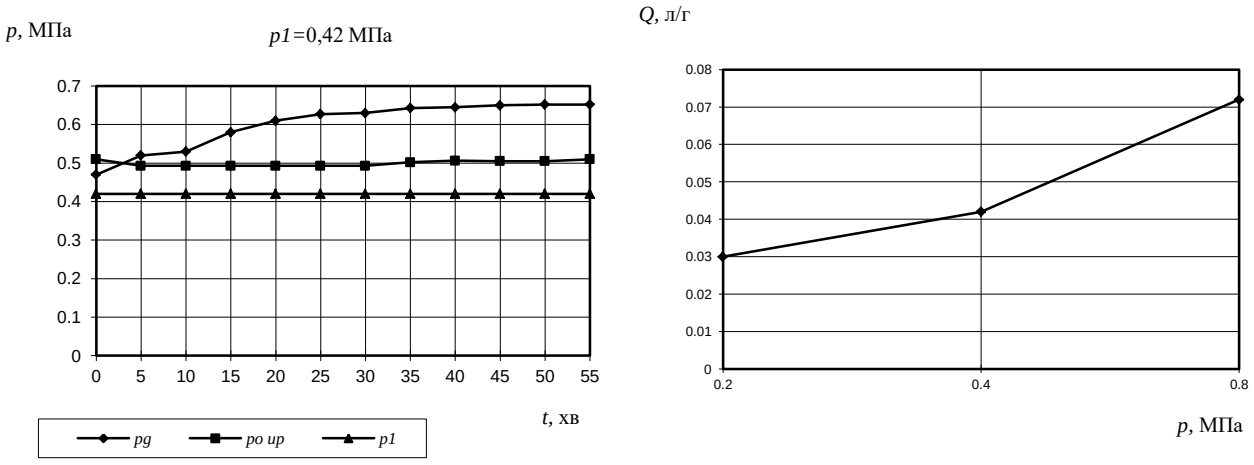


а) *б)*

Рисунок 2.25 – Розподіл тиску по ширині пари тертя *а)* і витратна характеристика *б)* торцевого сальника з канавками на дні гнізда обойми

Для підтвердження ефективності нової конструкції торцевого сальникового ущільнення з канавками на опорному диску виконаний

порівняльний аналіз експериментально отриманих робочих характеристик традиційної і нової конструкцій ущільнень. Порівняння показало (рис. 2.28 *а, б*), що в новій конструкції торцевого сальникового ущільнення істотно менше коефіцієнти тертя f=0,014-0,025, величина яких зменшується зі збільшенням ущільнювального тиску і відповідає змішаному режиму тертя. Величина витоків зі збільшенням ущільнювального тиску також знижується. Температура в процесі припрацювання торцевих сальникових ущільнень підвищувалася і для нової конструкції стабілізується при значенні 50 ^{0}C, а для традиційної конструкції при температурі 60 ^{0}C. Таким чином, новій конструкції торцевого сальникового ущільнення відповідають менші витоки, коефіцієнти тертя і температури, що дозволяє говорити про перспективність нової конструкції ущільнювального вузла.



а) *б)*

Рисунок 2.26 – Змінення гідродинамічного тиску *а)* і витратна характеристика *б)* торцевого сальника з канавками на опорному диску

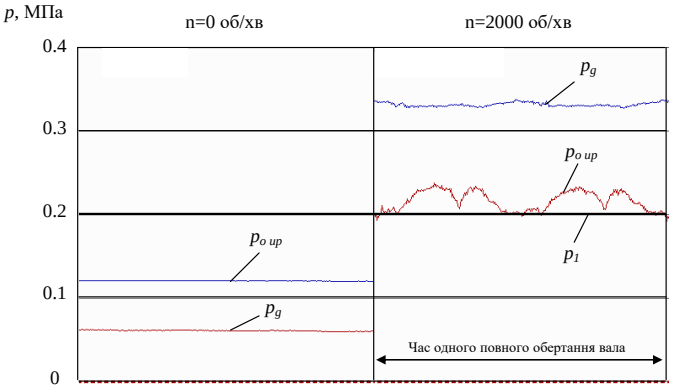
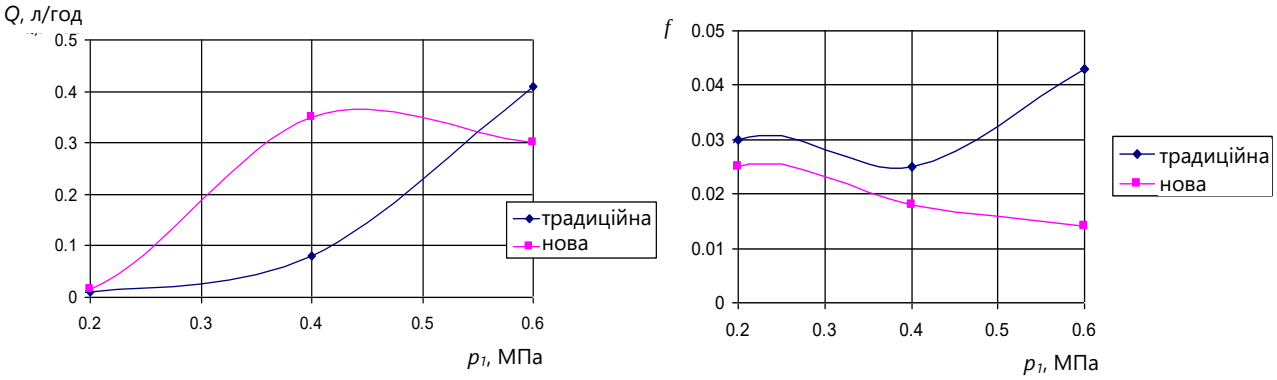


Рисунок 2.27 – Тиск в парі тертя в залежності від частоти обертання валу



а) *б)*

Рисунок 2.28 – Залежність витоків *а)* і коефіцієнта тертя *б)* від ущільнювального тиску

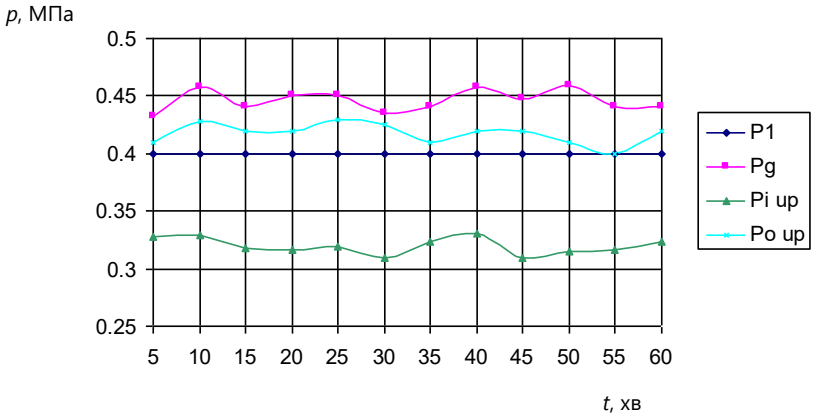


Рисунок 2.29 – Змінення тиску в парі тертя торцевого сальникового ущільнення в залежності від часу

На рис. 2.29 показано змінення гідродинамічних тисків рідини в парі тертя торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням канавками, виконаними на опорному диску, в залежності від часу. З рисунка видно, що тиск перед канавкою зворотного нагнітання p_{iup} нижче ущільнювального p_1. При цьому за рахунок нагнітаючої дії тиск на виході з цієї канавки підвищується до тиску p_{oup}, який більший за ущільнювальний. Експерименти показали, що в конструкції з канавками на опорному диску стабільніше підтримується гідродинамічний тиск в парі тертя порівняно з конструкцією, в якій канавки знаходяться на дні гнізда обойми під сальниковою набивкою. Між тим, глибина канавок і їх гідродинамічна дія значною мірою залежать від властивостей матеріалу набивки, від якості її опресовування і приробляння.

2.2.5 Висновок

Отримані результати дозволяють говорити про ефективність нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Гідродинамічні канавки у поєднанні з канавками зворотного нагнітання дозволяють зменшити витоки і тертя, що в свою чергу призведе до зниження зношування і збільшення ресурсу пари тертя та дозволить надалі значно розширити робочі параметри торцевого сальникового ущільнення. Експерименти показали, що найбільш перспективною є конструкція торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічними канавками, виконаними на опорному диску. Проте ефективна робота запропонованих конструкцій ущільнень залежить від правильного вибору геометрії, форми і кількості гідродинамічних канавок, що можливо тільки в результаті створення надійної теорії розрахунку таких ущільнень.

2.3 Експериментальні дослідження теплового стану упорного підшипника ковзання

Випробування упорного підшипника проводилися на спеціалізованому модернізованому стенді випробувань дослідних модельних відцентрових ступенів відповідно до програми і методики випробувань. Перед складанням дослідного вузла був виконаний обмір колодок підшипника, в ході якого були виміряні товщина і шорсткість колодок [326].

На рисунку 2.30 зображено схему експериментальної установки. Дослідний вузол підшипника складається з корпусу *2*, в якому встановлені колодки *1* та упорного диску *3*. Упорний диск *3* закріплений на валу *5* і обертається разом з ним. Під час роботи установки диск *6* за рахунок сили тиску в навантажувальній камері *4* передає навантаження на колодки *1* упорного підшипника. Для створення мастильного клину та режиму гідродинамічного змащення між колодками і опорним диском організоване незалежне підведення мастила *8* до кожної колодки, які мають можливість

повертатися на необхідний кут та самовстановлюватися в залежності від осьового навантаження та частоти обертання вала.

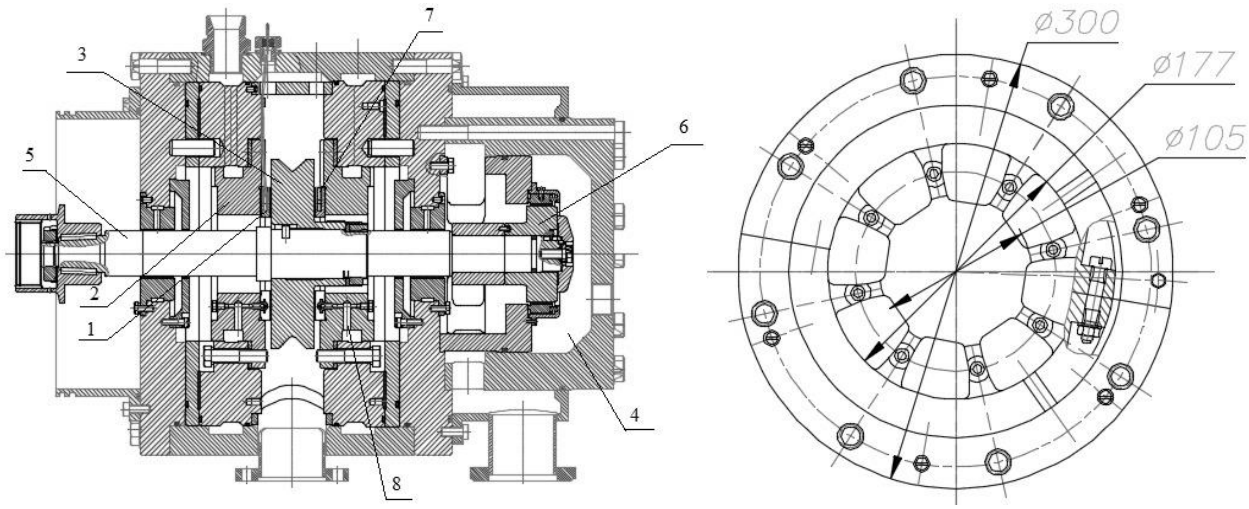
На рисунку 2.31 *а* показано дослідний вузол упорного підшипника. Підшипник складається з 8 колодок, які мають бабітове покриття товщиною 1 мм. На рисунку 2.31 *б* окремо показано колодки з встановленими в них термопарами, на рисунку 2.30 *а* місце *7* встановлення термопар.

Експериментальне дослідження конструкції упорного восьми колодкового підшипника ковзання проводилось на спеціальній установці з метою перевірки працездатності та визначення основних робочих характеристик на наступних режимах:

1) Тиск мастила в навантажувальній камері пристрою змінювався в межах від 0,05 до 3,1 МПа (при цьому осьова сила варіювалася в межах від 1082 Н до 41257 Н) при постійному тиску мастила на вході в підшипник 0,15 МПа для частот обертання валу від 1000 до 9500 об/хв;

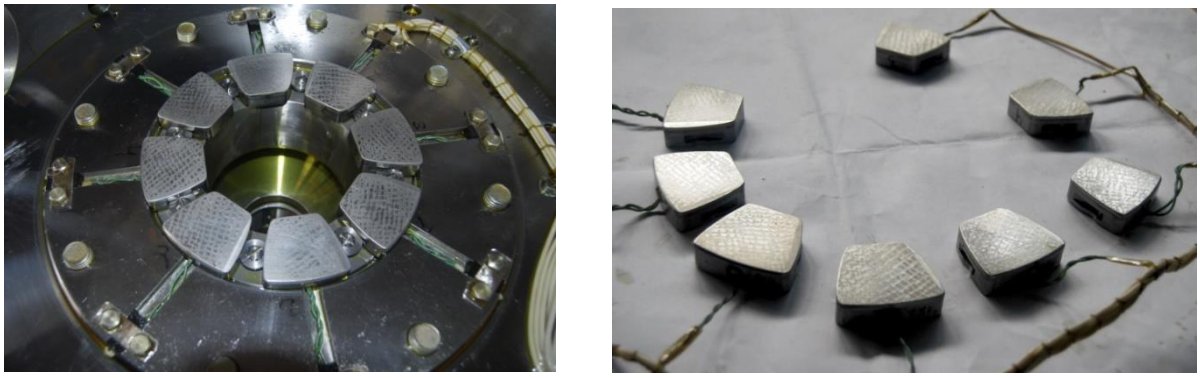
2) Тиск мастила на вході в підшипник змінюється в діапазоні від 0,05 до 0,15 МПа при постійній частоті обертання ротора 9500 об/хв для тиску мастила в навантажувальній камері 1,0 і 3,1 МПа (осьова сила змінювалася в межах від 12986 Н до 41257 Н).

В ході експериментального дослідження фіксувалися значення обертального моменту при стабілізованому режимі на блоці вимірювання крутильного моменту (БВКМ), встановленому на приводі стенду, в момент пуску вала при різних тисках в навантажувальній камері. Крім того, датчиками температури (термопарами), встановленими в кожній колодці, вимірювалась величина середньої температури та витратоміром (ротаметром) фіксувалась витрата мастила через підшипник. За допомогою датчиків вібропереміщення вимірювалось вібропереміщення вала. Після завершення випробувань проводилась ревізія підшипника, в ході якої були виміряні маса, товщина і шорсткість колодок підшипника.



а) *б)*

Рисунок 2.30 – Схема експериментальної установки (*а*) та упорного підшипника (*б*) (1 – колодки; 2 – корпус підшипника; 3 – упорний диск; 4 – навантажувальна камера, 5 – вал, 6 – навантажувальний диск, 7 – місце встановлення датчиків температури, 8 – підведення мастила)



а) *б)*

Рисунок 2.31 – Дослідний вузол упорного підшипника (*а*) та колодки з встановленими в них термопарами (*б*)

В результаті експериментального дослідження отримані залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу 9500 об/хв (рис. 2.32) та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході в підшипник 0,15 МПа та в навантажувальній камері 3,1 МПа (табл. 2.1).

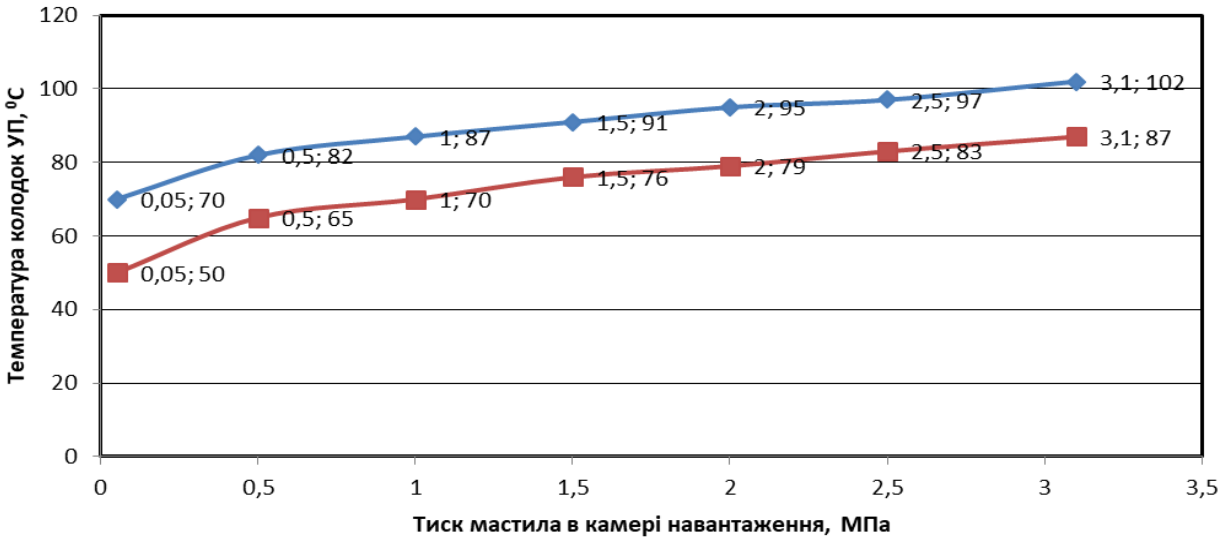


Рисунок 2.32 – Залежність між середньою температурою колодок УП і тиском мастила в камері навантаження при частоті обертання вала 9500 об/хв і температурах мастила на вході в підшипник від 39 до 41 °С і 65 °С

Таблиця 2.1 – Результати вимірювання параметрів упорного підшипника при тиску навантаження в камері 3,1 МПа, тиску подачі масла 0,15 МПа, температурі масла на вході в підшипник 60ºС для частот обертання валу 1000 - 9500 об/хв

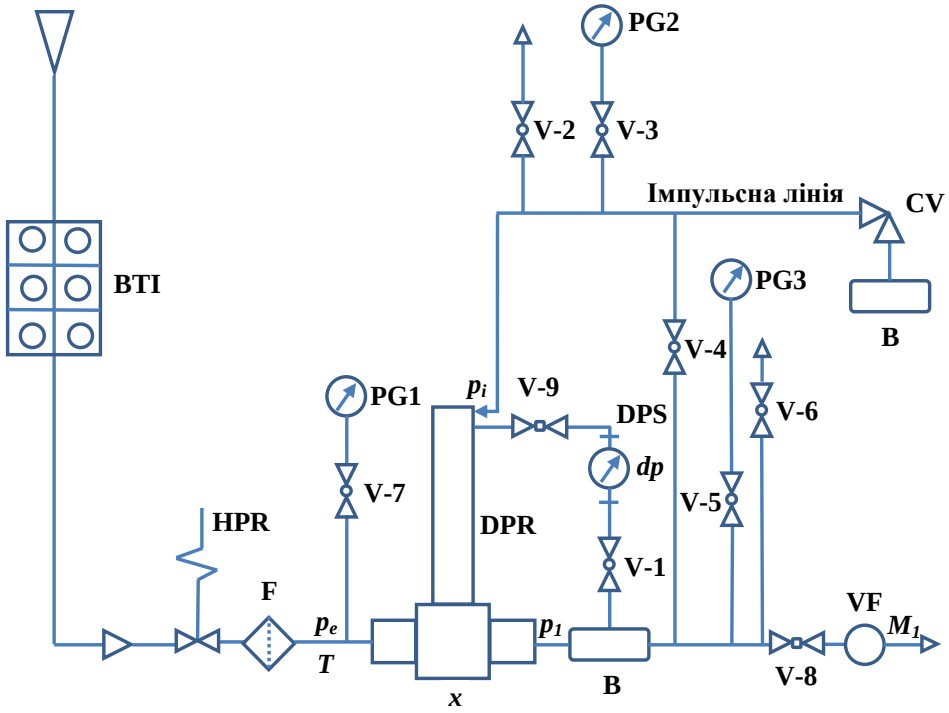
Назва параметра	Частота обертання валу, об/хв				
	1000	3000	5000	7000	9500
Тиск мастила в напірному колекторі, МПа	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16
Тиск мастила на вході в упорний підшипник, МПа	0,15	0,15	0,16	0,16	0,15
Тиск мастила в системі навантаження, МПа	3,03	3,01	3,04	3,05	3,04
Частота обертання валу, об/хв	1041,7	3003,5	5069,4	7037	9467,6
Осьове зрушення вала випробувального стенду, мм	0,14	0,14	0,14	0,14	0,13
Температура масла в маслоблоці, °С	61,98	61,75	61,4	60,94	60,19
Температура робочих колодок УП т6, °С	73,00	83,00	90,00	95,00	98,00
Витрати мастила (сумарні), л/хв	31,91	31,89	31,91	32,12	31,94
Осьове навантаження, Н	40986,9	40716,3	41122,1	41257,4	41122,1

2.4 Експериментальні дослідження двох конструкцій РПТ

Дослідження газових регуляторів перепаду тиску проводили на експериментальному стенді, який зображено на рис. 2.33, 2.34. При випробуванні РПТ у якості робочого середовища використовувалося сухе повітря.

Під час експериментальних випробувань за допомогою манометрів PG1…PG3, вихрового витратоміра VF, датчиків температури, перепаду тиску DPS та контактних датчиків осьових переміщень (рис. 2.37) контролювалися: p_e - тиск на вході в РПТ, p_1 - тиск на виході з РПТ, p_i - тиск у верхній порожнині мембрани (імпульсна лінія), dp - робочий перепад тиску на регуляторі, M_1 - масова витрата на виході з РПТ, x - осьове положення золотника, T - температура на вході в регулятор (рис. 2.33).

В першу чергу РПТ випробувався на робочі параметри компресора (рис. 2.33, 2.34). Для проведення процедури випробувань необхідно було:



F – Фільтр, B – Балон, DPR – Регулятор перепаду тиску,
VF – Вихровий витратомір, HPR – Редуктор високого тиску, AP-005,
V-1...V-9 – Вентилі, BTI – Кулькові резервуари, DPS – Датчик перепаду тиску,
PG1...PG3 – Манометри тиску, кл. 0.4, 0...100 бар, CV – Кутовий клапан

Рисунок 2.33 - Схема експериментального випробувального стенда

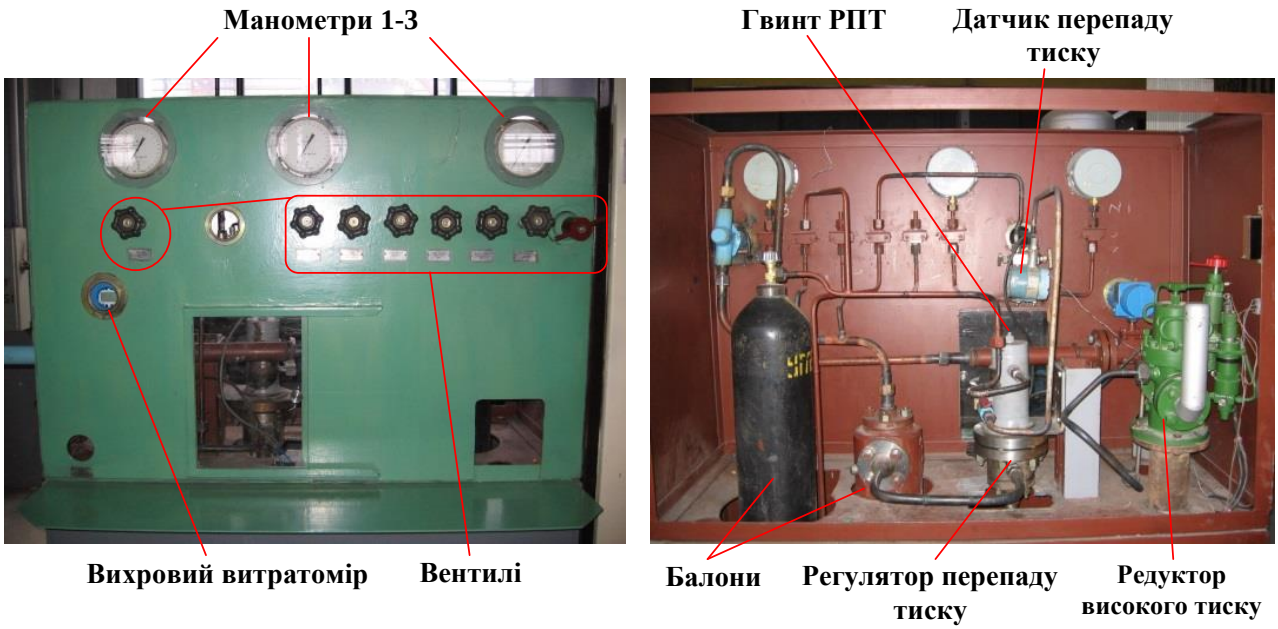


Рисунок 2.34 - Зображення експериментального стенда

1. Відкрити клапани V-7, V-3, V-4, V-5, CV.

2. Для подачі повітря з установки кульових резервуарів (BTI) на вхід редуктора високого тиску (HPR) за показаннями манометра PG1 провести регулювання редуктора високого тиску на тиск нагнітання (визначається параметрами компресора).

3. Після заповнення резервуара повітрям до тиску нагнітання компресора закрити кран V-4, CV.

4. Відкривши клапан V-2, встановити тиск в імпульсній лінії до тиску всмоктування компресора.

5. Відкриттям вентиля V-8, встановити потік повітря через витратомір VF.

6. Газовий РПТ повинен забезпечувати перепад тиску 0,2-0,6 бар, що перевіряється датчиком перепаду тиску ДПТ, для чого відкривається кран V-9 на РПТ і кран V -1 установки.

7. Забезпечити перевірку обмежень установок РПТ.

8. Забезпечити регулювання нижнього перепаду тиску.

9. Забезпечити регулювання верхнього перепаду тиску.

10. Забезпечити перевірку допустимого перепаду тиску в золотниковій парі.

11. Контролюючи по манометру PG 2, плавно знизити тиск в імпульсній лінії клапаном V-2 до різниці показань манометрів PG 1 і PG 3 на значення максимального перепаду тиску повітря в золотниковій парі.

12. На робочих параметрах компресора встановити гвинтом РПТ перепад тиску (регулювання навантаження пружин) на *dp*=0,2...0,3 бар. Плавно відкривши вентиль V-2, знизити тиск в імпульсній лінії (на манометрі PG 2) на 5...10 бар. Для вимірювання різниці тиску *dp*. Плавно відкриваючи вентиль CV, підвищити тиск на PG 2 на 3...5 бар.

13. Забезпечити перевірку максимальної пропускної здатності при різному перепаді тиску повітря на золотнику та при різних початкових тисках живильного повітря. Забезпечити відкриття клапана V-8. Забезпечити моніторинг витратоміра VF та реєстрацію його показань.

Деякі особливості методики випробувань для отримання статичних характеристик двосідельного РПТ з турбулентним дроселем на вході в нього, наведеного на рис. 2.35, полягають у наступному. Експерименти проводилися при двох різних налаштуваннях перепаду тиску: стиснення пружин відповідало робочому перепаду тиску *dp* та стиснення пружин відповідало верхній межі перепаду тиску *dp*. Проводилося кілька циклів випробувань. На вхід РПТ постійно подавався тиск p_e - 92,8; 69,8; 50; 32 бар. При кожному з цих тисків, плавно зменшуючи тиск p_i в імпульсній лінії (рис. 2.33) клапаном V-2, збільшувався перепад тиску *Dp* (перепад тиску між вхідним тиском p_e і тиском в імпульсній лінії p_i) до максимального значення, яке визначається параметрами компресора. Експерименти показали, що режим динамічної нестійкості (самозбуджень) виникає при граничних значеннях перепаду тиску *Dp*, який дорівнює 24 бар і вище. Причому перепад тиску *dp* на цих режимах має найбільше значення (рис. 2.36 *а*). При менших значеннях перепаду тиску *Dp* спостерігається значне зниження робочого перепаду тиску *dp*. Наприклад, при вхідному тиску p_e=92,8 бар змінення перепаду тиску *Dp* на 8 бар, тобто близько

60% досліджуваного перепаду тиску, призводить до 3-кратного зменшення *dp* майже з 0,39 до 0,13 бар. Конструктивна нерівномірність підтримання перепаду тиску в цьому випадку δ=67%. Нижні значення перепаду тиску *Dp* є граничними, оскільки *dp* дорівнює 0. При менших значеннях вхідного тиску режим самозбудження починається при меншому значенні *Dp*=17,2 бар. З рис. 2.36 *а* також видно, що робочий перепад тиску *dp*=0,2 бар, який регулюється пружиною, підтримується лише при певних значеннях перепаду тиску *Dp*. Як видно з рис. 2.36 *б*, у досліджуваному діапазоні витрата дещо змінюється. Тільки з настанням режиму самозбудження витрата через РПТ різко зменшується. Об'ємна витрата в цьому випадку може коливатися від 15,6 до 7,9 $м^3$/хв. При регулюванні пружини відповідно до верхньої межі перепаду тиску *dp* самозбудження не відбувається. Однак при такому настроюванні пружини перепад тиску *dp* збільшив своє значення і підтримувався лише в одній точці, яка відповідає максимальному перепаду тиску *Dp*. На всіх інших режимах цей перепад тиску або дорівнював 0, або був негативним, про що свідчить зниження тиску p_1 на виході з регулятора до значення, нижчого за тиск в імпульсній лінії p_i (рис. 2.33). Об'ємна витрата на цьому режимі налаштування регулятора практично не змінилася. Крім того, в експериментах встановлено, що при меншій величині масової витрати повітря, спостерігалися зменшення пропускної здатності регулятора, яке здійснювалося регулюванням клапана V-8 (рис. 2.33), і збільшенні різниці тисків *dp*.

При цьому статичні аналітичні характеристики для двосідельного РПТ з турбулентним дроселем потоку на вході з достатньою точністю (максимальна відносна похибка до 10%) наближені до експериментальних даних (рис. 2.36 *а*), отриманих на випробувальному стенді.

Продувку проточної частини двосідельного РПТ для отримання коефіцієнта витрати μ_r проводили на стенді і CFD моделюванні в одному граничному положенні при повністю відкритій проточній частині золотника. Для цього в верхню камеру регулятора подавали тиск p_i (манометр RG2), який суттєво перевищував тиск у нижній камері, встановлюючи необхідний тиск на

вході p_e (манометр PG1), об'ємну витрату Q_1 і тиск p_1 на виході (манометр PG3). Результати експериментальної і розрахункової продувки проточної частини РПТ зведені в табл. 2.2. Отримуємо значення коефіцієнта витрати. Порівняння CFD розрахунків та експериментів показало, що різниця не перевищує 3,67%.

Щоб визначити коефіцієнт витрати тільки для одного положення з повністю відкритим прохідним перетином золотника, необхідно використовувати в розрахунках одну постійну величину. Однак це суттєве припущення, оскільки насправді значення коефіцієнта витрати також може змінюватися в залежності від осьового положення золотника. Тому експериментально-розрахункову продувку проточної частини односідельного РПТ проводили шляхом змінення осьового положення золотника (табл. 2.3).

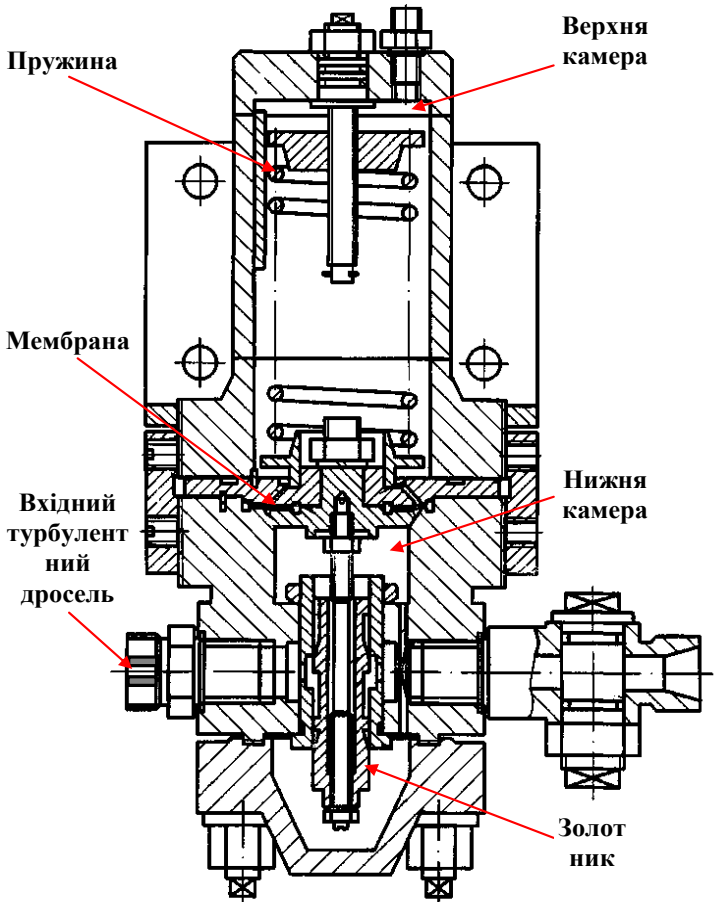
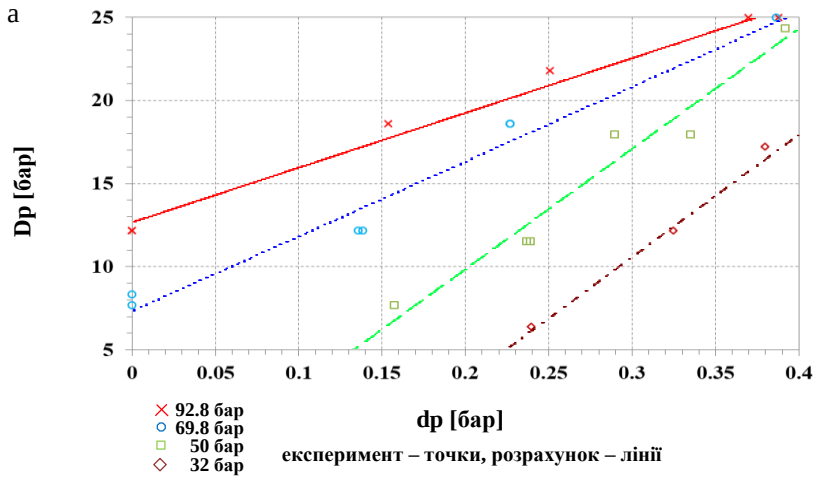
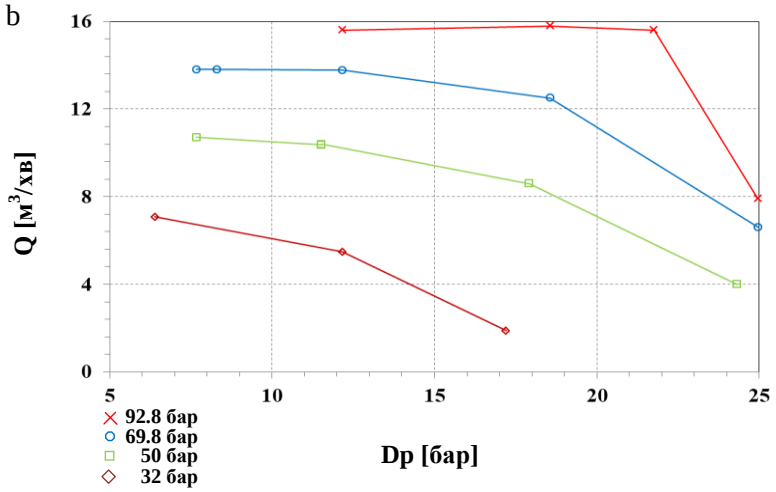


Рисунок 2.35 - Двосідельний РПТ з вхідним дроселем

Модернізована конструкція односідельного РПТ складається з циліндричного золотника з трьома фрезерованими каналами (рис. 2.37).



а)



б)

Рисунок 2.36 - Залежність перепаду тиску *Dp* від робочого перепаду тиску *dp* (*а*) і залежність об'ємної витрати *Q* від перепаду тиску *Dp* (*б*)

Таблиця 2.2 - Результати експериментальної та розрахункової продувки двосідельного РПТ

Показання манометра			Об'ємна витрата (експ.)	μ_r (експ.)	Об'ємна витрата (CFD)	μ_r (CFD)	Різниця
PG1 p_e, бар	PG2 p_i, бар	PG3 p_1, бар	Q_1, м^3/хв		Q_1, м^3/хв		δ, %
69,12	80	66,56	13,30	0,79	13,31	0,79	0,08
58,24	80	55,04	13,11	0,77	13,61	0,8	3,67
56,96	80	53,76	13,11	0,78	13,47	0,8	2,63
46,08	80	42,24	13,00	0,79	13,17	0,8	1,31

Таблиця 2.3 - Результати продувки односідельного РПТ

Показання манометра тиску		Осьове переміщення x, мм	Об'ємна витрата Q_1, м^3/хв
PG1 p_e, бар	PG3 p_1, бар		
61,95	42,70	0	12,14
76,21	49,80	2,50	15,17
77,81	51,15	3,27	14,30
78,44	52,40	3,78	11,42
79,06	52,95	4,20	7,63
87,27	48,35	4,57	5,04
77,58	45,70	4,89	2,25

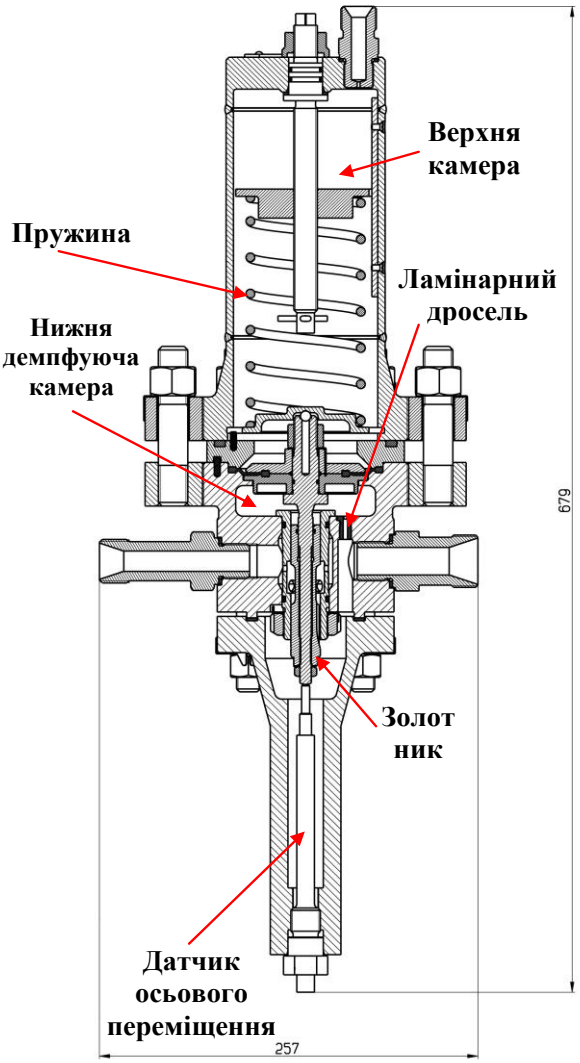


Рисунок 2.37 - Модернізована конструкція односідельного РПТ

Експериментальні дослідження осьових коливань показують, що при перепаді тиску на золотнику більше 2,4 МПа при постійних зовнішніх впливах

можлива втрата стійкості рухомої частини РПТ без демпфуючої камери (рис. 2.38). У момент втрати стійкості амплітуда осьових коливань *x* значно зростає, і регулятор може бути пошкоджений. Зрівноваження золотника можливе лише за рахунок значного зниження об'ємної витрати Q_1 на виході. Аналіз характеристик течії показує, що РПТ забезпечує необхідну об'ємну витрату у всьому робочому діапазоні параметрів.

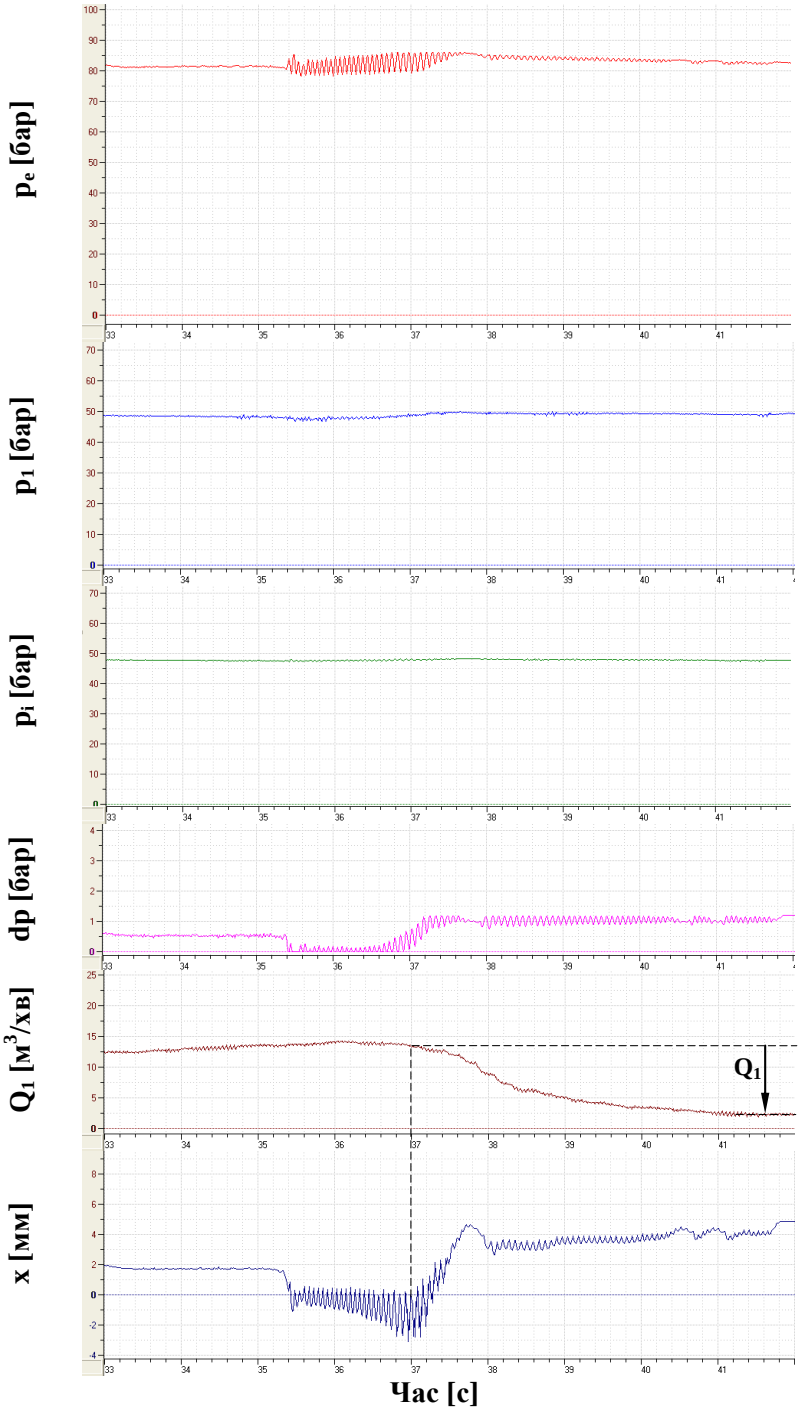


Рисунок 2.38 - Осцилограми тиску, об'ємної витрати, осьового переміщення золотника від часу

Результати динамічного аналітичного розрахунку добре узгоджуються з експериментом. Так, при випробуванні двосідельних і односідельних конструкцій РПТ на стенді при перепаді тиску *Dp* більше ніж 2,4 МПа спостерігався режим динамічної нестійкості, що добре підтверджено перехідною характеристикою (рис. 5.13 а). Це відбулося при відсутності демпферної камери і дроселя. В іншому випадку при їх використанні режим самозбудження був відсутній. Зменшення тиску в імпульсній лінії призводить до появи стійких автоколивань майже постійної амплітуди і частоти (рис. 2.39). Значення об'ємних витрат, отримані в результаті числових розрахунків, добре узгоджуються з експериментальними даними.

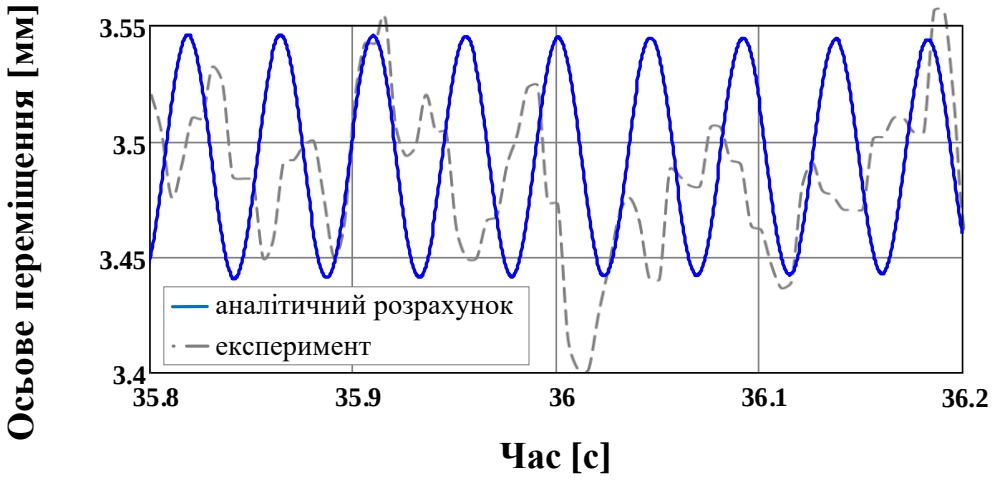


Рисунок 2.39 - Осцилограми осьового переміщення золотника в часі при стійкому режимі автоколивань

2.5 Описання експериментальних досліджень трьохшпаринних ущільнень

Для проведення аналізу статичної та динамічної стійкості трьохшпаринних ущільнень, процес досліджень можна поділити на дві основні частини:

1. Дослідження з не обертовим валом. Задачею експериментальних досліджень є вимірювання розподілу гідростатичного тиску по довжині першої

шпарини в місцях з максимальним і мінімальним зазором (в площині радіального прогину вала) для двох конструкцій трьохшпаринного ущільнення: з однаковими шпаринами (ThASIC) та з вдвічі збільшеною другою шпариною (ThASDC) при осьових розмірах з'єднувальних камер – 1 та 3 мм, а також величини витоків в залежності від ущільнювального тиску та радіального зміщення вала. Задачею подальших розрахункових досліджень є отримання розподілу гідростатичного тиску по довжині циліндричних зазорів та розподілу швидкості по довжині і окружності трьохшпаринного ущільнення в стаціонарному аналізі. І як результат, верифікація числової моделі та аналіз впливу конструкції та окремої шпарини трьохшпаринного ущільнення на величину та напрямок радіальної гідростатичної сили.

Необхідно відзначити, що гідростатична радіальна сила створюється тиском напірної течії і значно впливає на згинальну жорсткість вала [39]. Така сила має першочергове значення для правильної оцінки критичних швидкостей обертання вала.

2. Дослідження з обертовим валом. Задачею експериментальних досліджень є отримання відклику роторної системи на можливий дисбаланс, орбіт руху стінки вала та витоків в залежності від ущільнювального тиску та частоти обертання вала. Необхідно визначити критичні швидкості обертання та критичні амплітуди коливань вала, а також вплив конструкцій ThASIC і ThASDC на динамічну стійкість вала та витоки в трьохшпаринних ущільненнях. Задачею розрахункових досліджень є нестаціонарний аналіз гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах трьохшпаринного ущільнення з прецесією вала за круговою орбітою та ідентифікація динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування.

2.5.1 Експериментальний стенд та експериментальна установка

Дослідження проведені на вдосконаленому експериментальному стенді для випробувань шпаринних ущільнень [327], як в статичному (з не обертовим

валом), так і в динамічному (з обертовим валом) режимах. Загальна схема експериментального стенда наведена на рис. 2.40.

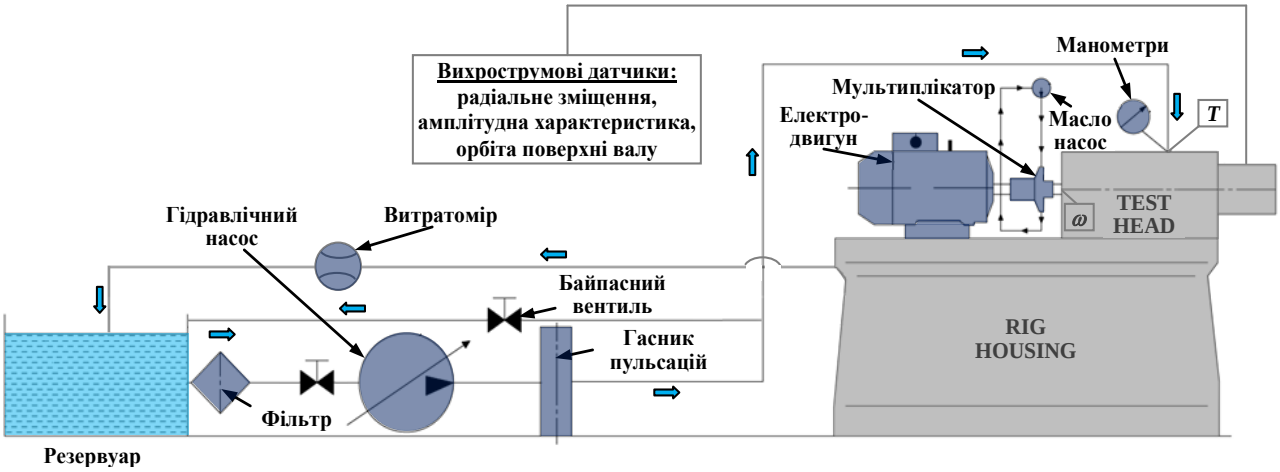


Рисунок 2.40 - Схема експериментального стенда

Основу гідравлічної системи стенда (рис. 2.40) представляє трьохплунжерний гідравлічний електронасосний агрегат, який забезпечує подачу води з резервуару через фільтр до досліджуваної головки. Для вирівнювання пульсацій тиску рідини застосовується гасник пульсацій, виконаний у вигляді повітряного ковпака. Тиск регулюється за допомогою вентиля, встановленого на байпасному трубопроводі, який відводить частину робочої рідини назад в резервуар і таким чином знижує тиск ущільнювального середовища.

Експериментальна установка для досліджень шпаринних ущільнень (рис. 2.42), зовнішній вигляд якої представлений на рис. 2.41, включає в себе досліджуваний вузол ущільнення (вигляд А), вимірювальну систему, систему гідравлічного забезпечення, маслосистему та блок живлення двигуна. Підведення робочого середовища до ущільнення здійснюється системою отворів у втулці, звідки рідина подається на шпаринне ущільнення та досліджуване трьохшпаринне ущільнення. Витоки з досліджуваного ущільнення збираються в захисному кожусі звідки вони потрапляють до витрато-міряльного пристрою. Основною частиною установки є досліджуваний вузол ущільнення (рис. 2.43). Ущільнювальну пару утворюють два кільця *1,2* що нерухомо закріплені в статорній втулці *3* та кільця *4,5*, що з'єднані з

обертовою роторною втулкою *6* за допомогою посадки з натягом, яка в свою чергу закріплена гайкою *7* на гнучкому валу *8*. Роторна втулка *6*, яка має на торцях різьбові отвори для закріплення важків, що дозволяють створювати штучний дисбаланс, для забезпечення зміщення центру мас вала.

2.5.2 Методика експериментальних досліджень з не обертовим валом. При дослідженнях з не обертовим валом (рис. 2.43) на роторній втулці *6* для закріплення планки *9* (рис. 2.44) використовується гвинт *10*. До планки *9* закріплені прути *11*, які приєднанні до кутників *12* за допомогою гайок *13*, якими можна регулювати величину радіального переміщення роторної втулки трьохшпаринного ущільнення. Контроль радіального і горизонтального зміщень вала відбувається за допомогою вихрових перетворювачів переміщення *14*, які передають інформацію на осцилограф.

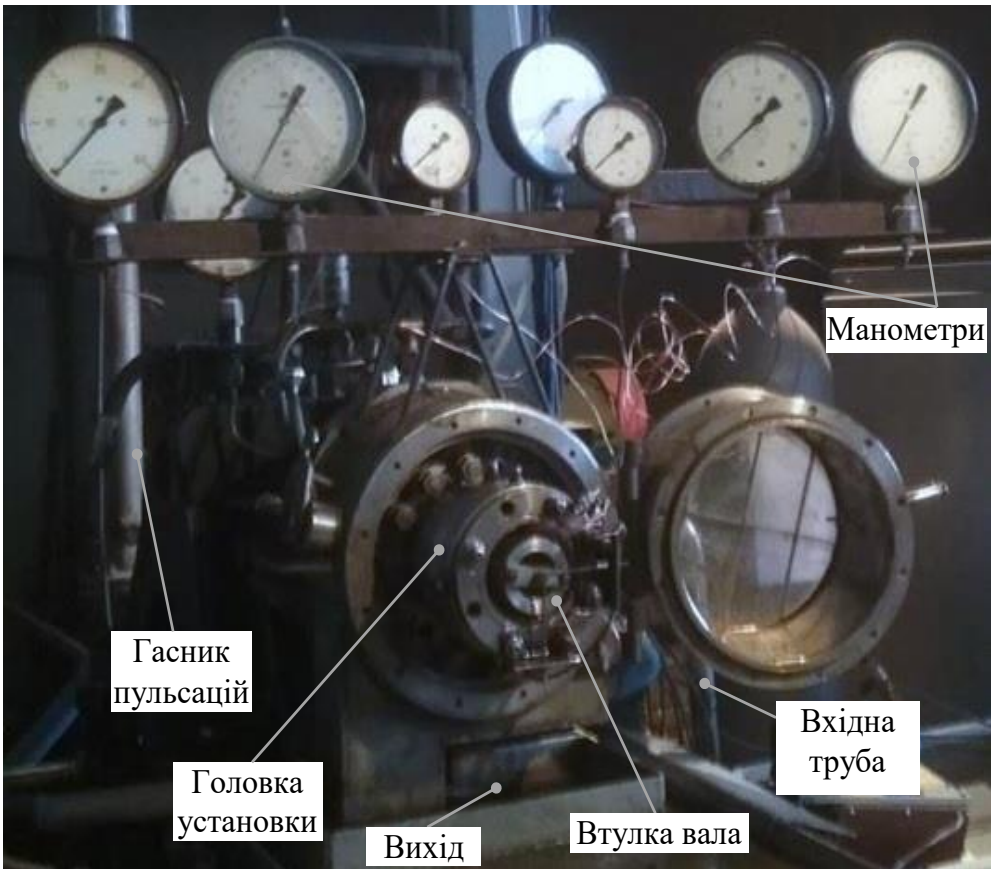


Рисунок 2.41 - Фотографія експериментальної установки для досліджень шпаринних ущільнень

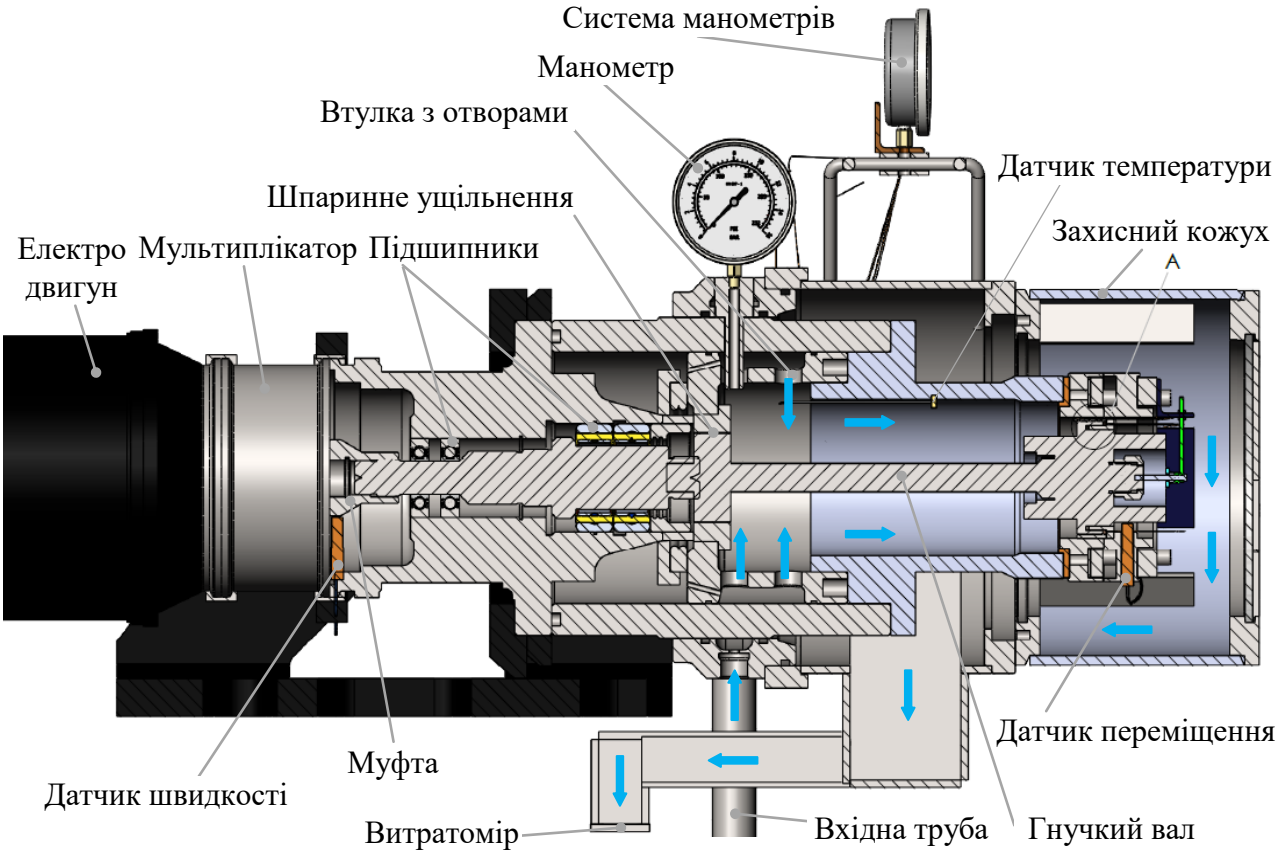


Рисунок 2.42 - Експериментальна установка

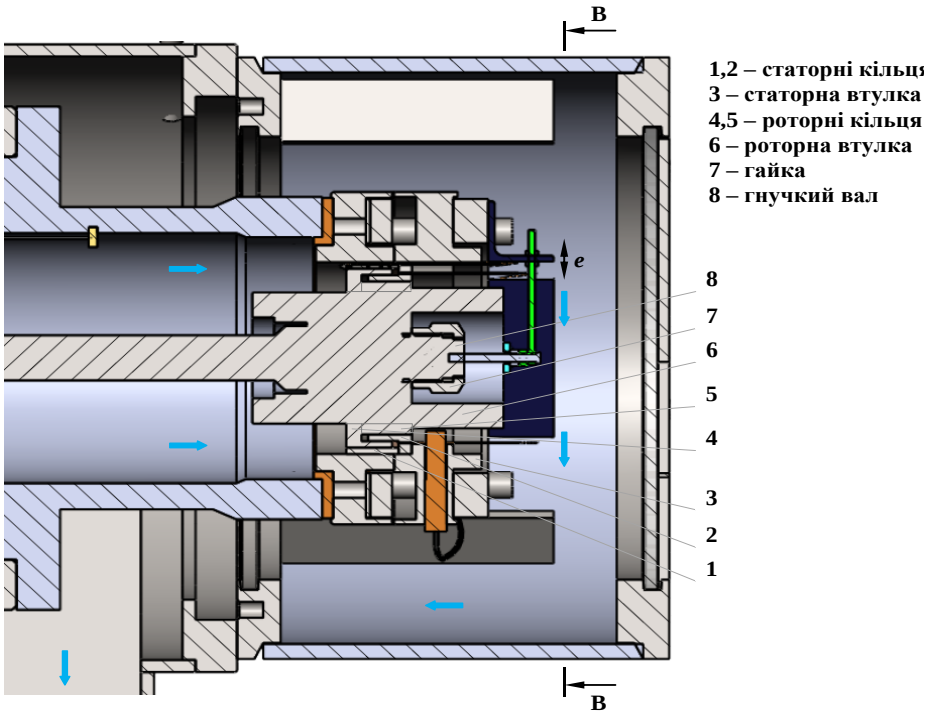


Рисунок 2.43 - Досліджуваний вузол трьохшпаринного ущільнення

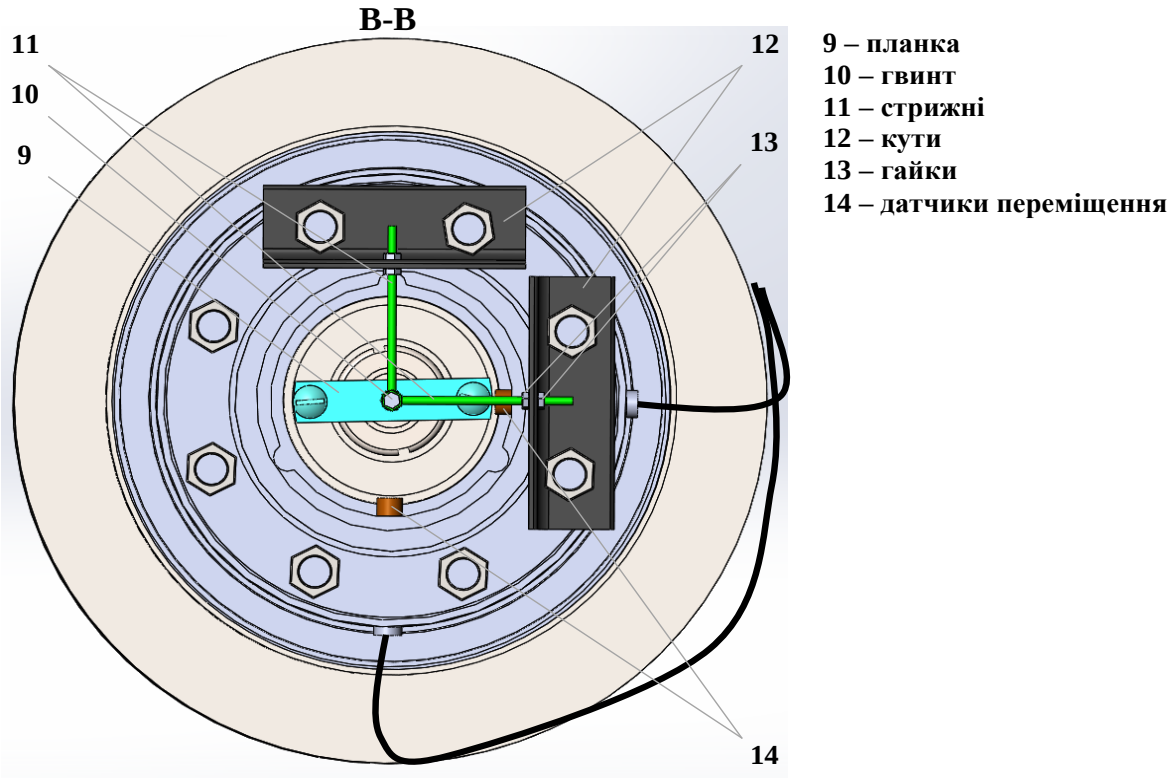


Рисунок 2.44 - Експериментальна установка, вигляд спереду B-B

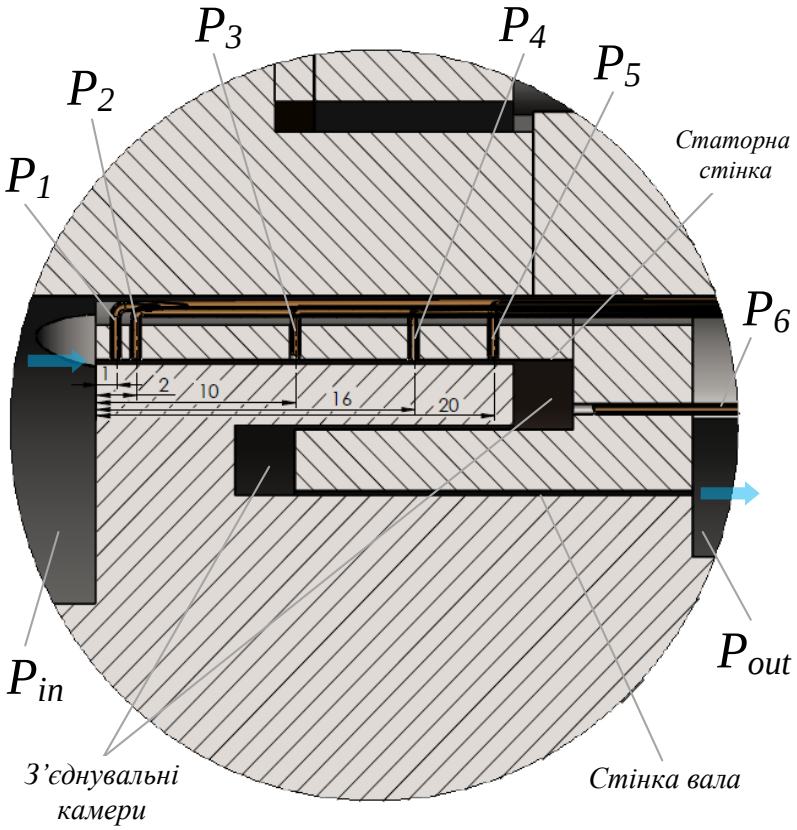


Рисунок 2.45 - Досліджуваний вузол трехшпаринного ущільнення та положення для вимірювання гідростатичного тиску

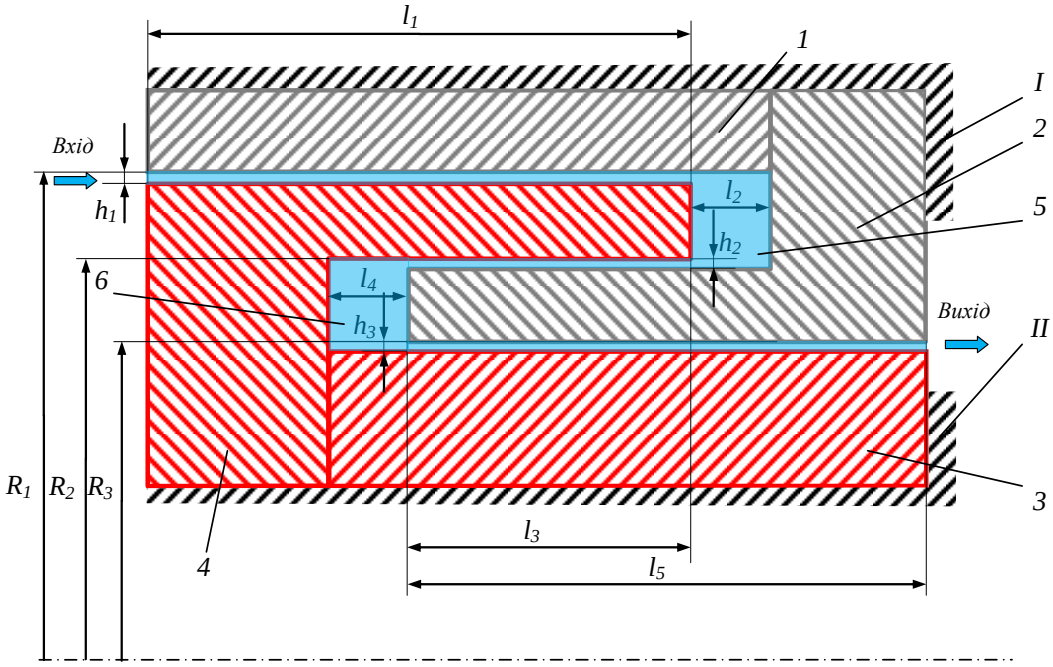
Для вимірювання тиску перед ущільненням P_{in} (рис. 2.42) використовується манометр, для вимірювання гідростатичного тиску по довжині ущільнення використовувалася система манометрів (мінімальний клас точності манометра - 2,5%). Система манометрів з'єднана капілярними трубками з місцями вимірювання гідростатичного тиску P_1-P_6, які розміщені по довжині першої шпарини та в першій з'єднувальній камері (рис. 2.45). Розподіл гідростатичного тиску вимірюється в залежності від радіального зміщення вала e в нижній частині першої шпарини ущільнення (в місці мінімального зазору h-e) та в верхній частині першої шпарини ущільнення (в місці максимального зазору h+e).

Досліджуваний вузол і геометричні параметри ущільнення показані на рисунку 2.46 і в таблиці 2.4. Стінка *I* статорної частини складається з двох кілець: кільце *1* встановлюється в статорну частину при посадці з натягом, а кільце *2* піджимається до нього за допомогою фіксуючої втулки *3* (рис. 2.43). Стінка вала *II*, також складається з двох кілець *3, 4*, які встановлені на вал *8* (рис. 2.43) при посадці з натягом. Є можливість змінення зовнішнього діаметра кільця *2* з метою змінення величини радіального зазору h_2. Також можливо змінювати осьову довжину камер l_2, l_4 (рис. 2.46) шляхом зміщення роторної втулки *6* (рис. 2.43). Дослідження проводились на воді (температура 20°С – 30°С) при перепадах ущільнювального тиску 0 – 10 бар. Вимірювані параметри: температура робочого середовища, гідростатичний тиск, витоки в ущільненні, радіальне зміщення вала.

Експериментальні характеристики - залежність витоків рідини та розподілу гідростатичного тиску по довжині першої шпарини ущільнення від радіального зміщення вала e та величини ущільнювального тиску P_{in}.

Порядок проведення експерименту: 1. Подавання рідини в ущільнювальний вузол та встановлення мінімального вхідного тиску P_{in}=1,25 бар. 2. Встановлення необхідного радіального зміщення вала e=0,04-0,16 мм і вимірювання розподілу гідростатичного тиску в місці з мінімальним зазором. 3. Радіальне зміщення вала e=0,04-0,16 мм в зворотному напрямку і вимірювання

розподілу гідростатичного тиску у місці з максимальним зазором. 4. Вимірювання величини витоків в ущільненні. 5. Підвищення ущільнювального тиску P_{in}=2,5, 5, 7,5, 10 бар і повторення експериментів за попередніми пунктами. 6. Вивільнення від фіксації роторної втулки *6* (рис. 2.43) і отримання орбіт прецесії стінки вала без його власного обертання в конструкціях ThASIC і ThASDC при різних ущільнювальних тисках P_{in}.



I **– статорна стінка,** ***II*** **– роторна стінка,** ***1,2*** **– статорні кільця,** ***3,4*** **– роторні кільця,** ***5,6*** **– з'єднувальні камери**

Рисунок 2.46 - Схема ущільнення

Таблиця 2.4 - Геометричні параметри трьохшпаринного ущільнення

Параметри ущільнення	l_1 (мм)	l_2=l_4 (мм)	l_3 (мм)	l_5 (мм)	R_1 (мм)	R_2 (мм)	R_3 (мм)	h_1=h_3 (мм)	h_2 (мм)
Величина	21	1, 3	14	20	44,4	41,2	38	0,2	0,2, 0,4

2.5.3 Методика експериментальних досліджень з обертовим валом

При дослідженнях з обертовим валом, вал експериментальної установки (рис 2.42), вивільнений від фіксації в двох взаємоперпендикулярних радіальних напрямках, приводиться до руху за допомогою електродвигуна постійного току

потужністю 16 кВт через мультиплікатор з передаточним співвідношення 1:3. Змащення мультиплікатора та шарикопідшипників є вимушеним та здійснюється за допомогою циркуляційної маслосистеми. Живлення двигуна здійснюється за допомогою тиристорного перетворювача напруги з системою електронного регулювання та стабілізації частоти обертання за допомогою тиристорного блоку живлення. Циліндр з нерухомими втулками ущільнення встановлений в корпусі стенда через ізоляційні втулки та прокладки (рис. 2.42, 2.43). Для запобігання вібрацій корпусу, які понижують точність вимірювань, досліджувана головка жорстко встановлена на масивній чавунній плиті, яка розташована в бетонному фундаменті. Консольний вал має власну згинальну жорсткість $0{,}29 \times 10^6$ Н/м та обертається в двох опорних вузлах, кожний із яких представляє собою здвоєний радіально-опорний підшипник, зібраний для виключення люфта з осьовим натягом, який досягається підгонкою дистанційних кілець. Перша власна частота обертання вала в повітрі складає 310 рад/с (заміряне значення), друга 1800 рад/с (розраховане методом початкових параметрів значення) лежить за границею робочих частот обертання.

Досвід попередніх робіт [327] показав, що вплив гіроскопічних моментів, а також моментів та сил, що виникають при перекосах осей деталей ущільнювального вузла, які утворюються кутовими коливаннями вала, приводить до похибок експерименту. Проте, дію перерахованих факторів в діапазоні частот обертання вала від 0 до 8000 об/хв та ущільнювальних тисків від 1,25 до 10 бар можна звести до низького рівня за допомогою правильного підбору конструктивних розмірів вала та втулки.

Для вимірювання віброзміщення використано 3 канали перетворювачів зазор-напруга з струмовихровими датчиками переміщення. Переміщення роторної втулки *6* (рис. 2.43) та її траєкторія руху реєструється двома датчиками, які розміщені у взаємно перпендикулярних напрямках. Роздільна здатність каналів віброзміщень складає 1 мкм по амплітуді та ексцентриситету, діапазон вимірювання відповідно ±500 мкм. В каналі частоти обертання

використовується струмовихровий датчик, який виробляє розрахункові імпульси при обертанні муфти з шістьма прорізями-мітками. В вимірювальному каналі температури використаний напівпровідниковий діодний датчик.

Порядок проведення експерименту з обертовим валом: 1. Подавання насосом рідини до ущільнювального вузла та встановлення необхідного вхідного тиску P_{in}=1,25, 2,5, 5, 7,5, 10 бар. 2. Пуск двигуна та збільшення частоти обертання з ω=2000 об/хв до ω=8000 об/хв; 3. Вимірювання величини витоків для конструкцій трьохшпаринних ущільнень при різних вхідних тисках і частотах обертання. 4. Отримання амплітуд відклику і орбіт руху стінки вала конструкцій трьохшпаринних ущільнень при плавному підвищенні частоти обертання вала від ω=0 об/хв до ω=8000 об/хв при різних вхідних тисках P_{in}. 5. Огляд кілець ущільнення.

2.5.4 Аналіз результатів експериментальних та розрахункових досліджень конструкцій ThASIC і ThASDC

2.5.4.1 Результати досліджень з не обертовим валом та верифікація результатів числових розрахунків.

Отримано експериментальні та розрахункові залежності (Розділ 3) величини витоків (рис. 2.47) та розподілу тиску (рис. 2.48) від радіального зміщення вала e. Максимальна величина відносної похибки між результатами розрахунку та експерименту величини витоків для конструкції ThASIC при радіальному зміщенні вала e=0,08 мм для з'єднувальної камери l_2=l_4=1 мм склала 9,2 %, а для з'єднувальної камери l_2=l_4=3 мм склала 3,8 %.

Величина витоків для конструкції ThASIC як при $l_{2,4}$=1 мм, так при $l_{2,4}$=3 мм зменшується при збільшенні радіального зміщення вала. Зі збільшенням осьового розміру з'єднувальних камер при e=0,08-0,16 мм спостерігається дещо більша величина витоків. Величина витоків для конструкції ThASDC мало змінюється зі збільшенням радіального зміщення вала і мало відрізняється для двох осьових розмірів з'єднувальних камер, але для максимального радіального

зміщення вала e=0,16 на 52,9 % і на 41,65 % більше ніж у конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм і $l_{2,4}$=3 мм відповідно.

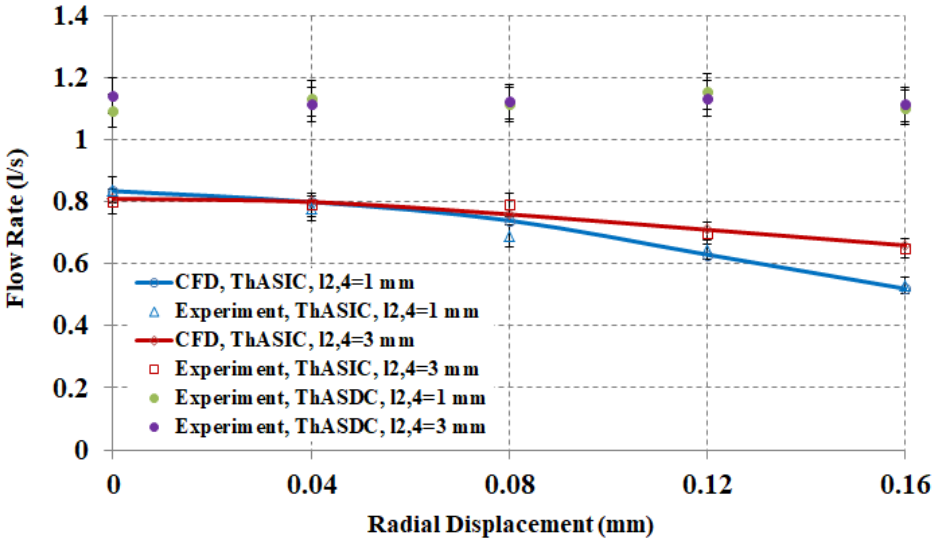
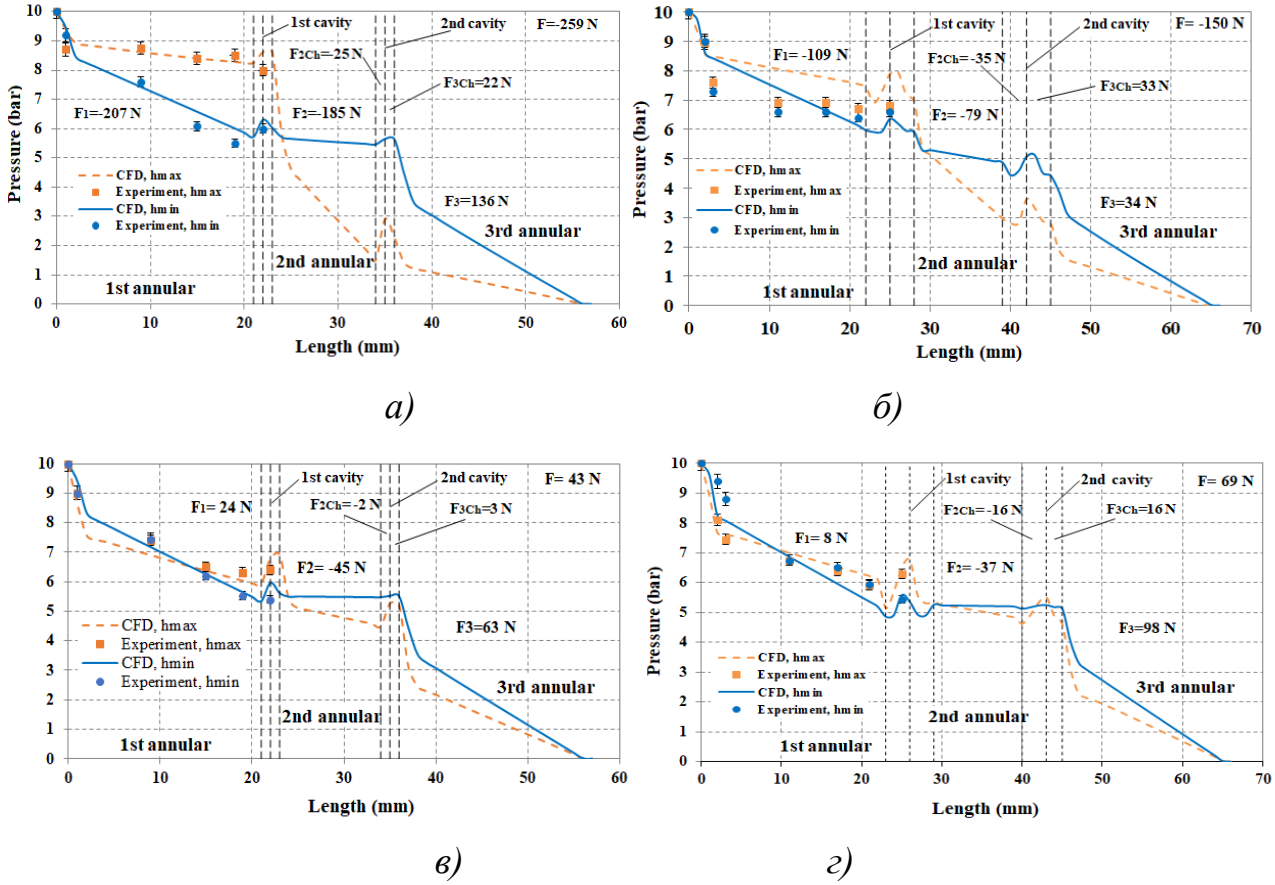


Рисунок 2.47 - Експериментальні та розрахункові залежності витоків від радіального зміщення вала для конструкцій ThASIC і ThASDC при не обертовому валу (P_{in}=10 бар)

На рис. 2.48 вказані сумарні значення гідростатичних радіальних сил, отриманих в розрахункових дослідженнях та наведені величини гідростатичних сил для кожної окремої шпарини.

Розподіли гідростатичного тиску на першій шпарині отримані в результаті розрахункових досліджень досить добре узгоджуються з результатами експерименту для конструкцій ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм і ThASDC при $l_{2,4}$=1, 3 мм. Максимальна відносна похибка дорівнює 12%. Тільки лише для конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм присутня більш суттєва різниця між результатами моделювання та експерименту, що пов’язано зі складнощами у встановлені радіального зміщення при статичній нестійкості вала (самозбуджуючої прецесії вала в статиці) в цій конструкції ущільнення. Максимальна відносна похибка дорівнює 14.4%. Якщо порівнювати два крайніх випадки, конструкцію ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм (рис. 2.48 *а*) і конструкцію

ThASDC при $l_{2,4}$=3 мм (рис. 2.48 *г*), то бачимо, що сумарна гідростатична радіальна сила $F=F_1+F_2+F_3$ змінюється з негативної величини -259 Н на позитивну величину 69 Н. Зі збільшенням осьової довжини камери з 1 до 3 мм в конструкції ThASIC (рис. 2.48 *а, б*), розрахована децентруюча сумарна радіальна сила змінилася з F=-259 Н до F=-150 Н. Перехід до конструкції ThASDC (рис. 2.48 *в, г*) дозволив збільшити сумарну



а) *б)*

в) *г)*

Рисунок 2.48 - Розрахунковий розподіл гідростатичного тиску по довжині та його порівняння з результатами експерименту на першій шпарині (e=0,08 мм, P_{in}=10 бар): конструкція ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм (а), конструкція ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм (б), конструкція ThASDC при $l_{2,4}$=1 мм (в), конструкція ThASDC при $l_{2,4}$=3 мм (г)

радіальну силу до F=43 Н в порівнянні з конструкцією ThASIC, а збільшення камери конструкції ThASDC (рис. 2.48 *г*) збільшило центруючу сумарну радіальну силу до F=69 Н. Бачимо, що збільшення камери зменшує децентруючу радіальну силу на другій шпарині F_2, але зменшує і центруючу

радіальну силу на третій шпарині F_3 конструкції ThASIC, та навпаки збільшує центруючу радіальну силу на третій шпарині конструкції ThASDC. Крім того, зменшується децентруюча радіальна сила на першій шпарині конструкції ThASIC та зменшується центруюча радіальна сила на першій шпарині конструкції ThASDC. Збільшення в два рази радіального зазору другої шпарини (рис. 2.48 *а, в*) призводить до змінення децентруючої радіальної сили F_1=-207 Н на центруючу F_1=24 Н на першій шпарині конструкції ущільнення ThASDC при $l_{2,4}$=1 мм. Зменшується децентруюча сила на другій шпарині та зменшується центруюча сила на третій шпарині. Використання конструкції ThASDC замість ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм (рис. 2.48 *б, г*) також зменшує дію децентруючої сили, як на першій, так і на другій шпаринах, та збільшує центруючу радіальну силу на третій шпарині.

2.5.4.2 Результати експериментальних досліджень з обертовим валом

На початку необхідно відмітити, що при проведенні експерименту в конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм ще при не обертовому валу виникали його самозбуджувальні радіальні коливання з амплітудою в межах зазору, а при малих швидкостях обертання роторної втулки до 50 об/хв вал зовсім втрачав динамічну стійкість та відбувались коливання з амплітудою рівною величині зазору ущільнення, що спричиняло дотики вала зі статорною втулкою. В конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм при подачі більш високого ущільнювального тиску роторна втулка зрушувалась у радіальному напрямку, прижимаючись до статорної втулки, що призводило до відсутності її обертання. Для уникнення цих можливих режимів, виконувався більш швидкий розгін вала при менших значеннях вхідних ущільнювальних тисків P_{in}=1,25, 2,5, 5 бар.

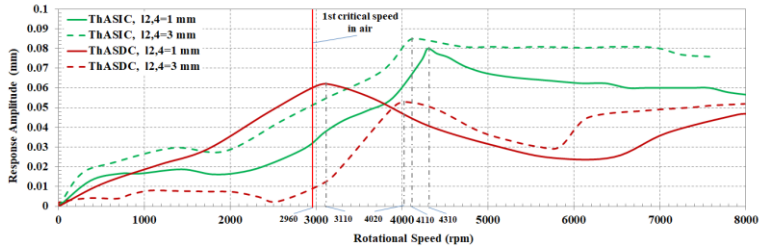
При дослідженнях трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу дисбаланс роторної втулки (важок m_d=10 грамів, розташований на радіусі r=30 мм) підбирався таким чином, щоб амплітуда вимушених коливань не перевищувала половини зазору. Вал здійснює вимушені коливання у вигляді

прямої синхронної прецесії, викликаної відцентровою силою під дією дисбалансу.

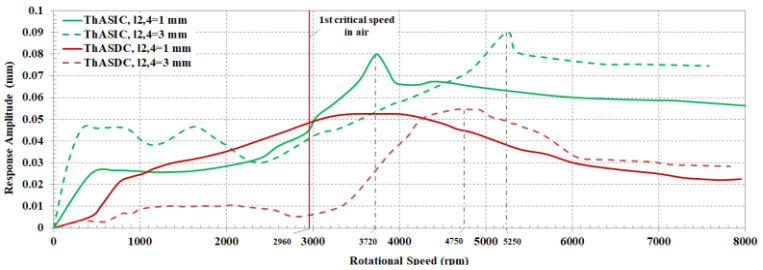
В результаті проведення експериментальних досліджень з обертовим валом отримані амплітудні відклики для конструкції ThASIC і ThASDC при двох різних осьових розмірах з'єднувальних камер трьохшпаринного ущільнення – $l_{2,4}$=1 та 3 мм (рис. 2.49 *а-д*). Аналіз амплітудних відкликів (залежності амплітуди коливань від швидкості обертання вала) при різних вхідних ущільнювальних тисках показує, що для конструкції ThASIC і осьовим розміром камер $l_{2,4}$=1 мм (рис. 2.49 *а*) при ущільнювальному тиску P_{in}=1,25 бар при збільшенні частоти обертання, як і в будь якій коливальній системі, відбувається збільшення амплітуди коливання і перехід через першу критичну швидкість. У подальшому амплітуда дещо зменшується, або встановлюється її постійне значення. При збільшенні вхідного тиску від 1,25 бар до 10 бар (рис. 2.49 *а-д*) зменшуються критичні швидкості та збільшується критична амплітуда коливань вала від 4310 об/хв та 0,08 мм до 2730 об/хв та 0,093 мм. Тому, при більших ущільнювальних тисках відбувається деяке зменшення жорсткості системи вал-підшипники-ущільнення. Загалом зі збільшенням вхідного тиску відбувається як зменшення жорсткості, так і демпфування обертового валу.

При збільшенні осьового розміру з'єднувальних камер до 3 мм для конструкції ThASIC (рис. 2.49 *а*) відбувається ще більше зменшення критичних швидкостей коливань в діапазоні від 2230 до 2400 об/хв при більших вхідних тисках 5-10 атм (рис. 2.49 *в-д*). А при менших вхідних тисках (рис. 2.49 *а,б*) мають присутність більші значення критичних швидкостей коливань 4110-5250 об/хв. Критична амплітуда у всьому діапазоні тисків (рис. 2.49 *а-д*) дещо збільшується і стає 0,85-0,102 мм.

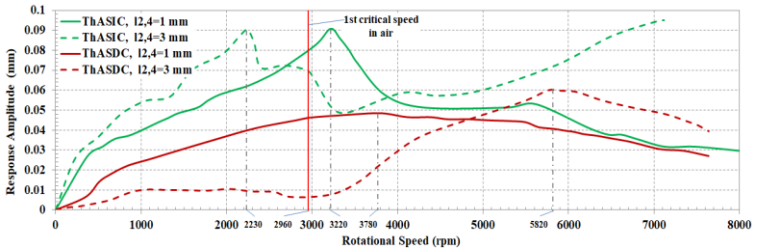
Збільшення в два рази зазору другої шпарини призводить до зменшення критичної швидкості коливань при мінімальному вхідному тиску 1,25 атм до 3110 об/хв (рис. 2.49 *а*), але і збільшенню критичної швидкості при максимальному вхідному тиску 7,5 атм (рис. 2.49 *г*) приблизно до 4100 об/хв.



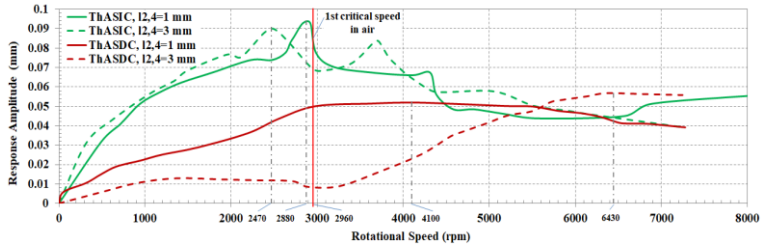
а)



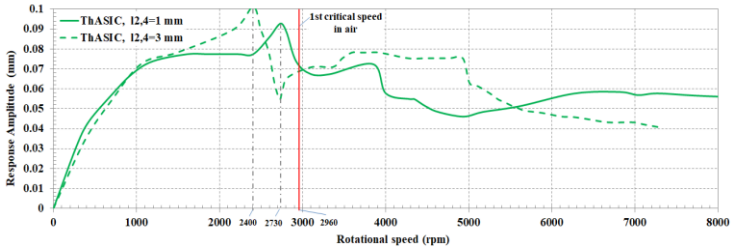
б)



в)



г)



д)

Рисунок 2.49 - Залежність амплітудного відклику від швидкості обертання вала для конструкцій ThASIC і ThASDC при $l_{2,4}$=1,3 мм при різних ущільнювальних тисках: P_{in}=1,25 бар (а), P_{in}=2,5 бар (б), P_{in}=5 бар (в), P_{in}=7,25 бар (г), P_{in}=10 бар (д)

Для всіх ущільнювальних тисків критична амплітуда зменшилась до 0,049-0,062 мм.

Збільшення осьового розміру з'єднувальних камер до 3 мм для конструкції ThASDC значно збільшило критичні швидкості в діапазоні від 4020 до 6430 об/хв при тисках від 1,25 до 7,5 атм (рис. 2.49 *а-г*). Критична амплітуда при вхідному тиску 1,25 атм дещо зменшилась до величини 0,053 мм, а при інших вхідних тисках дещо збільшилась максимум до 0,06 мм.

Тому в конструкції ThASDC збільшення осьового розміру з'єднувальної камери від 1 мм до 3 мм збільшує критичну швидкість обертання та зменшує критичну амплітуду коливань вала. Це може говорити про збільшення прямої жорсткості та перехресного демпфірування. В конструкції ThASIC при збільшенні осьового розміру з'єднувальної камери як правило (рис. 2.49 *а, в-д*) навпаки відбувається незначне зменшення критичної швидкості обертання та збільшення критичної амплітуди коливань вала.

При збільшенні ущільнювального тиску (рис. 2.49 *а-д*) відбувається подальше збільшення критичної частоти обертання в конструкції ThASDC для осьового розміру з'єднувальної камери 1 та 3 мм, та незначне зменшення критичної амплітуди для осьового розміру з'єднувальної камери 1 мм, та збільшення для осьового розміру з'єднувальної камери 3 мм. В конструкції ThASIC (рис. 2.49 *а-д*) критичні частоти навпаки зменшуються, а критична амплітуда обертання ще більше підвищується при ущільнювальному тиску 10 бар. Тенденція що до меншої критичної частоти обертання вала для конструкції ThASIC при осьовому розмірі з'єднувальної камери 3 мм залишається.

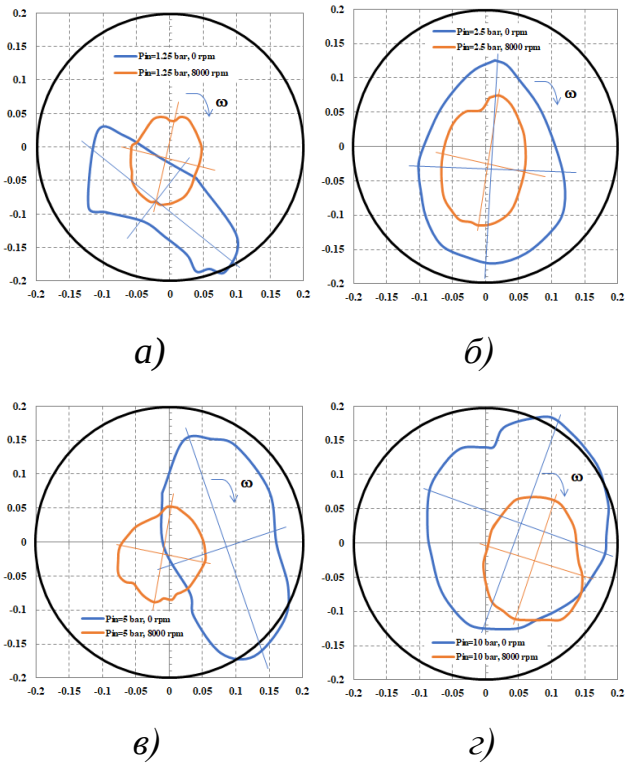
При мінімальному тиску 1,25 бар (рис. 2.49 *а*) для конструкції ThASDC при швидкості обертання біля 8000 об/хв можлива наявність другої критичної швидкості. А для конструкції ThASIC навпаки друга критична швидкість можлива до 8000 об/хв при збільшенні ущільнювального тиску (рис. 2.49 *а-д*). Цей факт може підтвердити можливість виникнення суперсинхронної нестійкості у насосі двохстороннього входу у двохшпаринному ущільненні [328].

За результатами аналізу амплітудного відгуку можливо зробити наступні висновки відносно впливу осьового розміру з'єднувальних камер та радіального зазору другої шпарини трьохшпаринного ущільнення: 1. Збільшення осьового розміру з'єднувальних камер більшою мірою впливає на критичні швидкості обертання; 2. Збільшення радіального зазору другої шпарини однаково впливає як на збільшення критичних швидкостей, так на зменшення критичних амплітуд коливання.

Порівняння траєкторій руху стінки вала без обертання і при швидкості обертання 8000 об/хв. (рис. 2.50 *а-г*) за часовою стрілкою для конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм показало, що при обертанні суттєво зменшується амплітуда прецесії, а при більших вхідних тисках 7,5 та 10 бар (рис. 2.50 *г*) центр траєкторії зміщується проти напрямку власного обертання вала. Це може свідчити про те, що у цьому випадку тангенціальна сила направлена проти напрямку власного обертання вала.

Експерименти без обертання вала також показали, що в конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм виникали самозбуджувальні радіальні коливання валу, що підтверджується траєкторіями руху не обертового вала, які фіксувалися за допомогою двох координатного осцилографа (рис. 2.50 *а-г*). Початкове зміщення центру вала і траєкторії вздовж вертикальної осі, пов'язано з прогином вала під дією власної ваги, що призводить до виникнення початкової радіальної децентруючої сили у вертикальному напрямку, яка при незначному горизонтальному зміщенні вала призводить до виникнення сили та коливань в горизонтальному напрямку, а при збільшенні вхідного тиску, до повороту та зміщення центру траєкторії та центру прецесуючого вала на кут майже 150 градусів проти часової стрілки в перший квадрант розмірної сітки рисунку 2.50 *г*. При максимальному ущільнювальному тиску на вході P_{in}=10 бар амплітуда вертикальних і горизонтальних коливань збільшується і стінка вала торкається нерухомих стінок корпуса. При меншому тиску на вході P_{in}=1,25 атм (рис. 2.50 *а*) амплітуда горизонтальних коливань значно більша ніж амплітуда вертикальних коливань, при збільшенні тиску збільшується амплітуда

вертикальних коливань. При максимальному тиску величини амплітуд вертикальних і горизонтальних коливань стають близькими за значеннями. Базуючись на попередніх дослідженнях [327] можливо зробити припущення, що частота прецесії близька до частоти власних коливань, а сили що виникають в зазорі шпарин ущільнення за величиною еквівалентні силам пружності вала. При цьому можна припустити, що вертикальні коливання пов'язані з радіальною децентруючою силою, а горизонтальні – з тангенціальною силою, яка виникає за рахунок негативного за величиною демпфування.



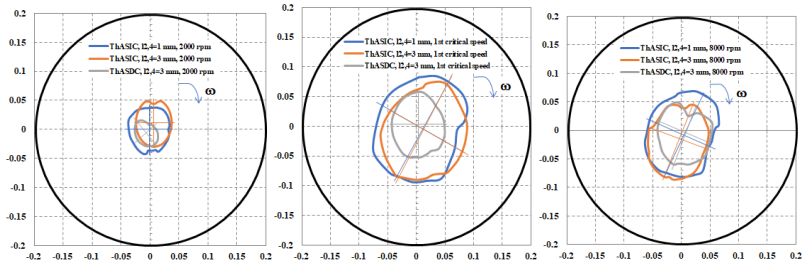
а) *б)*

в) *г)*

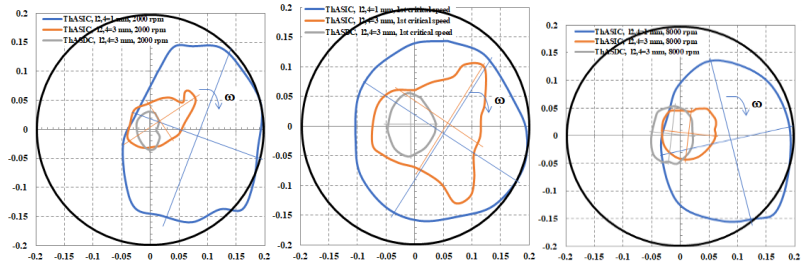
Рисунок 2.50 - Орбіта руху при не обертовому ω=0 об/хв та обертовому валу ω=8000 об/хв для конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм при різних вхідних тисках: P_{in}=1,25 бар (а), P_{in}=2,5 бар (б), P_{in}=5 бар (в), P_{in}=10 бар (г)

На рисунках 2.51 *а-б* показані орбіти стінки вала при трьох швидкостях обертання: 2000 об/хв, критична швидкість обертання і 8000 об/хв. Порівнювались три геометрії ущільнення: ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм, ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм і ThASDC при $l_{2,4}$=3 мм при вхідних тисках P_{in}=1.25 і P_{in}=7,5 бар. Із рисунків можна зазначити, що найменша амплітуда прецесії та більше центрована позиція властива для конструкції ThASDC при $l_{2,4}$=3 мм. При чому,

найменша амплітуда прецесії присутня при меншій частоті обертання. Найбільша амплітуда прецесії спостерігається у конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм.



а)



б)

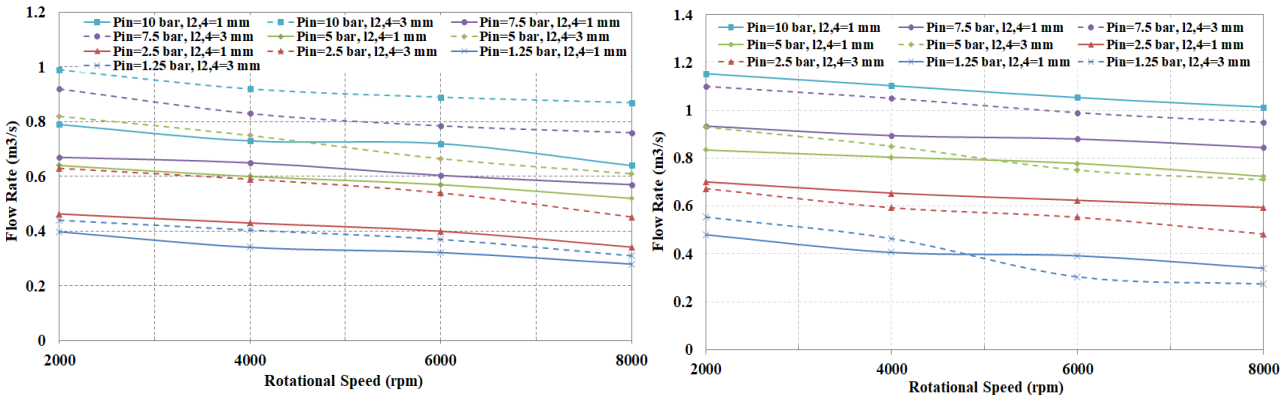
Рисунок 2.51 - Орбіта руху для конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=1,3 мм і конструкції ThASDC при $l_{2,4}$=3 мм при обертовому валу при ω=2000 об/хв, першій критичній швидкості та при ω=8000 об/хв для вхідних тисків: P_{in}=1,25 бар *(а)* і P_{in}=7,5 бар *(б)*

При меншому вхідному тиску P_{in}=1,25 бар амплітуди для конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм та $l_{2,4}$=3 мм мало відрізняються між собою, але меншою є амплітуда для більшого осьового розміру з'єднувальної камери. При більшому вхідному тиску P_{in}=7,5 бар, різниця більш суттєва при ω=2000 та 8000 об/хв.

Рисунок 2.51 б, на якому представлені орбіти руху вала при вхідному тиску P_{in}=7,5 бар, підтверджує можливу втрату динамічної стійкості для конструкції ThASIC (орбіта для 1-ої критичної швидкості вала), отриману при подальших розрахунках (Розділ 3). У цьому випадку, стінка вала має торкання зі стінкою корпусу. Спостерігається, як і у випадку [328], зношування по всій зовнішній поверхні стінки вала на кут 360 градусів і відповідної внутрішньої

поверхні корпуса на ділянці приблизно до 45 градусів. Нестабільний відклик має близьку до кругової орбіту.

В ході експериментальних досліджень також були отримані значення витоків при різних величинах вхідних тисків P_{in} в залежності від швидкості обертання вала ω (рис. 2.52 *а,б*). Для всіх конструкцій трьохшпаринних ущільнень, досліджуванних в експерименті, величина витоків фактично лінійно зменшується зі швидкістю обертання вала. При збільшені осьової величини з'єднувальних камер для конструкції ThASIC (рис. 2.52 *а*) дещо збільшується величина витоків при всіх вхідних тисках. Для конструкції ThASDC при більшій величині з'єднувальних камер (рис. 2.52 *б*) величина витоків також збільшується при меньших швидкостях обертання і зменшується при більших швидкостей обертання. Проте це не стосується вхідного тиску P_{in}=7,5 атм. Очевидно, що при дворазовому збільшенні радіального зазору другої шпарини (рис. 2.52 *а,б*) відбувається збільшення рівня витоків в трьохшпаринному ущільненні при максимальній величині від 0,99 до 1,15 л/с. А також дещо зменшується різниця між величинами витоків в ущільненнях з меншою і більшою камерами.



а) *б)*

Рисунок 2.52 - Залежність витоків від швидкості обертання вала при вхідних тисках P_{in}=1.25,2.5,5,7.5,10 бар для конструкцій: ThASIC (а) і ThASDC (б) при $l_{2,4}$=1,3 мм

Висновки до розділу 2

1. Розроблене оригінальне експериментальне обладнання для експериментальних досліджень запірних торцевих імпульсних ущільнень різних конструкцій, яке дозволяє проаналізувати механізм герметизації та перевірити їх працездатність. Отримані пульсації тиску в камерах і на міжкамерному пояску та витратні характеристики ущільнень в залежності від величини тисків ущільнювального і запірного середовищ та від частоти обертання валу.

2. Проведені експериментальні дослідження конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Отримані результати дозволяють говорити про ефективність нових конструкцій. Гідродинамічні канавки у поєднанні з канавками зворотного нагнітання дозволяють зменшити витоки, тертя і зношування, а також збільшити ресурс пари тертя, що дозволить надалі значно розширити робочі параметри торцевого сальникового ущільнення. Експерименти показали, що найбільш перспективною є конструкція торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічними канавками, виконаними на опорному диску. Проте ефективна робота запропонованих конструкцій ущільнень залежить від правильного вибору геометрії, форми і кількості гідродинамічних канавок, що можливо тільки в результаті створення надійної теорії розрахунку таких ущільнень.

3. В результаті експериментального дослідження упорного гідродинамічного колодкового підшипника ковзання отримані залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу 9500 об/хв та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході в підшипник 0,15 МПа та в навантажувальній камері 3,1 МПа.

4. В результаті експериментальних досліджень двохсідельної і односідельної конструкцій регуляторів перепаду тиску отримані статичні

(залежність перепаду тиску на регуляторі від робочого перепаду тиску і залежність об’ємної витрати від перепаду тиску на регуляторі) і динамічні (осьові переміщення золотника в часі) характеристики.

5. Експериментальні дослідження трьохшпаринного ущільнення з не обертовим і обертовим валом показали вплив осьового розміру з’єднувальної камери і зазору другої шпарини на статичну і динамічну стійкість вала в цих конструкціях ущільнень.

РОЗДІЛ 3 ЧИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШПАРИННИХ І ДЕМПФЕРНИХ УЩІЛЬНЕНЬ-ОПОР

Основні результати досліджень за відповідним розділом відображено в наступних публікаціях [74,75,104,337,376,377,379,381,382,384,391,400,404], [406,407,409,415,419,425,427,430,441,446] за особистим внеском здобувача.

3.1 Розрахунковий аналіз динамічних характеристик «короткого» і «довгого» шпаринного ущільнень, перевірка розрахункової моделі шпаринного ущільнення

Існуючі методи розрахунку основних гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень включають дві моделі (спрощення рівнянь Рейнольдса): «коротка» та «довга шпарина». В першій моделі обмежуються двовимірною задачею, так як переважаючою є осьова течія, окружна течія взагалі не враховується. Ця модель використовується, головним чином, для описання робочого процесу у міжступеневих шпаринних ущільненнях. У другій моделі розглядається тривимірна течія рідини у кільцевому каналі з урахуванням окружної течії за рахунок в'язкого тертя, і ця модель застосовується для описання робочого процесу, наприклад, у шпаринному ущільненні гідроп'яти. Важливим параметром, що дозволяє вибрати ту або іншу модель шпаринного ущільнення, є відношення довжини щілини до її діаметру l/d. Так для «короткої» щілини, за різними літературними джерелами, це співвідношення знаходиться в діапазоні $l/d \le 0{,}25-0{,}5$ [10,27]. Тому слід відмітити, що чіткої межі між цими моделями не існує.

Таким чином, з'являється необхідність розробки узагальненої теорії розрахунку шпаринних ущільнень, яка б об'єднала та дозволила визначити область використання кожної з цих моделей. А це пов'язано з глибокими експериментальними та теоретичними дослідженнями, експериментальним визначенням статичних та динамічних характеристик ущільнень,

використанням розрахункового експерименту і методів обчислювальної гідродинаміки (ОГД) для вирішення складної задачі тривимірної течії у кільцевому каналі шпаринного ущільнення з урахуванням прецесії вала. Створення цієї теорії дозволить розглядати динаміку ротора з урахуванням не тільки статичних, але і динамічних жорсткостей та демпфувань шпаринних ущільнень.

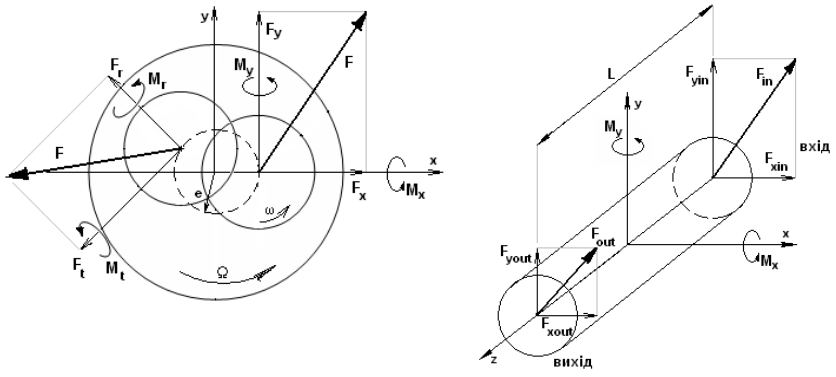
Зростання продуктивності сучасних ЕОМ дозволяє істотно розширити область застосування чисельних методів моделювання. Однак, розрахунок з використанням тривимірного чисельного моделювання є досить вимогливим до апаратних ресурсів. Тому необхідно виділити кількісний критерій, що дозволяє розмежувати область застосування повної тривимірної та спрощеної моделей, аналогічно, виконаної В.А. Марцинковським [6], оцінці порядку членів аналітичних рівнянь руху рідини в шпаринних ущільненнях. Критерій може бути представлений функціональною залежністю виду:

$$K = f(l, d, h, e, \omega, \Omega),$$

де l – довжина шпарини; d – діаметр вала; h – зазор; e – ексцентриситет; ω – кутова швидкість обертання вала; Ω – кутова швидкість прецесії.

Для одержання такої залежності необхідно провести серію числових експериментів з різними значеннями змінних параметрів.

Схематичний рух ротора в шпаринному ущільненні при циліндричній прецесії представлений на рис. 3.1 *а,б*.



а) *б)*

Рисунок 3.1 – Траєкторія руху ротора в шпаринному ущільненні *(а)* і сили й моменти реакції рідини *(б)*

Сили й моменти, що виникають в рідині (рис. 3.1 *б*) при невеликих переміщеннях ротора уздовж осей *x* та *y*, можна представити в матричній формі:

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_x \\ M_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} F_r & -F_t \\ F_t & F_r \\ M_r & M_t \\ M_t & -M_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{x}{e} \\ \frac{y}{e} \end{Bmatrix}, \tag{3.1}$$

де при циліндричній прецесії із частотою Ω та ексцентриситетом e:

$$\begin{aligned} x &= e \cdot \cos(\Omega t), \\ y &= e \cdot \sin(\Omega t). \end{aligned} \tag{3.2}$$

Припускаючи лінійне співвідношення сил і переміщень і нехтуючи вищими порядками похідних від переміщення, запишемо вираз для визначення сил і моментів у наступному матричному вигляді:

$$-\{F\} = \begin{bmatrix} K & k & C & c & M & 0 \\ -k & K & -c & C & 0 & M \\ K_{\alpha\varepsilon} & k_{\alpha\varepsilon} & C_{\alpha\varepsilon} & c_{\alpha\varepsilon} & m_{\alpha\varepsilon} & 0 \\ k_{\alpha\varepsilon} & -K_{\alpha\varepsilon} & c_{\alpha\varepsilon} & -C_{\alpha\varepsilon} & 0 & -m_{\alpha\varepsilon} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \dot{x} \\ \dot{y} \\ \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix}, \tag{3.3}$$

де K, k – коефіцієнти прямої та перехресної жорсткостей, Н/м; C, c – коефіцієнти прямого та перехресного демпфувань, Н·с/м; M – коефіцієнт приєднаної маси, кг; $K_{\alpha\varepsilon}, k_{\alpha\varepsilon}$ – коефіцієнти кутової прямої та кутової перехресної жорсткостей, Н·м/м; $C_{\alpha\varepsilon}, c_{\alpha\varepsilon}$ – коефіцієнти кутового прямого та кутового перехресного демпфувань, Н·м с/м; $m_{\alpha\varepsilon}$ – коефіцієнт кутової приєднаної маси, кг·м^2/м.

Виберемо положення ротора в якому будемо вимірювати сили й моменти так щоб $\Omega \cdot t = 2 \cdot \pi \cdot n$, $n = 0, 1, 2..$, наприклад $t = 0$, тоді з рівнянь (3.1) випливає:

$$\begin{cases} F_r = F_x \\ F_t = F_y \\ M_r = M_x \\ M_t = M_y \end{cases}, \tag{3.4}$$

$$\dot{x} = y = \ddot{y} = 0. \tag{3.5}$$

Підставивши вирази (3.2),(3.4) і (3.5) в (3.3) з урахуванням того, що $t = 0$ маємо:

$$\begin{cases} \dfrac{F_r}{e} = -K - \Omega c + \Omega^2 M \\ \dfrac{F_t}{e} = k - \Omega C \\ \dfrac{M_r}{e} = -K_{\alpha\varepsilon} - \Omega c_{\alpha\varepsilon} + \Omega^2 m_{\alpha\varepsilon} \\ -\dfrac{M_t}{e} = k_{\alpha\varepsilon} - \Omega C_{\alpha\varepsilon} \end{cases} \tag{3.6}$$

З отриманої системи рівнянь видно, що F_r, M_r – квадратичні, а F_t, M_t – лінійні функції відносно Ω.

За допомогою системи рівнянь (3.6), знаючи величини сил F_r, F_t і моментів M_r, M_t хоча б при трьох різних значеннях частоти прецесії Ω, можна визначити величини коефіцієнтів жорсткості та демпфування шпаринного ущільнення.

У роботі [19] розглянутий приклад експериментального знаходження динамічних коефіцієнтів шпаринного ущільнення з такими параметрами (табл. 3.1):

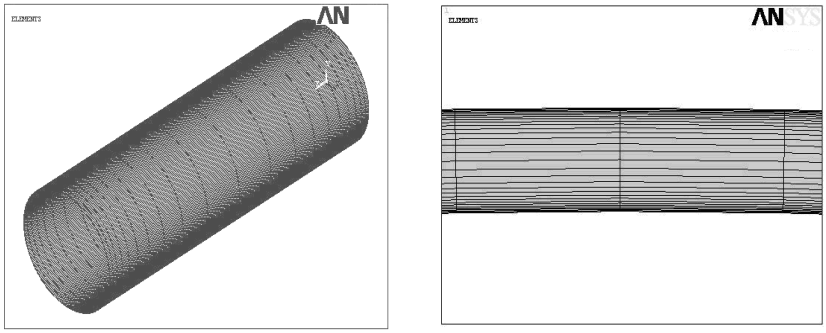
Таблиця 3.1 – Параметри кільцевого шпаринного ущільнення

радіус, мм	39,656
зазор, мм	0,394
довжина, мм	240
ексцентриситет, мм	0,049
перепад тиску, кПа	1019
швидкість обертання ротора, Гц	18
коефіцієнт закручення на вході	0,25
коефіцієнт втрат на вході	0,5

У якості робочої рідини виступає вода, яку можна вважати нестисливої й з постійними властивостями:

густина, кг/м^3	997
динамічна в'язкість, Па/с	$8.899 \cdot 10^{-4}$

Створена 3-х вимірна модель шпаринного ущільнення, що містить 43200 елементів-гексаедрів (рис. 3.2).



а) *б)*

Рисунок 3.2 – Сітка: загальний вигляд (*а*) і зазор (*б*)

Кількість елементів в осьовому напрямку – 20 (рис. 3.2 *а*), а в радіальному - 30 (рис. 3.2 *б*). Пристінковий шар виконаний за допомогою згущення сітки біля стінки і вала. З метою урахування окружної течії в окружному напрямку модель була розбита на 72 елементи. Така розбивка моделі ущільнення забезпечила достатню точність розрахунку, що підтверджується результатами експериментальних досліджень [19].

Рух рідини в шпаринному ущільненні моделювався в програмному комплексі ANSYS-CFX. При розрахунку використовувалася стандартна *k-ε* модель турбулентності з функцією стінки. При розрахунку перехідного процесу розглядався один повний оберт вала з розбивкою його на 20 ітерацій.

Для визначення коефіцієнтів жорсткості й демпфування ущільнення було виконано 4 розрахунки при різних швидкостях прецесії. Величини визначених сил і моментів зведені в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Значення сил і моментів при різних частотах прецесії

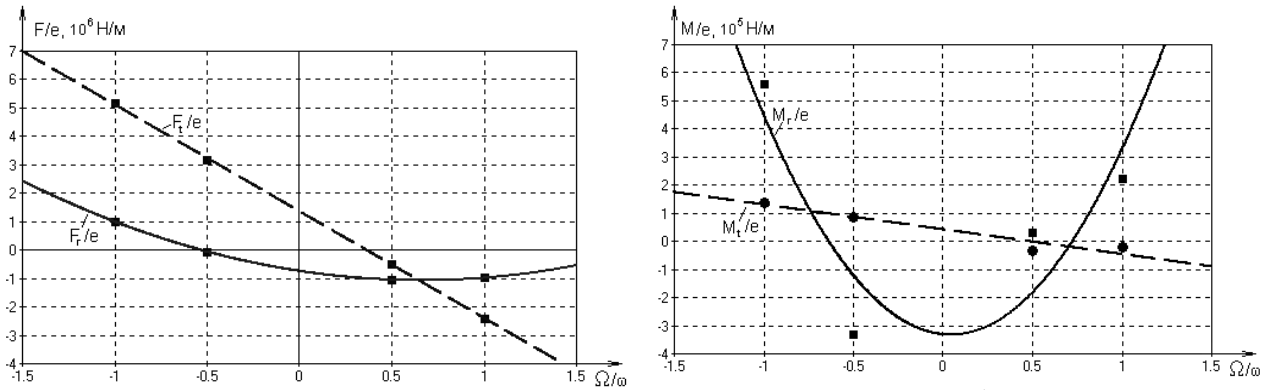
Ω, Гц	F_r, Н	F_t, Н	M_r, Н·м	M_t, Н·м
-18	48,7	252,7	27,36	6,8
-9	-3,15	155,3	-16,33	4,16
9	-51,7	-24,3	1,54	-1,67
18	-48,4	-117,7	10,88	-1,08

За результатами проведених розрахунків була виконана апроксимація радіальної сили F_r й моменту M_r - поліномом другого порядку відносно частоти прецесії, а дотичної сили F_t й моменту M_t – поліномом першого порядку. Отримані рівняння були приведені до виду (3.6):

$$\begin{cases} \dfrac{F_r(\Omega)}{e} = -746959 - 55033\cdot\Omega + 2316\cdot\Omega^2 \\ \dfrac{F_t(\Omega)}{e} = 1357638 - 208699\cdot\Omega \\ \dfrac{M_r(\Omega)}{e} = 113056.46 - 10827.36\cdot\Omega + 855.46\cdot\Omega^2 \\ \dfrac{M_t(\Omega)}{e} = -41831.99 + 4896.86\cdot\Omega \end{cases}$$

На рис. 3.3 *а,б* представлені криві радіальних та окружних сил і моментів від відносної частоти прецесії.

На підставі системи рівнянь (3.6) були знайдені значення коефіцієнтів жорсткості, демпфування й приєднаних мас: коефіцієнт приєднаної маси *M=48.1 кг*, коефіцієнти прямої жорсткості $K = 746959 H/м$, коефіцієнт перехресної жорсткості $k = 1357638 H/м$, коефіцієнт прямого демпфування $C = 208699 H\cdot с/м$, коефіцієнт перехресного демпфування $c = 55033 H\cdot с/м$, коефіцієнт кутової приєднаної маси $m_{\alpha\varepsilon}$*=29.2 кг·м*, коефіцієнт прямої кутової жорсткості $K_{\alpha\varepsilon} = -113056 H$, коефіцієнт кутової перехресної жорсткості $k_{\alpha\varepsilon} = -41832 H$, коефіцієнт прямого кутового демпфування $C_{\alpha\varepsilon} = -4897 H\cdot с$, коефіцієнт кутового перехресного демпфування $c = 10827 H\cdot с$.



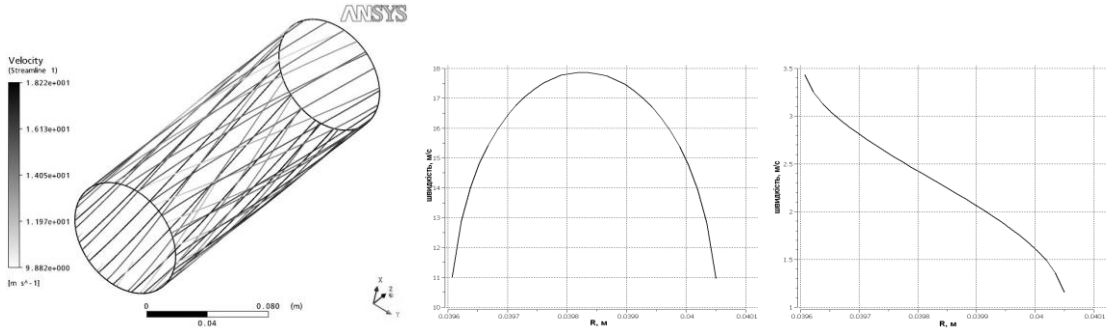
а) *б)*

Рисунок 3.3 – Залежності радіальних та окружних сил (*а*) й моментів (*б*) від відносної частоти прецесії

Для аналізу динамічних характеристик «короткої» ($l/d \approx 0{,}13$) та «довгої» ($l/d \approx 3$) щілини, розглянуто декілька характерних випадків течії рідини в ущільненнях при прямій синхронній прецесії. Графіки розподілу швидкості

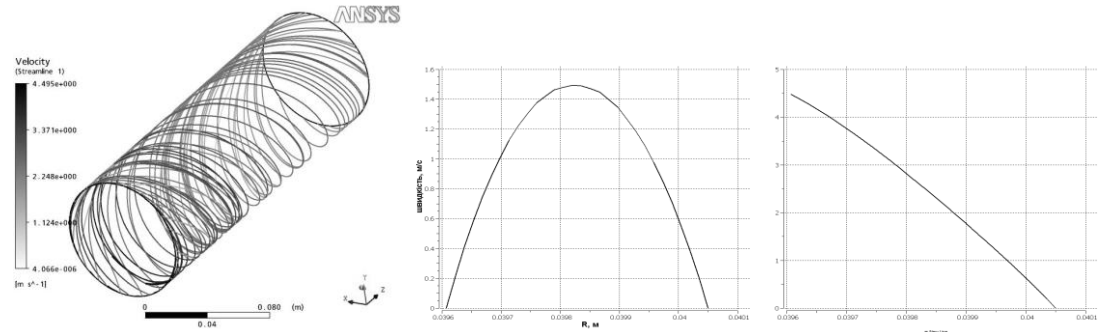
(рис. 3.4-3.7) отримані в серединному перерізі $x = l/2$ при окружному куті 180^0 відносно початкового положення валу з радіальним зміщенням, яке дорівнює величині ексцентриситету.

Аналіз динамічних характеристик підтвердив значну перевагу «довгої» щілини над «короткою» при використанні їх у якості ущільнень-опор. Зрозуміло, що для «довгої» щілини отримані значно більші значення коефіцієнтів жорсткості та демпфування. Крім того, цей числовий розрахунок, який виконаний за допомогою методів ОГД, без деяких істотних спрощень, які приймаються у аналітичних методах, дозволяє більш достовірно передбачити можливий режим динамічної нестійкості вала у шпаринному ущільненні. На що будуть вказувати негативні значення прямої жорсткості та демпфування.



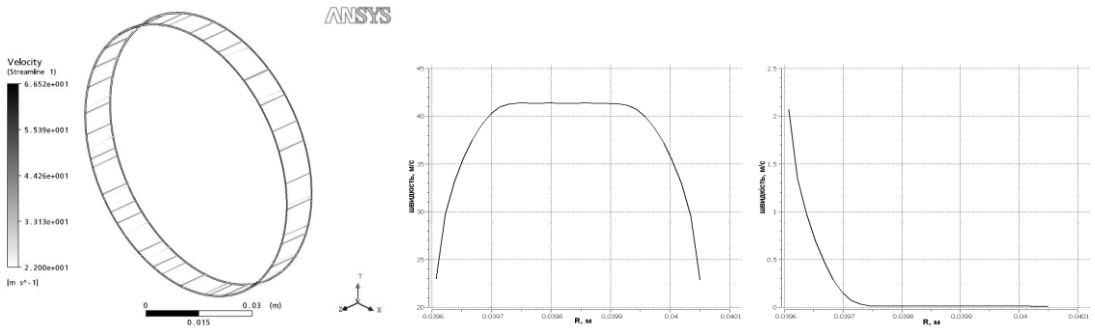
а) *б)* *в)*

Рисунок 3.4 - Лінії току *(а)*, розподіли осьової *(б)* та окружної *(в)* швидкостей для «довгої» щілини при турбулентному характері течії



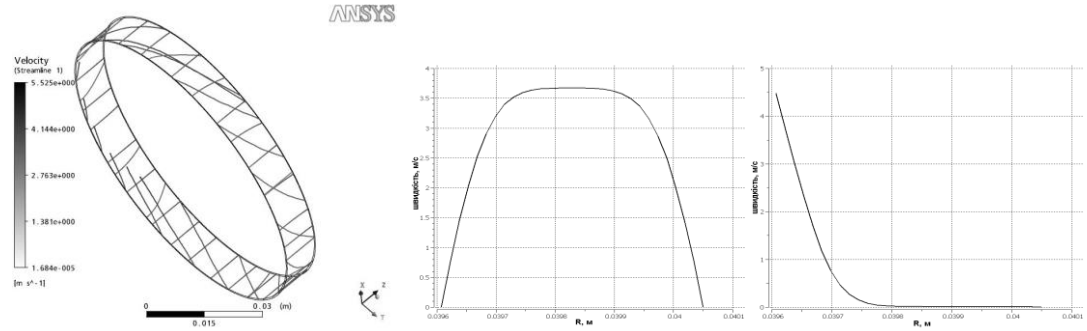
а) *б)* *в)*

Рисунок 3.5 - Лінії току *(а)*, розподіли осьової *(б)* та окружної *(в)* швидкостей для «довгої» щілини при ламінарному характері течії



а) *б)* *в)*

Рисунок 3.6 - Лінії току *(а)*, розподіли осьової *(б)* та окружної *(в)* швидкостей для «короткої» щілини при турбулентному характері течії



а) *б)* *в)*

Рисунок 3.7 - Лінії току *(а)*, розподіли осьової *(б)* та окружної *(в)* швидкостей для «короткої» щілини при ламінарному характері течії

Із рис. 3.6,3.7 видно, що у «короткій» щілині значно переважає осьовий напірний потік Пуазейля. Тому значення окружної складової швидкості розповсюджуються не на весь зазор ущільнення, а зосереджені біля валу, який обертається (рис. 3.6,3.7 *в*). У «довгій» щілині суттєвий вплив має окружний потік. Форми кривих окружної складової швидкості (рис. 3.4,3.5 *в*) мають класичний вигляд, який характерний для зсувної течії Куетта. Однак тільки коли середня окружна швидкість значно переважає над середньою осьовою швидкістю у «довгій» щілині при ламінарному режимі течії потік стає спіралеподібної форми (рис. 3.5 *а*).

3.1.1 Дослідження просторової течії у кільцевому каналі ущільнення-опори

Особливість роботи шпаринного ущільнення-опори полягає у тому, що в початковий момент при пуску насоса ущільнення виконує функції

повноохоплюючого гідродинамічного підшипника ковзання із значним зсувом осі вала щодо осі втулки, а в сталому робочому режимі - гідростатичної опори з малим ексцентриситетом.

Необхідно виконати комп'ютерне моделювання складної просторової течії в кільцевому каналі шпаринного ущільнення-опори з циліндричною прецесією вала за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки, визначити вплив геометричних і гідродинамічних параметрів щілини на жорсткостні і демпфуючі характеристики, та провести аналіз їх впливу на динаміку ротора відцентрового насоса.

Для дослідження механізму складної просторової течії в кільцевому каналі шпаринного ущільнення-опори використовувався програмний комплекс ANSYS CFX [7], що дозволяє розв’язувати нестаціонарну задачу течії рідини в ущільненні з урахуванням прецесійного руху вала. В результаті числового розрахунку можуть бути отримані гідродинамічні сили і моменти, що виникають в кільцевому каналі, а відомим методом оцінювання можуть бути визначені величини жорсткості і демпфування шпаринного ущільнення-опори.

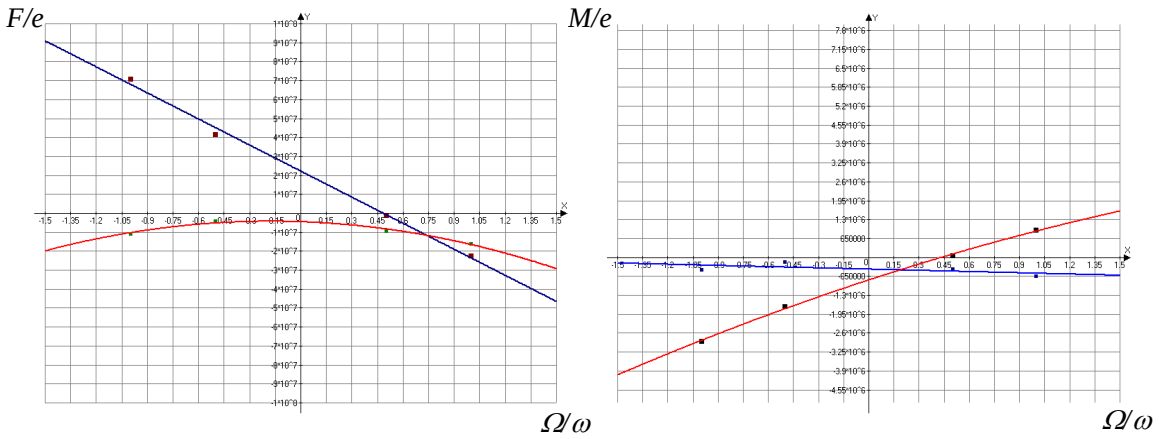
Для розрахунку вибрана модель шпаринного ущільнення з двома різними значеннями зсуву осі валу і втулки з наступними геометричними розмірами: $l/d = 0{,}72$, радіальний зазор $h_0 = 0{,}1 \cdot 10^{-3}$м, робоче середовище – вода [1]. Розрахункова сітка моделі шпаринного ущільнення складається з 108460 комірок-гексаедрів.

При розрахунку нестаціонарного процесу розглядався один повний оберт валу з розбиттям його на 20 ітерацій. Використовувалася стандартна κ-ε модель турбулентності з функцією стінки.

Для визначення коефіцієнтів жорсткості і демпфування ущільнення було виконано 16 розрахунків при різних кутових швидкостях прецесії Ω і швидкостях обертання валу ω. Використовувалося співвідношення (3.6).

При розрахунках для кожної швидкості обертання визначалася відповідна товщина змащувального шару, яка забезпечує необхідну несучу здатність вала при пуску насоса. На рисунку 3.8 показані графічні залежності радіальних і

тангенціальних сил і моментів від відносної частоти прецесії, одержані методами оцінювання параметрів. Величини сил і моментів, що виникають в ущільненні-опорі в залежності від відносної частоти прецесії представлені в таблиці 3.3, а величини коефіцієнтів жорсткості і демпфування при різних швидкостях обертання валу представлені в таблиці 3.4.



а) *б)*

Рисунок 3.8 - Графічні залежності радіальних і тангенціальних сил *а*), і радіальних і тангенціальних моментів *б*) від відносної частоти прецесії при ω=314 с$^{-1}$

Таблиця 3.3 - Сили і моменти в залежності від відносної частоти прецесії

Швидкість обертання вала ω, с$^{-1}$; Товщина змащувального шару h, м	Відносна частота прецесії Ω/ω	F_r, Н	F_t, Н	M_r, Н·м	M_t, Н·м
ω=314 с$^{-1}$; $h=0{,}02\cdot10^{-3}$ м	1	-1280,96	-1801,56	74,7423	-51,943
	0,5	-757,712	-82,4814	4,30499	-32,1083
	-0,5	-323,799	3334,98	-135,932	-12,9409
	-1	-867,31	5656,44	-230,222	-33,5256
ω=209 с$^{-1}$; $h=0{,}014\cdot10^{-3}$ м	1	1925,82	-701,735	27,8932	79,6143
	0,5	509,556	-648,385	28,6969	22,4409
	-0,5	2384,62	-472,324	19,5852	97,1845
	-1	4267,27	-434,859	19,6901	172,849
ω=105 с$^{-1}$; $h=0{,}005\cdot10^{-3}$ м	1	-1449,58	-853,91	36,0958	-59,4051
	0,5	-644,638	-114,657	5,63009	-28,1004
	-1	1946,49	2427,79	-99,7563	-76,4449

Таблиця 3.4 - Коефіцієнти жорсткості і демпфування при різних швидкостях обертання вала

Коефіцієнти	Швидкість обертання вала		
	ω =314 с$^{-1}$	ω =209 с$^{-1}$	ω =105 с$^{-1}$
K , Н/м	$4.537\cdot10^{6}$	$-1.043\cdot10^{7}$	$4.833\cdot10^{6}$
k , Н/м	$2.22\cdot10^{7}$	$-6.667\cdot10^{6}$	$8.021\cdot10^{6}$
C , Н·с/м	$4.583\cdot10^{7}$	$1.735\cdot10^{6}$	$1.7404\cdot10^{7}$
c , Н·с/м	$3.153\cdot10^{6}$	$1.525\cdot10^{7}$	$-2.615\cdot10^{6}$
$K_{\alpha\varepsilon}$, Н/м	$77.297\cdot10^{4}$	$-28.186\cdot10^{4}$	$28.597\cdot10^{4}$
$k_{\alpha\varepsilon}$, Н/м	$40.786\cdot10^{4}$	$-1.081\cdot10^{6}$	$59.981\cdot10^{4}$
$C_{\alpha\varepsilon}$, Н·с	$-14.0005\cdot10^{4}$	$-60.747\cdot10^{4}$	$14.728\cdot10^{4}$
$c_{\alpha\varepsilon}$, Н·с	$-1.875\cdot10^{6}$	$-59.406\cdot10^{3}$	$-71.501\cdot10^{4}$

З аналізу таблиць 3.3 і 3.4 видно, що істотна частина навантаження від валу при пуску насоса сприймається змащувальним шаром ущільнень-опор. Тому, значеннями сил і моментів, коефіцієнтів жорсткості і демпфування при аналізі динаміки ротора не варто нехтувати. Крім того, вплив ущільнень-опор може негативно позначитися на статичній стійкості вала, оскільки при швидкості обертання ω=209 с$^{-1}$ коефіцієнти прямої жорсткості мають негативні значення.

На рисунку 3.9 показане поле тиску і характерні перетини поверхні кільцевого каналу ущільнення-опори, в яких визначалися значення осьової і окружної швидкостей, а також гідродинамічного тиску в зазорі.

При пуску відцентрового насоса вал спливає в ущільненнях-опорах, і товщина змащувального шару збільшується із збільшенням швидкості його обертання ω. Слід зазначити, що при ω=105 с$^{-1}$ товщина змащувального шару дорівнює $5\cdot10^{-6}$ м, а цього може бути недостатньо для відсутності контакту між втулкою і валом.

Розрахунки показали, що дійсно шпаринне ущільнення з достатньо великим зсувом осі валу відносно осі втулки виконує функції опори і ущільнення. У цьому можна переконатися якщо проаналізувати епюри розподілу гідродинамічного тиску, який виникає в двох взаємноперпендикулярних площинах кільцевого каналу ущільнення (рис. 3.10 *а*,*б*). У області, де зазор виявляється мінімальним, епюра тиску має опуклу

форму (рис. 3.10 *а),* а величини тиску усередині кільцевого каналу істотно перевищують величину ущільнювального тиску на вході в канал. Площа під цією епюрою і визначає гідродинамічну складову сили, яка несе вал. У області максимального зазору, форма епюри тиску лінійна, а величини тиску усередині кільцевого каналу не перевищують величину ущільнювального тиску на вході. Таким чином, кільцева щілина, по суті, виконує спільно функції і повноохоплюючого гідродинамічного підшипника і шпаринного ущільнення із заданим перепадом тиску.

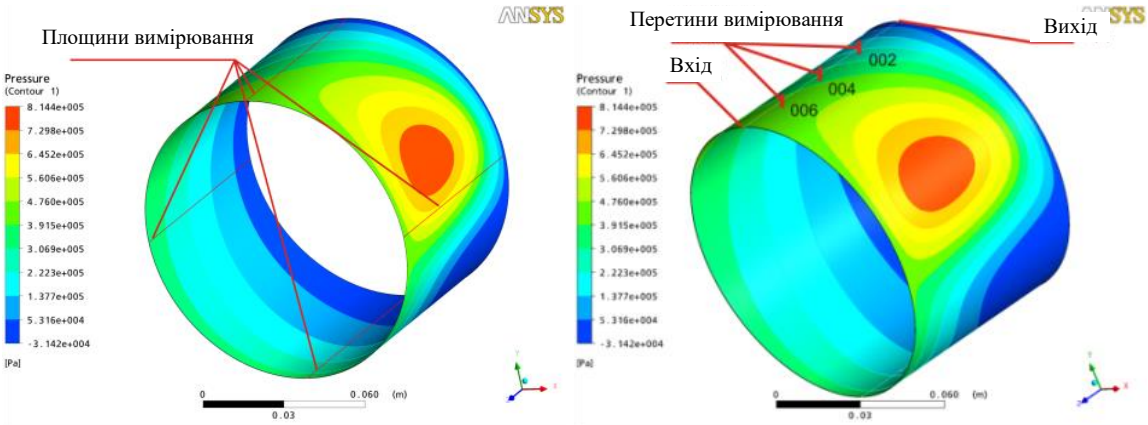
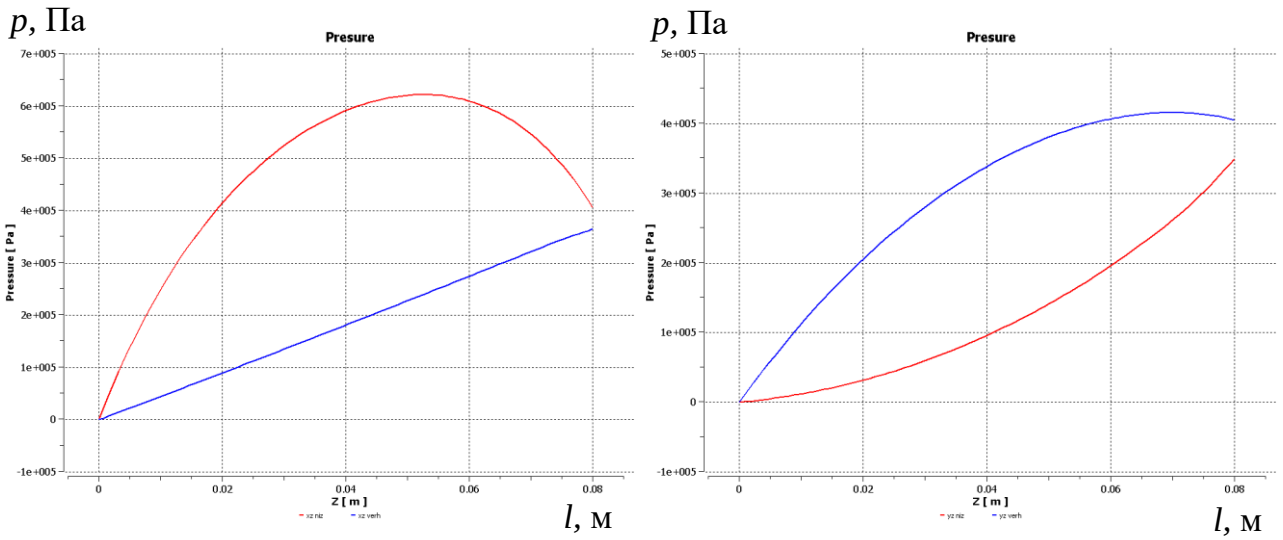


Рисунок 3.9 - Поле тиску і площини вимірювання в характерних перетинах поверхні кільцевого каналу ущільнення-опори



а) *б)*

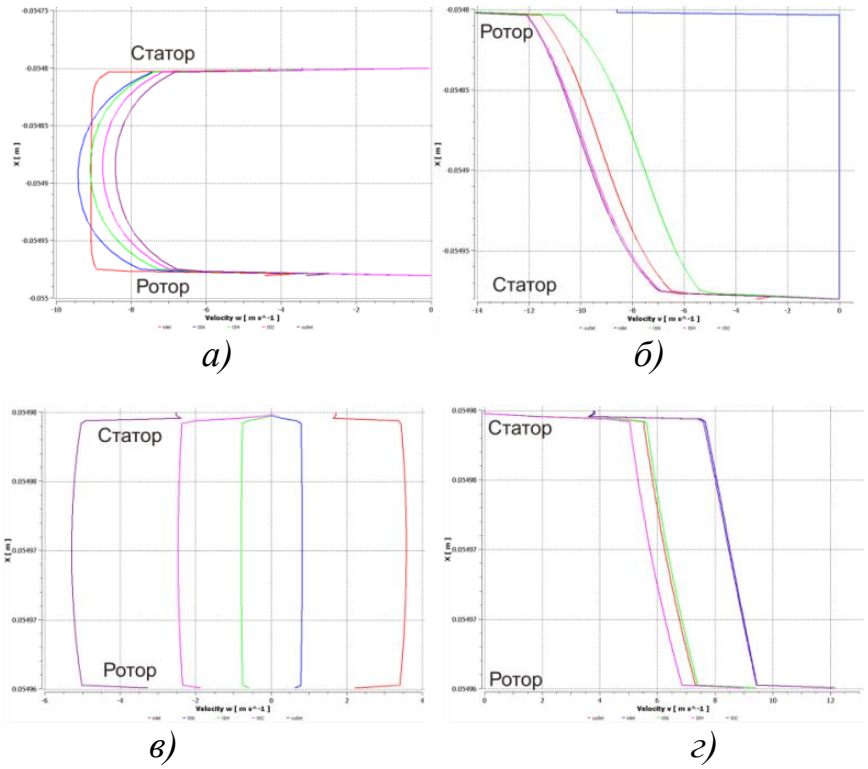
Рисунок 3.10 - Розподіл тиску по довжині ущільнення в характерних перетинах поверхні зазору шпаринного ущільнення-опори в площині *XZ а)* і *YZ б)*

На рисунку 3.11 *а,б,в,г* приведені епюри осьової і тангенціальної швидкостей, одержані для кільцевого каналу в площині *XZ* в різних перетинах

по довжині щілини. В області з мінімальним зазором середня тангенціальна швидкість перевищує середню осьову, тобто переважає окружна течія (рис. 3.11 *в,г)*. В області з максимальним зазором картина зворотна - середня осьова швидкість дещо більше середньої тангенціальної швидкості (рис. 3.11 *а,б*). В області з мінімальним зазором рідина видавлюється з кільцевого каналу в протилежні сторони, про це свідчить те, що епюри осьовій швидкості мають різний напрям по довжині щілини (рис. 3.11 *в)*. Крім того, форма епюр свідчить про різні режими течії в різних перетинах щілини. У області мінімального зазору присутній ламінарний, а у області максимального зазору - турбулентний режими течії. Режим течії також змінюється і по довжині щілини, це пов'язано із зміною середньої окружної швидкості. Особливо це характерно для областей щілини розташованих в площини *YZ,* в яких мають місце зворотні течії на вході в ущільнення. Початкова ділянка, на якій формуються епюри осьової і тангенціальної швидкостей для більшості випадків не перевищує довжини щілини.

З рисунка 3.12 *а,б,в* видно, що при збільшенні швидкості обертання валу збільшується закручення потоку рідини в кільцевій щілині. Якщо при ω=105 $с^{-1}$ закручування рідини практично відсутнє і переважає осьовий потік, то при робочій швидкості обертання валу ω=314 $с^{-1}$ закручування рідини істотне і переважає окружний потік. Течія в щілині має складний характер і складається з напірного (осьового) Пуазейля і зсувного (окружного) Куетта потоків.

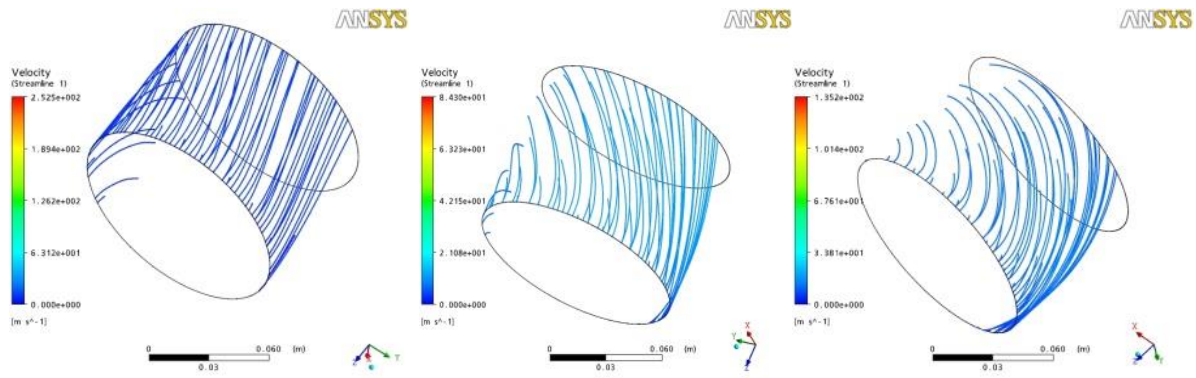
У разі невеликих зсувів осі валу відносно осі втулки гідродинамічна складова тиску не виникає, і тому шпаринне ущільнення виконує функції гідростатичної опори. Однієї тільки гідростатичної сили шпаринних ущільнень-опор не достатньо для того, щоб нести всю масу ротора. Тому на робочому режимі, навантаження від ротора рівномірно розподіляється між міжступеневими і кінцевими шпаринними ущільненнями-опорами. Потік в такому ущільненні закручується за рахунок в’язкого тертя при обертанні вала і лінії току мають спіралевидну форму.



а) *б)*

в) *г)*

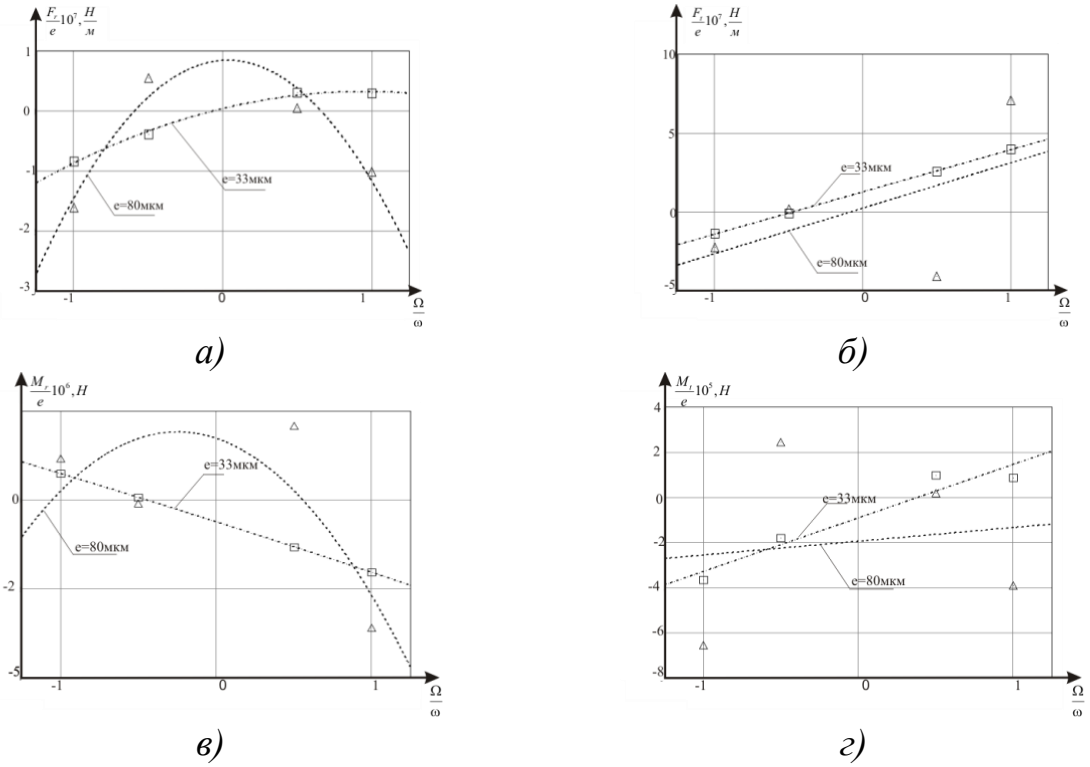
Рисунок 3.11 - Епюри осьових *а), в)* і тангенціальних *б), г)* швидкостей в областях з мінімальним і максимальним зазором в площині *XZ* в різних перетинах по довжині кільцевого каналу



а) *б)* *в)*

Рисунок 3.12 - Лінії току в зазорі ущільнення при різних швидкостях обертання валу: $\omega = 105$ с$^{-1}$ *а)*, $\omega = 209$ с$^{-1}$ *б)*, $\omega = 314$ с$^{-1}$ *в)*

Графічне порівняння радіальних і окружних сил і моментів для ущільнень з ексцентриситетами $e = 33$ *і* $e = 80$ мкм ($e/H = 0{,}33$ і $e/H = 0{,}8$) представлено на рисунку 3.13.



а) *б)*

в) *г)*

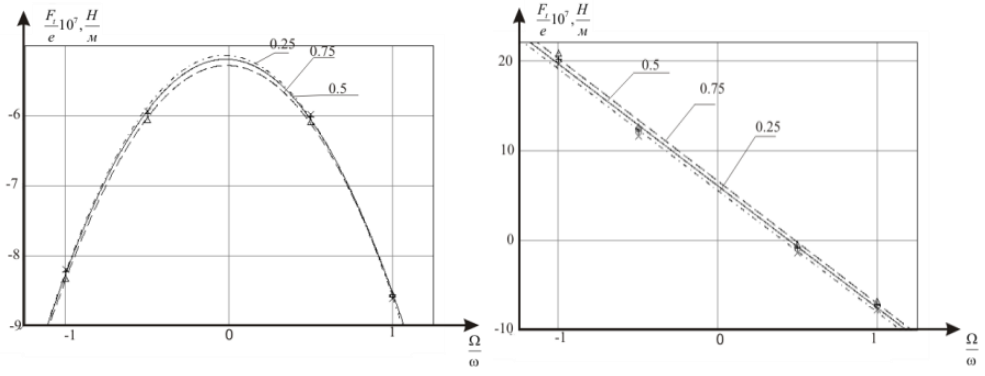
Рисунок 3.13 – Графічне порівняння радіальних і окружних сил *а), б)* і радіальних і окружних моментів *в), г)*

Порівнюючи коефіцієнти (табл. 3.4) можна говорити про те, що при достатньо великому ексцентриситеті коефіцієнт прямої жорсткості значно перевищує його значення при малому ексцентриситеті. Коефіцієнти демпфування та перехресної жорсткості навпаки більші в ущільненні з малим ексцентриситетом. Це пояснюється тим, що товщина плівки в цих випадках відрізняється, так при більшій товщині плівки її демпфуючі властивості більш виражені ніж жорсткісні, і навпаки.

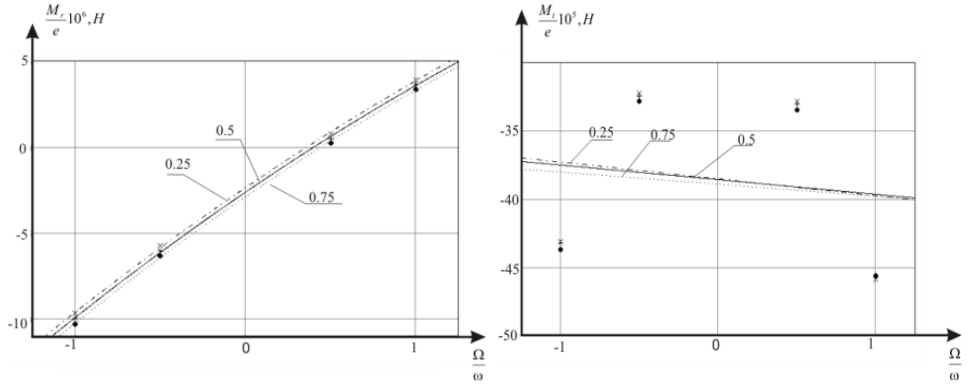
3.1.2 Визначення впливу закрутки потоку на динамічні характеристики ущільнення-опори

Проводилось визначення впливу закрутки потоку на вході в ущільнення на гідродинамічні сили та моменти, що виникають в зазорі ущільнення. Відносна закрутка потоку на вході в ущільнення дорівнювала $u/R\omega$=0,25, 0,5, 0,75.

Розглядалися дві моделі ущільнення з відносним ексцентриситетом осі вала і втулки $\tilde{e} = e/H = 0{,}33; 0{,}8$.



а)



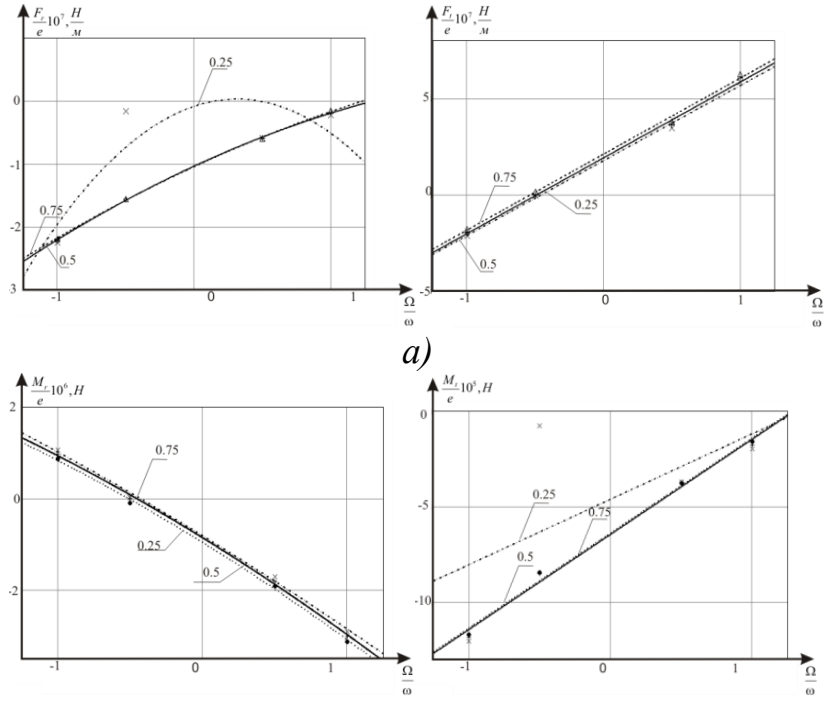
б)

Рисунок 3.14 - Графічна залежність гідродинамічних сил *а)* і моментів *б)* від співвідношення $\frac{\Omega}{\omega}$ при відносному ексцентриситеті $\tilde{e} = 0{,}8$

На рисунках 3.14, 3.15 представлено порівняння гідродинамічних сил і моментів в залежності від відносної закрутки на вході в ущільнення при відносних ексцентриситетах $\tilde{e} = 0{,}8$ і $\tilde{e} = 0{,}33$.

Аналіз рисунків 3.14, 3.15 показує, що закрутка потоку на вході більш суттєво впливає на значення гідродинамічних сил і моментів в ущільненні з малим ексцентриситетом, порівняно з ущільненням з більшим ексцентриситетом.

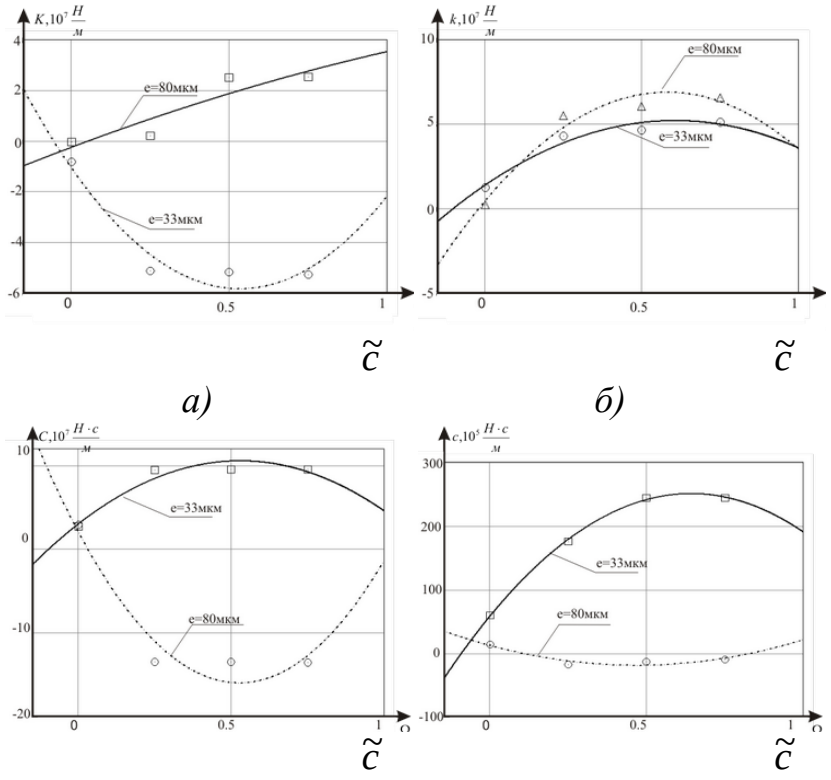
Порівняльні характеристики коефіцієнтів жорсткості та демпфування при різній закрутці потоку на вході в ущільнення для різних ексцентриситетів осі вала та осі втулки зображені на рисунку 3.16. Порівнюючи дані характеристики можна зробити висновок, що відмінність між коефіцієнтами є суттєвою і цей факт треба обов'язково враховувати при розрахунку динаміки ротора з ущільненнями-опорами. Також не треба забувати, що режими пуску і сталого режиму роботи ротора у цих ущільненнях опорах суттєво відрізняються.



а)

б)

Рисунок 3.15 - Графічна залежність гідродинамічних сил *а)* і моментів *б)* від співвідношення $\frac{\Omega}{\omega}$ при відносному ексцентриситеті $\tilde{e} = 0{,}33$



$\tilde{c}$ $\tilde{c}$

а) *б)*

$\tilde{c}$ $\tilde{c}$

в) *г)*

Рисунок 3.16 - Залежність коефіцієнтів прямої і перехресної жорсткості *а), б)* та прямого і перехресного демпфування *в), г)* від коефіцієнта відносної закрутки потоку на вході в ущільнення

3.2 Розрахункові дослідження двофазної течії в шпаринних ущільненнях

Метою досліджень є комп'ютерне моделювання за допомогою методів обчислювальної гідрогазодинаміки однорідних двофазних течій в ущільненнях з використанням моделі багатофазної течії та порівняння результатів ОГД моделювання з моделлю інтегральних характеристик потоку [329], визначення витоків, втрат потужності на тертя, сил реакції та коефіцієнтів ротородинамічних сил, як функції об'ємної долі суміші, перепаду тиску, частоти обертання вала та частоти прецесії.

3.2.1 Розрахунок двохфазного потоку у шпаринному ущільненні

Шпаринні (демпферні) ущільнення обмежують витоки між ступенями у відцентрових насосах і компресорах. Робоча рідина - технологічна малов'язка рідина або технологічний газ. Шпаринні ущільнення подібні по конструкції до циліндричних підшипників ковзання, але мають особливу структуру потоку з турбулентною течією і ефектами інерції рідини. Ущільнення мають великі градієнти тиску, при цьому осьовий розвиток окружної швидкості в’язкого тертя призводить до створення перехресних гідродинамічних сил. Коефіцієнти ротородинамічних сил ущільнення переважно впливають на стійкість і динамічний силовий відгук високонавантажених насосів і компресорів. Текстурування поверхні статора (макрошорсткість) знижує вплив небажаних перехресних динамічних сил і покращує стійкість системи, а також є зараз загальною практикою в технології демпферних ущільнень. Подальше використання газових демпферних коміркових ущільнень, ущільнень з сіткою отворів круглого перерізу, і т.д., має позитивний вплив на частотнозалежні коефіцієнти сил (жорсткість і демпфування), що може істотно підвищувати в певних частотних діапазонах демпфування і центруючу жорсткість. Це дозволяє ущільненням виконувати функції навантажених підшипникових

елементів, а також підвищувати коефіцієнт демпфування системи ротор-підшипники (логарифмічний декремент) для стандартних промислових умов.

Шпаринні ущільнення, як правило, працюють на рідині (в насосах) або газі (в компресорах) та рідко на суміші обох. В даний час проведені значні експериментальні та теоретичні дослідження, які описують течію рідинних і газових середовищ в шпаринних ущільненнях [19,65]. Проте, все ще мало публікацій з досліджень шпаринних ущільнень на газорідинних сумішах [329] і з пароутворенням рідини (фазовою зміною).

Нафтоперекачуючі насосні станції часто працюють з присутністю газу в рідинах, який впливає на повний К.К.Д. насосів та їх надійність. На теперішній час, нажаль, достатньо мало проведено досліджень для ущільнень, що працюють в таких умовах, тому необхідно визначати витоки в ущільненні, втрати потужності на тертя, коефіцієнти ротородинамічних сил, можливо також враховувати вплив випадкових вібрацій, які передаються на всю систему ротор-підшипники-ущільнення.

Актуальним є ідентифікація динамічних коефіцієнтів в ущільненнях, які працюють на газорідинних сумішах. Нагадаємо, що лінеаризовані коефіцієнти сил, представляють змінення в реакціях сил в результаті переміщень з малими амплітудами біля рівноважного положення. Типова лінійна модель описується рівняннями (3.1, 3.2). Зазначимо, що інерція рідини є суттєвою в ущільненнях при високих швидкостях і великих перепадах тиску.

У загальному випадку, коефіцієнти динамічних сил рідинного ущільнення є частотно незалежними. Таким чином, фізична модель $K - C - M$ є адекватною (3.6). Проте, стисливість рідини (в демпферних ущільненнях) призводить до того, що жорсткість збільшуються з ростом вимушуючої частоти прецесії Ω, а коефіцієнт демпфування спочатку підвищується зі зміною частоти збудження, а надалі може різко падати.

На рис. 3.17 зображена геометрія типового шпаринного ущільнення. Однорідна газорідинна суміш у шпаринному зазорі ущільнення, вал

обертається з власною кутовою швидкістю ω. Номінальний радіальний зазор в ущільненні h.

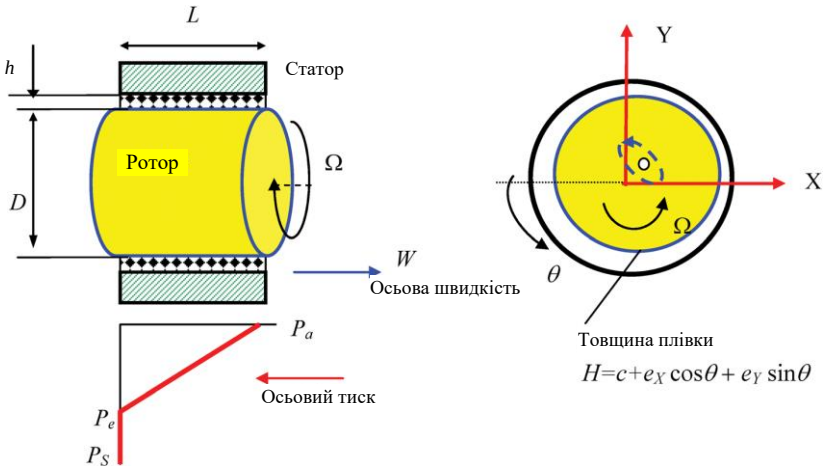


Рисунок 3.17 - Геометрія шпаринного ущільнення [329]

У програмі ANSYS CFX використовується багатофазна (декількох груп розмірів (MUSIG)) модель течії середовища. Зазвичай призначається діаметр дисперсної Ейлеровой фази. Декілька розмірів для дисперсних Ейлерових крапель і бульбашок повинні моделюватися, використовуючи індивідуальні фази, кожна з характерним діаметром. Рідкі краплі і газові бульбашки можуть розпадатися і зливатися під дією рідинних сил - середній діаметр краплі або бульбашки може бути невідомий заздалегідь. Модель MUSIG в ANSYS CFX пропонує шлях для моделювання цього фізичного процесу. Для оцінки злиття і розпаду в полідисперсних фазах модель використовує баланс чисельності популяцій. Однорідна MUSIG модель припускає одне поле швидкостей для усіх дисперсних фаз, дисперсні фази можуть взаємодіяти з безперервними фазами, густина міжфазної області розраховується по середньому діаметру, підходить для бульбашкових течій в еліптичному режимі і у разі, коли підйомною силою можна знехтувати. Рівняння балансу популяцій для групи i:

$$\frac{\partial n_i}{\partial t} + \frac{\partial (U_i^i n_i)}{\partial x^i} = B_{Bi} - D_{Bi} + B_{Ci} - D_{Ci}$$

Форма збереження:

$$\frac{\partial (\rho_i r_d f_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_i r_d U_i^i f_i)}{\partial x^i} = S_i$$

У однорідній реалізації моделі MUSIG, усі розміри груп передбачаються такими, що рухаються з однаковою швидкістю (підходить для еліпсоїдних бульбашок і крапель, де міжфазний опір не сильно залежить від розміру):

$$\frac{\partial(\rho_d r_d f_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_d r_d U_d^i f_i)}{\partial x^i} = S_i$$

Джерела: $S_{Bi} = \rho_d r_d \left(\sum_{j>i} B_{ji} f_j - f_i \sum_{j<i} B_{ij} \right)$

$B_{ij} = B_{ij}^{'} \int_{f_{BV}} df_{BV}$ Інтегрування за розмірами в групі

$f_{BV} = \frac{m_j}{m_i}$ Фракція розпаду

де B_{ij} – швидкість розпаду з групи *ı* в групу *ȷ*, $B_{ij'}$ – швидкість розпаду з діаметру *i* до діаметру *j*.

Моделі для швидкості розпаду ($B_{ij'}$) (Luo and Svendsen), які основані на теорії ізотропної турбулентності.

Злиття:

$$S_{Ci} = (\rho_d r_d)^2 \left(\frac{1}{2} \sum_{j \le i} \sum_{k \le i} C_{jk} f_j f_k \frac{m_j + m_k}{m_j m_k} X_{jki} - \sum_j C_{ij} f_i f_j \frac{1}{m_j} \right)$$

де C_{ij} - швидкість злиття для групи *i* в групі *j*, X_{jki} - матриця маси (об'ємна доля маси в результаті злиття між *j* і *k*, які переходять в *i*).

Злиття - Prince & Blanch модель. Розрахунки для зіткнень за рахунок турбулентності і плавучості. Коефіцієнт турбулентної плавучості типово дорівнює 0.25-1.0. Розпад - Luo & Svendsen модель. Розрахунки для моделі розпаду за рахунок дії турбулентності. Коефіцієнт типово дорівнює 1.0.

При розрахунках використовується 20 кроків за часом за одне обертання; перша рідина: Азот (N2) у якості ідеального газу, полідисперсна рідина – нульове рівняння дисперсної фази; друга рідина: Мастило ISO VG, суцільне середовище; k-ε модель турбулентності; рівняння повної енергії; розмір бульбашок (Група 1- Група 6) - мінімальний діаметр – 0,005 мм, максимальний діаметр – 0.05 мм; без плавучості і з плавучістю; базова густина – 1.1 кг/м^3; модель розпаду – Luo and Svendsen, модель злиття – Prince and Blanch;

коефіцієнт поверхневого натяжіння – 0.035 Н/м; інтерфейс передачі - модель частинки; сила опору – Schiller Naumann; турбулентна передача – Sato Enhanced Eddy Viscosity; теплопередача – Ranz Marshall; попередня закрутка - Va/Vt=0.5, Va/V=0.8944, Vt/V=0.4472; коефіцієнт втрат на вході – 0.25; температура – 298 К; тиск на вході – 70e5 Па; тиск на виході – 0 Па; базовий тиск – 1e5 Па; рівняння циліндричної прецесії - $e_y=\delta\sin\omega t$, $e_x=\delta\cos\omega t$, ексцентриситет - δ=2e-5 м; 30 комірок у зазорі, 647680 гекса комірок в моделі шпаринного ущільнення, дисперсна фаза з однорідною рідиною; багатофазна рідина Ейлера, MUSIG модель балансу популяцій. Крім того, задається об'ємна доля газу (рідини) на вході, об'ємна доля газу (рідини) на виході. Розглядається нестаціонарна задача з деформацію сітки, граничні умови на стінці: прилипання, гладка, логарифмічний закон стінки, схема дискретизації другого порядку. Геометрія шпаринного ущільнення, робочі параметри і властивості компонентів суміші наведені у таблиці 3.5.

Розрахунки проведені для декількох моделей двухфазного середовища, гідродинамічних сил, що діють у зазорі шпаринного ущільнення на двуфазній суміші та граничних умов:

- однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції з k-ε моделлю турбулентності без урахування сил, які не є силами опору (підйомна сила, сила змащення стінки, сила турбулентного розсіювання) з попередньою закруткою на вході (CFD MUSIG PolyDisp);

- однорідна дисперсна модель без урахування сил, які не є силами опору з попередньою закруткою на вході (CFD Disp);

- однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції без попередньої закрутки на вході (CFD MUSIG w/o Pre-swirl);

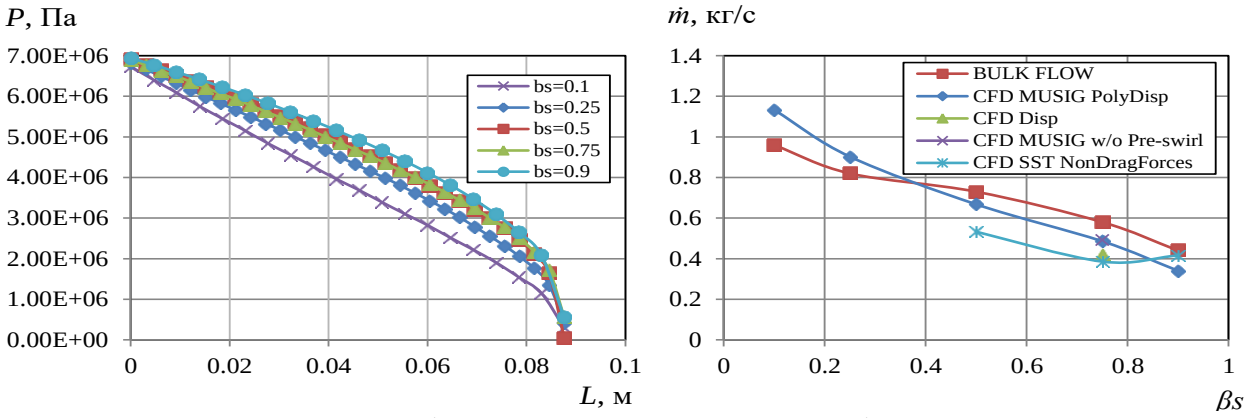
- однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції з SST моделлю турбулентності з урахування сил, які не є силами опору (CFD SST NonDragForces);

- модель інтегральних характеристик потоку (BULK FLOW).

Таблиця 3.5 - Геометрія шпаринного ущільнення, робочі параметри і властивості компонентів суміші

Кутова швидкість ротора, Ω	1047 рад/с	10000 об/хв	
Діаметр, D	116,8 мм	Температура на вході	298 К
Довжина, L	87,6 мм	Тиск на вході, P_S	70e5 Па
Зазор, h	126,7 мкм	Тиск на виході, P_a	0 атм
Коефіцієнт втрат тиску на вході, ξ	0,25	Коефіцієнт попередньої закрутки на вході, α	0,50
Фізичні властивості	Суміш Мастило ISO VG 2	при P_S, T_S	Азот (N2)
В'язкість, μ	2,14 с-Пуазель	В'язкість, μ	0,0182 с-Пуазель
Густина, ρ	784 кг/м^3	Густина, ρ	80,2 кг/м^3
Об'ємний модуль, κ	20,682 атм	Молекулярна вага	28
Коефіцієнт поверхневого натяжіння, S	0,035 Н/м	Коефіцієнт стиснення, Z	1,001
Тиск пароутворення	0,010 атм	$\gamma = C_P/C_V$	1,48
Швидкість звуку, v_s	1624 м/с	Швидкість звука, v_s	361 м/с
		Густина при P_a, ρ_a	1,1 кг/м^3
Об'ємна доля суміші βs змінюється (0-1,0)			

Оцінювання прямих і перехресних жорсткостей та демпфувань при зміненні частоти циліндричної прецесії Ω проводиться за першими двома рівняннями (3.6).



а) *б)*

Рисунок 3.18 - Осьовий профіль тиску *(а)* і витоки в ущільненні (масова витрата) *(б)* в залежності від об'ємної долі газу на вході βs

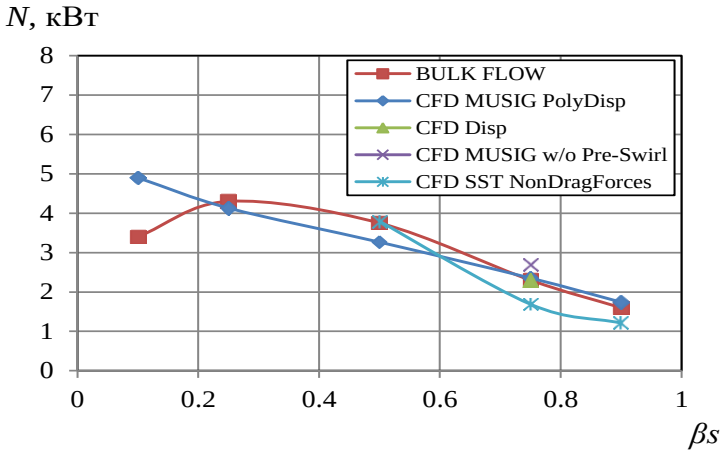
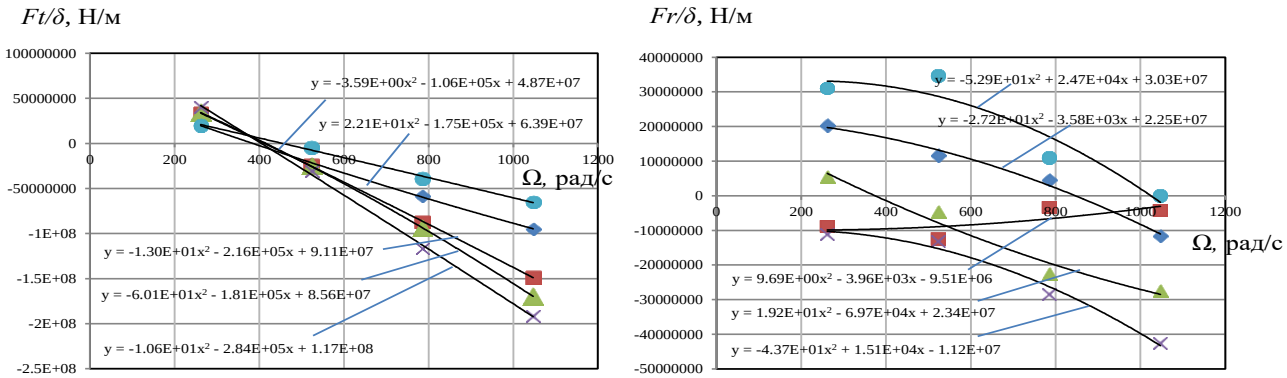
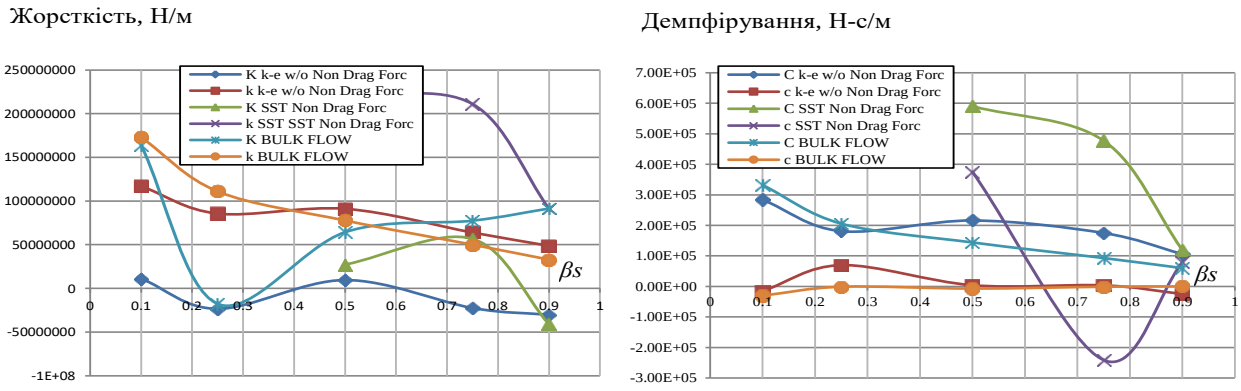


Рисунок 3.19 - Втрати потужності на тертя в залежності від об'ємної долі газу на вході (βs)



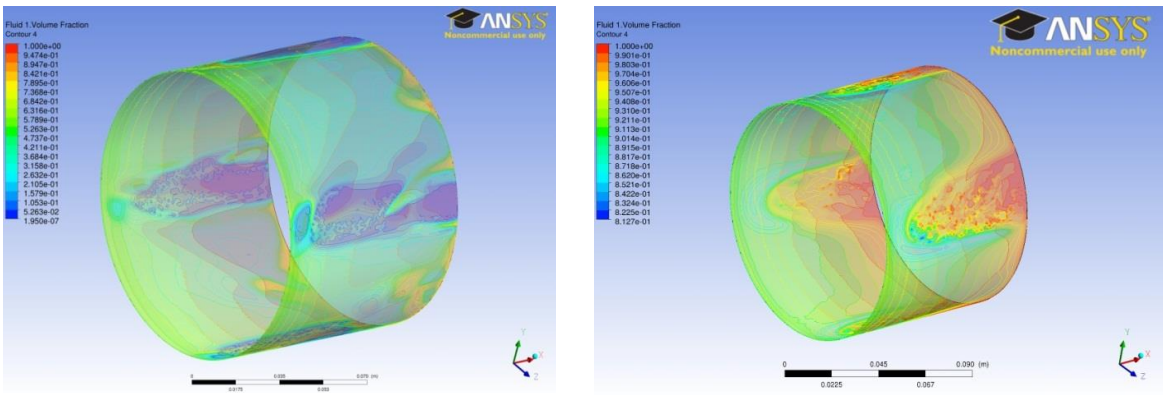
а) *б)*

Рисунок 3.20 - Відносна тангенціальна *(а)* та радіальна *(б)* сили в залежності від частоти прецесії (Ω)

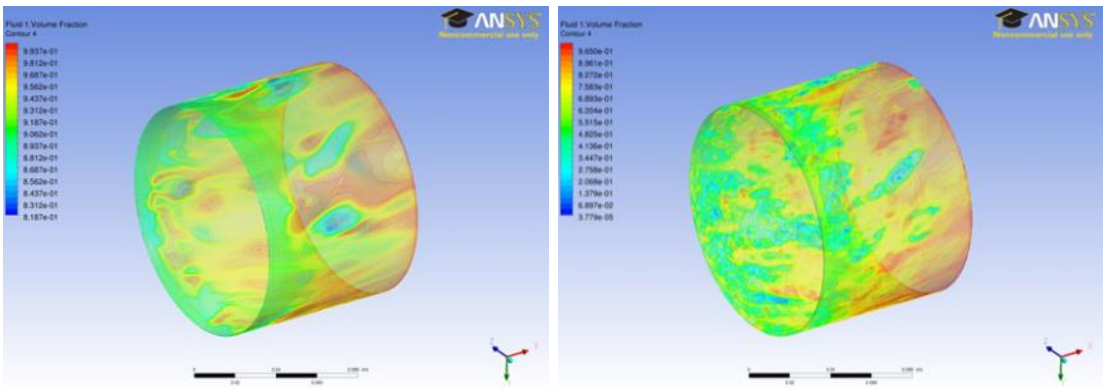


а) *б)*

Рисунок 3.21 - Коефіцієнти жорсткості *(а)* і демпфування *(б)* ущільнення в залежності від об'ємної долі газу на вході (βs)



а) *б)*



в) *г)*

Рисунок 3.22 - Розподіл об'ємної долі бульбашок азоту (N2): *(а)* полідисперсна k-ε модель турбулентності без урахування сил, які не є силами опору (βs=0,5), *(б)* полідисперсна k-ε модель турбулентності без урахування сил, які не є силами опору (βs=0,9), *(в)* полідисперсна SST модель турбулентності з урахуванням сил, які не є силами опору (βs=0,5), *(г)* полідисперсна SST модель турбулентності з урахуванням сил, які не є силами опору (βs=0,9)

Результати розрахунків двохфазної течії у шпаринному ущільненні наведені на рис. 3.18-3.22. Осьовий профіль тиску в ущільненні в залежності від об'ємної долі газу на вході *βs* приведений на рис. 3.18 *а*. При збільшенні газу у рідині епюра тиску в ущільненні наповнюється і приближується до епюри, яка характерна для течії газу. Порівняння результатів розрахунків для різних моделей течії двохфазної рідини показує, що за інтегральними характеристиками: витоками в ущільненні (рис. 3.18 *б*), втратами потужності на тертя (рис. 3.19), відносній радіальній і тангенціальній силам (рис. 3.20 *а,б*),

коефіцієнтами жорсткості та демпфірування (рис. 3.21 *а,б*) більш близьке співпадіння з моделлю інтегральних характеристик потоку дає однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяцій з k-ε моделлю турбулентності без урахування сил, які не є силами опору з попередньою закруткою на вході (CFD MUSIG PolyDisp). Але картина розподілу об'ємної долі бульбашок азоту для однорідної полідисперсної MUSIG моделі балансу популяції з SST моделлю турбулентності з урахування сил, які не є силами опору (CFD SST NonDragForces) (рис. 3.22 *в, г*) має більш рівномірний розподіл бульбашок газу ніж картина розподілу показана на рисунку 3.22 *а,б*. Аналіз результатів розрахунків показує, що бульбашки з більшим розміром знаходяться на більшій частині ущільнення вздовж його довжини, тільки ближче до виходу збільшується доля дрібних бульбашок, а бульбашки з максимальним розміром (Група 6) зовсім зникають. При об'ємній долі бульбашок на вході (βs=0.75) процес зменшення великих бульбашок і збільшення дрібних починається раніше, десь з середини шпаринного ущільнення. А кількість дрібних бульбашок (Група 1) має максимальне значення на виході. Максимальний розмір бульбашок знаходиться на середньому радіусі на виході з ущільнення.

Оцінювання прямих і перехресних жорсткостей та демпфувань по формулам (3.6) було виконано за допомогою квадратичної апроксимації поліномом другого порядку залежностей для радіальної та тангенціальної сил при чотирьох різних значеннях частот циліндричної прецесії Ω (рис. 3.20 *а,б*).

3.2.2 Висновки

1. Виконаний нестаціонарний CFD аналіз за допомогою програми ANSYS CFX для шпаринних ущільнень з рідинногазовим середовищем, граничні умови включають моделювання циліндричної прецесії валу з деформацією сітки.

2. Визначені витоки, втрати потужності на тертя, радіальні і тангенціальні сили, динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфування для двофазних шпаринних ущільнень.

3. Проведено порівняння CFD моделей двохфазної течії з моделлю інтегральних характеристик потоку (BULK FLOW).

4. Аналіз результатів розрахунку показав, що бульбашковий потік у шпаринному ущільненні має дуже складне явище (розподіл бульбашок різного діаметра відбувається в осьовому, радіальному та окружному напрямках). В розрахункових моделях необхідно враховувати дію сил, що не є силами опору (підйомну силу, силу змащення стінки, турбулентну силу розсіювання) в однорідній Ейлер-Ейлер полідисперсній з багатьма групами розмірів (MUSIG) моделі балансу популяцій, що дозволить побачити реальну картину фізичного процесу, який має місце, та більш точніше визначити динамічні коефіцієнти у двохфазному шпаринному ущільненні.

3.3 CFD-аналіз статичної та динамічної стійкості ротора в трьохшпаринних ущільненнях

3.3.1 Розрахункові дослідження в стаціонарній постановці

Для дослідження гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах трьохшпаринного ущільнення (рис. 1.1) використовувався програмний комплекс ANSYS CFX, в якому за допомогою метода скінченних об’ємів елементів розв’язувалися рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом турбулентної течії нестисливої рідини, які замикались k-ε моделлю турбулентності з інтенсивністю на вході 5%. Розглядалась ізотермічна течія рідини (води). Точність використання вищенаведеної моделі турбулентної течії підтверджується наявними в літературі результатами розрахунків шпаринних ущільнень [46],[47],[102]. При не обертовому валу, в стаціонарній постановці, розглядалось радіальне зміщення вала без урахування його власного обертання.

Розрахункова сітка створювалась в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу Sweep (рис. 3.23). По товщині зазору було задано 30 елементів. Для перевірки якості сітки виконувалась перевірка сіткової незалежності величини витоків та радіальної гідростатичної сили від кількості

комірок сітки (рис. 3.24 *а,б*). При чому, максимальна похибка усталених результатів розрахунку витоків дорівнювала 0.3 %, а усталених результатів розрахунку радіальної гідростатичної сили дорівнювала 3 %. В результаті розрахункова сітка складалася приблизно з 7,5 млн. елементів. Проводилося згущення розрахункової сітки в пристінкових шарах. Якість сітки контролювалася розподілом безрозмірного параметра y^+ уздовж стінок пари тертя, який змінювався від 20 до 50, а також параметрами Orthogonal angle=24.5-89 і Aspect ratio=29-220 для всіх розглянутих конструкцій трьохшпаринних ущільнень. Забезпечувалася збіжність процесу розрахунку за основними рівняннями з точністю $1 \cdot 10^{-5}$. Величини похибки збіжності розрахунку за величиною витоків дорівнювала 0.03-0.12 % і за величиною гідростатичної радіальної сили - 0.29-2.56 %.

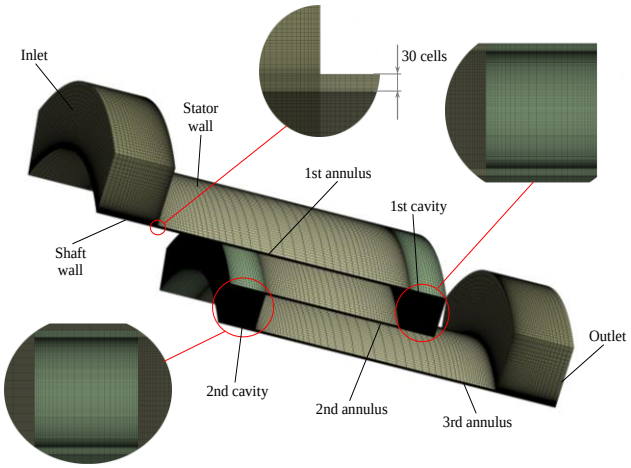
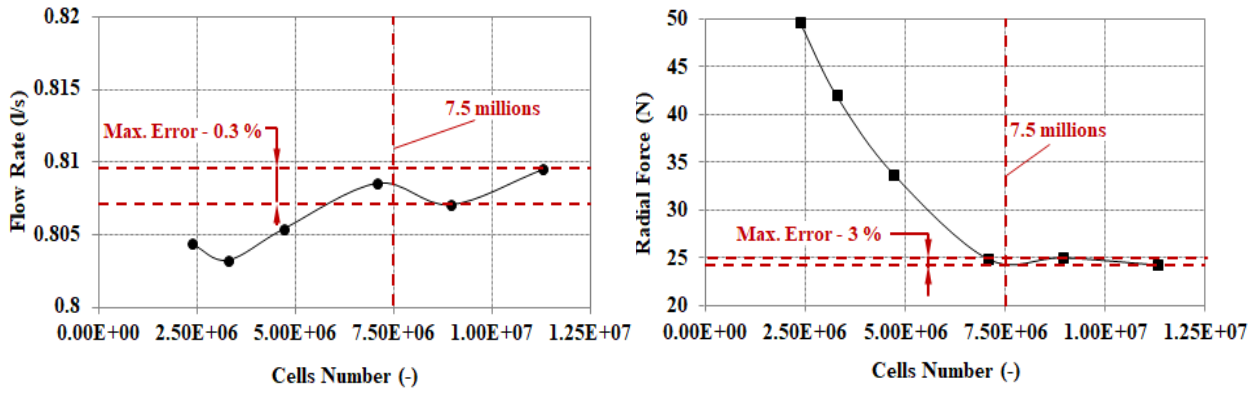


Рисунок 3.23 - Розрахункова сітка та граничні умови



а) *б)*

Рисунок 3.24 - Залежність витоків *(а)* та радіальної гідростатичної сили *(б)* від кількості комірок сітки

Визначення розподілу гідростатичного тиску по довжині ущільнення є важливим для пояснення величини і направлення гідростатичної сили. Як відомо, статична стійкість вала в шпаринному ущільненні визначається наявністю центруючої гідростатичної сили. Ефект Ломакіна пояснює ефект центрування вала локальними вхідними втратами та падінням тиску за рахунок тертя на стінці вздовж ущільнення.

Падіння тиску на вході ущільнення через раптове прискорення рідини визначається [40]

$$P_{in} - P(Z=0) = \frac{\rho(1+\xi)W^2(Z=0)}{2} \tag{3.7}$$

P_{in} - вхідний тиск, $P(Z{=}0)$ і $W(Z{=}0)$ - тиск і осьова швидкість на вході ущільнення, коефіцієнт втрат на вході ξ, ρ - густина рідини.

Падіння тиску по довжині шпарини

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{h} \rho W^2 \tag{3.8}$$

λ – коефіцієнт втрат на тертя, який є функцією числа Рейнольдса, l – довжина ущільнення, h – радіальний зазор.

Величину тиску на виході можна отримати за формулою

$$P(Z=l) + \frac{\rho(1-\xi_e)W^2(Z=l)}{2} = P_{out} \tag{3.9}$$

$P(Z{=}l)$ і $W(Z{=}l)$ – тиск і осьова швидкість на виході з ущільнення, ξ_e – коефіцієнт відновлення тиску на виході, P_{out} – вихідний тиск.

Важливим вихідним параметром для розрахунку шпаринного ущільнення є об’ємні витрати, які визначаються розрахунком інтегралу у кожній точці інтегрування вихідної граничної поверхні [59]:

$$Q = \int_A U_{ip}\, dA \tag{3.10}$$

де U_{ip} є компонент вектора швидкості перпендикулярний до вихідної граничної поверхні площею A.

При розрахунку задавались наступні граничні умови: температура води на вході – 25 °С, величина вхідного тиску рідини до $1{\cdot}10^6$ Па, величина тиску на

виході з ущільнення 0 Па. Гранична умова стінок - стаціонарні стінки з відсутністю ковзання. Змінювався осьовий розмір з'єднувальних камер l_2=l_4 від 1 мм до 3 мм та радіальні зміщення вала від 0.04 до 0.16 мм. Основні термодинамічні властивості води: температура, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина приймались постійними.

3.3.2 Розрахункові дослідження в нестаціонарній постановці та ідентифікація динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування

При розв'язанні задачі в нестаціонарній постановці моделювалась пряма синхронна прецесія вала за круговою орбітою. Для стабілізації збіжності розрахунків та визначення величини гідродинамічних сил в ущільненні розглядались чотири повних обертання вала. На рис. 3.25 схематично показаний прецесійний рух вала та сили реакції, які виникають в мастильному шарі на кожній шпарині трьохшпаринного ущільнення.

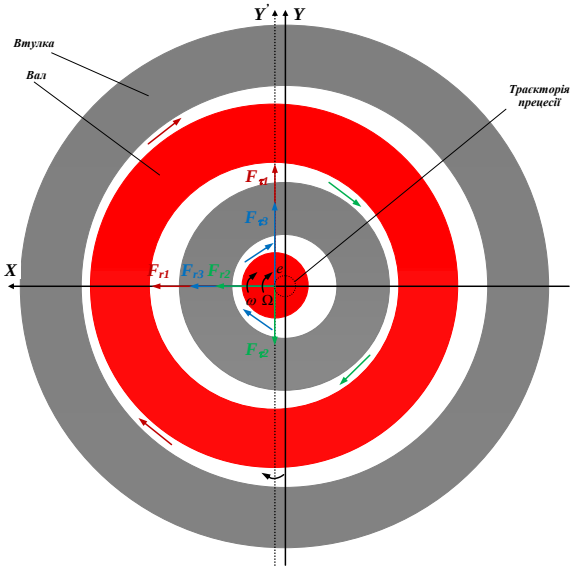


Рисунок 3.25 - Рух вала в трьохшпаринному ущільненні та сили реакції мастильного шару

При зміщені вала із нульового положення (вісь Y) на величину ексцентриситету e (вісь Y') в сторону позитивного напрямку осі X при обертанні і прецесії вала за часовою стрілкою в кожній із трьох шпарин виникають радіальні і тангенціальні сили реакції. Напрямок осей та гідродинамічних сил вибрано таким чином, що децентруюча сила F_r направлена в сторону

радіального руху вала від центру нерухомого корпусу, а дестабілізуюча сила F_τ направлена в сторону обертання вала. Для першої і третьої шпарин сили F_{r1}, F_{r3} *і* $F_{\tau 1}$, $F_{\tau 3}$ направлені у позитивному напрямку осей X і Y відповідно. И для другої шпарини, в якій зазор утворюється зовнішньою нерухомою поверхнею втулки і внутрішньою обертальною поверхнею вала, и незважаючи на присутність негативного ексцентриситету $-e$ втулки відносно валу, децентруюча радіальна сила F_{r2}, яка зменшує мінімальний зазор, направлена також у позитивному напрямку осі X. Тангенціальна сила $F_{\tau 2}$ на відміну від попередніх шпарин направлена навпаки у сторону негативного напрямку осі Y. Тобто якщо для другої шпарини тангенціальна сила $F_{\tau 2}$ є дестабілізуючою, то для всієї конструкції вона стабілізуюча. Тому за своєю суттю тангенціальна сила на другій шпарині повинна зменшувати загальне закручення потоку в ущільненні.

Ротородинамічні коефіцієнти представляють собою компоненти сил реакції F_r, F_τ в ущільненні при прецесійному русі вала навколо центра з малою величиною ексцентриситету e при прямій синхронній прецесії (3.1) [44]. Модель враховує інерцію рідини через прямий віртуальний масовий член M і перехресний віртуальний масовий член m та використовується для відносного ексцентриситету ε= 0,1 за умови, що динамічні коефіцієнти відносно незалежні від ексцентриситету. Орбіта руху вала описується залежностями (3.2).

Для визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфування ущільнення виконувалось чотири розрахунки циліндричної прецесії вала при частотах прецесії Ω_i, i = 1, 4. За результатами розрахунків гідродинамічних сил

$$F_x = F_r = R\int_0^l\int_0^{2\pi} P\,cos\theta d\theta dZ$$
$$F_y = F_\tau = R\int_0^l\int_0^{2\pi} P\,sin\theta d\theta dZ \qquad (3.11)$$

проведена апроксимація радіальної сили F_r – поліномом другого порядку відносно частоти прецесії, та тангенціальної сили F_τ – поліномом першого

порядку. Коефіцієнтами цих поліномів є динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфування ущільнення (3.6) [45].

Стабілізуючу або дестабілізуючу дію будь-якого шпаринного ущільнення на вал можна визначити за значеннями коефіцієнтів частоти прецесії f_w і ефективного демпфування C_{eff}, які отримані дотримуючись припущення про синхронну прецесію вала [63].

Коефіцієнт частоти прецесії визначається відношенням перехресної жорсткості до прямого демпфірування і частоти обертання вала у наступному вигляді:

$$f_w = k/C\omega \tag{3.12}$$

Умова динамічної стійкості вала в ущільнені за параметром f_w [58]:

$$\begin{cases} \forall(0 < f_w \leq 1) \rightarrow \text{стійкість і } f_w = C\omega/k \ if \ f_w(C < 0, k < 0) \\ (f_w < 0) \rightarrow \text{стійкість } if \ f_w(k < 0, C > 0) \\ \forall(f > 1) \rightarrow \text{нестійкість} \end{cases} \tag{3.13}$$

Коефіцієнт ефективного демпфування дорівнює [57]

$$\mathrm{C}_{eff} = C(1 - k/C\omega) \tag{3.14}$$

$\forall$ (C_{eff}>0) $\Rightarrow$ стабілізуючий вплив; інакше дестабілізуючий (3.15)

При розрахунках f_w і C_{eff} частота обертання вала ω=3000 об/хв дуже близька до власної частоти роторної системи установки ω=2960 об/хв.

В таблиці 3.6 зведені дані відносно параметрів стаціонарної і нестаціонарної задачі та граничних умов.

Таблиця 3.6 - Параметри задачі та граничні умови

Параметр	Величина
Модель середовища	Нестислива ізотермічна течія
Модель турбулентності	k-ε
Вхідний тиск, P_{in}	$1{\cdot}10^6$ Па
Вихідний тиск, P_{out}	0 Па
Вхідна температура, T_{in}	25 ºС
Величина радіального зміщення вала, e	0.04,0.08...0.16 мм
Величина прецесії вала, e	0.02 мм
Частота обертання вала, ω_i	2000, 3000 об/хв
Частота прецесії, Ω_i	2000, 3000...5000 об/хв
Рідина	Вода
Динамічна в’язкість	$8.899{\cdot}10^{-4}$ Па/с
Густина	997 кг/м^3

3.3.3 Аналіз порівняння результатів розрахункових та експериментальних досліджень конструкцій ThASIC і ThASDC

3.3.3.1 Результати числових досліджень з не обертовим валом. Із рисунку 3.26 *а* видно, що для конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм при збільшенні радіального зміщення вала *е* з 0 до 0.16 мм зменшується місцеве падіння тиску на вході (3.7) в місці максимального зазору та незначно зменшується місцеве падіння тиску на вході в місці мінімального зазору першої шпарини. Також зменшується падіння тиску по довжині (3.8) максимального зазору та дещо збільшується падіння тиску по довжині мінімального зазору першої шпарини. Відновлення тиску на виході (3.9) суттєво зменшується, тобто зменшується осьова швидкість *W* в місці максимального зазору, а в результаті збільшується децентруюча сила на першій шпарині. Зменшується падіння тиску на вході (3.7), але збільшується падіння по довжині (3.8) максимального зазору другої шпарини. Зменшується падіння тиску на вході (3.7), падіння тиску по довжині (3.8) та відновлення тиску на виході (3.9) мінімального зазору другої шпарини. Також збільшується децентруюча сила на другій шпарині. Збільшується центруюча сила на третій шпарині більшою мірою за рахунок зменшення та збільшення тиску на вході в третю шпарину в місці максимального та мінімального зазорів відповідно. Тобто за рахунок впливу другої шпарини. При цьому, більше змінення осьової швидкості *W* відбувається в частині трьохшпаринного ущільнення з більшим зазором. Як було зазначено вище, числові розрахунки добре підтверджуються експериментальними результатами (Розділ 2) і підтверджують той факт, що трьохшпаринному ущільненні з невеликим осьовим розміром з'єднувальної камери виникає децентруюча сумарна радіальна сила, яка збільшується зі збільшенням радіального зміщення вала.

Збільшення осьового розміру з'єднувальної камери (рис. 3.26 *б, г*) при збільшенні радіального зміщення вала *е* в конструкціях ThASIC і ThASDC призводить основним чином до зменшення розподілу тиску у місці максимального зазору на першій шпарині, та до збільшення розподілу тиску у

місці максимального зазору на другій та третій шпаринах. Дещо зменшується розподіл тиску у місці мінімального зазору на другій та третій шпаринах.

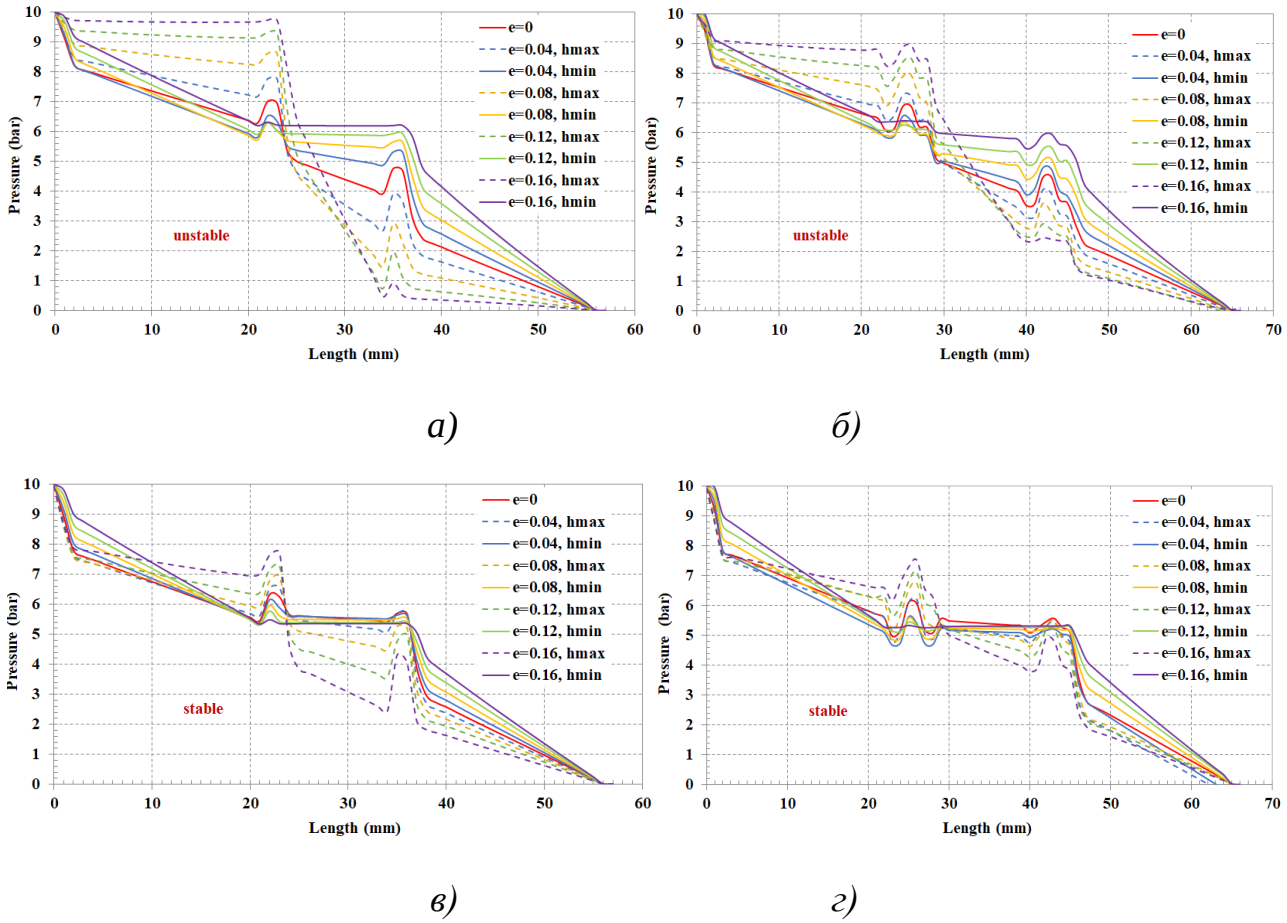
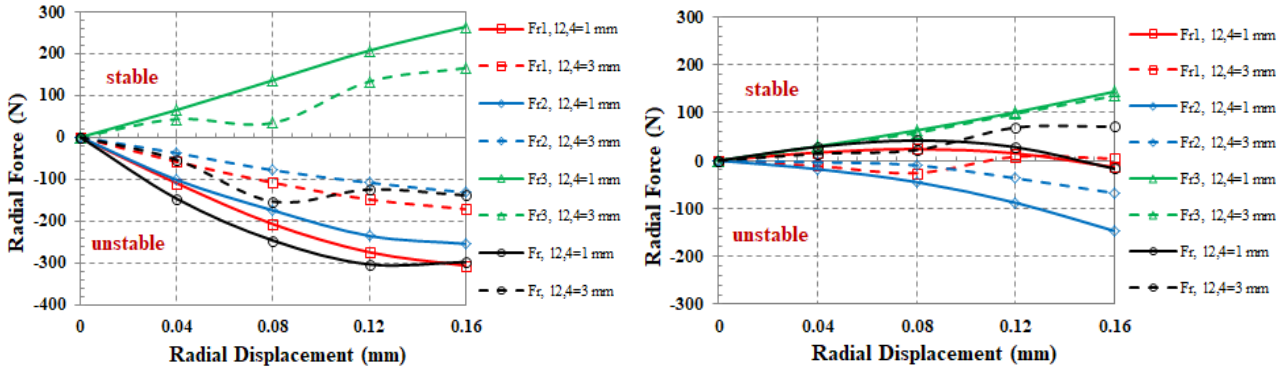


Рисунок 3.26 - Розрахунковий розподіл гідростатичного тиску по довжині конструкцій ущільнень при різних радіальних зміщення вала і вхідному тиску P_{in}=1·10^6 Па: конструкція ThASIC при $l_{2,4}$=1 мм *(а)*, конструкція ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм *(б)*, конструкція ThASDC при $l_{2,4}$=1 мм *(в)*, конструкція ThASDC при $l_{2,4}$=3 мм *(г)*

Збільшення удвічі радіального зазору другої шпарини у конструкції ThASDC (рис. 3.26 *а, в*) при збільшенні радіального зміщення вала *e* суттєво зменшується розподіл тиску у місці максимального зазору та збільшується падіння тиску у місці мінімального зазору на першій шпарині. На другій та третій шпаринах значно збільшився розподіл тиску в місці максимального зазору та зменшилось падіння тиску у місці мінімального зазору. Збільшення осьового розміру з'єднувальної камери від 1 до 3 мм у конструкції ThASDC

(рис. 3.26 *в, г*) призвело до ще дещо більшого падіння тиску у місці мінімального зазору на першій шпарині та до ще дещо меншого падіння тиску у місці максимального зазору на другій та третій шпаринах. Зменшується величина відновлення тиску на виході (3.9) з другої шпарини. Зі збільшенням радіального зміщення вала *e* збільшується величина відновлення тиску на виході (3.9) другої шпарини в місці максимального зазору для конструкції ThASDC при $l_{2,4}$=1, 3 мм (рис. 3.26 *в, г*).

Як відомо, статична стійкість вала в шпаринному ущільненні визначається позитивним знаком радіальної гідростатичної сили, яка є центруючою (рис. 3.26 *в, г*). Так для конструкції ThASIC (рис. 3.27 а) при осьовій довжині камер $l_{2,4}$=1, 3 мм позитивна центруюча сила присутня тільки для третьої шпарини. Для конструкції ThASDC (рис. 3.27 *б*) негативна децентруюча сила присутня тільки для другої шпарини, і для першої шпарини при радіальному зміщенні вала 0.04 та 0.08 мм для конструкції з осьовою довжиною камери $l_{2,4}$=3 мм та для конструкції з осьовою довжиною камери $l_{2,4}$=1 мм при радіальному зміщенні вала 0.16 мм. Сумарна радіальна сила також має негативну величину при радіальному зміщенні вала 0.16 мм. Тобто вал може втратити стійкість при достатньо великому ексцентриситеті (рис. 3.26 *в* і 3.27 *б*).



а) *б)*

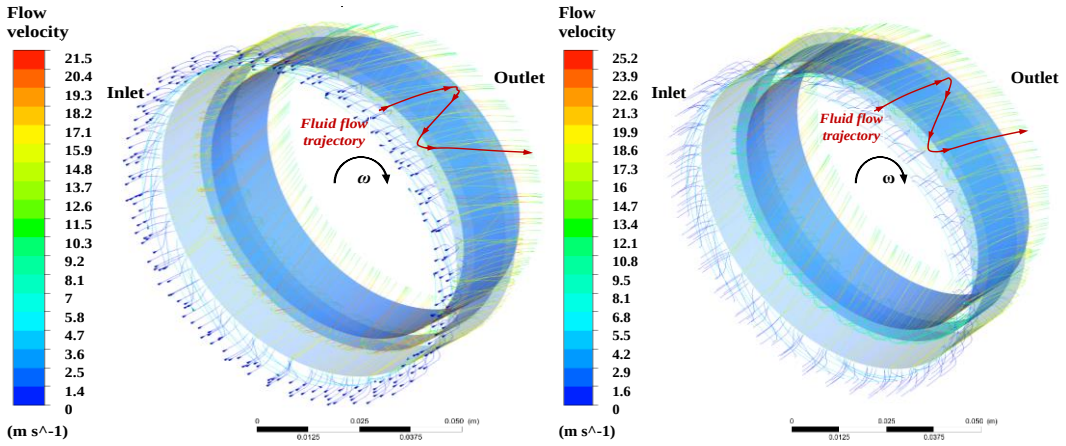
Рисунок 3.27 - Розрахункова залежність гідростатичної сили від радіального зміщення вала при вхідному тиску P_{in}=1·10^6 Па для кожної шпарини конструкцій: ThASIC при $l_{2,4}$=1,3 мм *(а)* і ThASDC при $l_{2,4}$=1,3 мм *(б)*

Для конструкції ThASIC (рис. 3.27 *а*) негативні сили на першій та другій шпаринах збільшуються в залежності від радіального зміщення вала е від 0.04 до 0.16 мм. При чому при збільшенні осьового розміру з'єднувальної камери з 1 на 3 мм приблизно на 50 % менші значення радіальної децентруючої сили. Як вже було зазначено, радіальна сила на третій шпарині є центруючою та збільшується з підвищенням радіального зміщення вала. Сумарна радіальна сила є негативною як для осьового розміру камери 1 мм, так для осьового розміру камери 3 мм.

Для конструкції ThASDC (рис. 3.27 *б*) отримано майже в два рази менші значення як радіальної децентруючої, так і центруючої сил. За рахунок збільшення у два рази величини радіального зазору другої шпарини, зменшились значення децентруючих сил на першій та другій шпаринах. На першій шпарині, при осьовому розмірі камери 1 мм радіальна сила має позитивну величину при радіальному зміщенні вала 0.04-0.12 мм, а при осьовому розмірі камери 3 мм радіальна сила стає позитивною при 0.12-0.16 мм. Радіальні сили при осьових розмірах з'єднувальної камери 1 та 3 мм на третій шпарині майже не відрізняються між собою і мають позитивну величину. Як було зазначено вище, сумарна радіальна сила для двох осьових розмірів з'єднувальних камер має позитивну величину, лише для осьового розміру з'єднувальної камери 1 мм при радіальному зміщенні вала 0.16 мм радіальна сила має негативну величину.

3.3.3.2 Результати нестаціонарного розрахунку. Лінії току демонструють траєкторію течії рідини у конструкціях ThASIC і ThASDC (рис. 3.28 *а,б*). Порівняння цих конструкцій показує, що на першій шпарині конструкції ThASDC (рис. 3.28 *б*) збільшується осьова швидкість (зменшується кут нахилу ліній току). На другій шпарині навпаки збільшується кут нахилу ліній току, тобто суттєво зменшується осьова швидкість відносно окружної швидкості течії. На третій шпарині відбувається збільшення значення осьової швидкості і

зменшується значення окружної швидкості, тому кут нахилу ліній току зменшується.



а) *б)*

Рисунок 3.28 - Лінії току, які демонструють гідродинаміку течії рідини при вхідному тиску P_{in}=1·10^6 Па і швидкості обертання валу ω=3000 об/хв в конструкціях: ThASIC *(а)* і ThASDC *(б)* при $l_{2,4}$=3 мм

Порівняння полів осьової швидкості конструкцій ThASIC і ThASDC (рис. 3.29 *а-в*) показало, що збільшення ексцентриситету обертового вала від 0.02 до 0.16 мм в конструкції ThASIC (рис. 3.29 *б*) призводить до зниження осьової швидкості як в місці максимального, так і в місці мінімального зазору. Поля максимальної швидкості зміщуються майже симетрично до центру між максимальним і мінімальним зазором, а на третій шпарині ближче до мінімального зазору. Поле окружної швидкості (рис. 3.30 *а-в*) для конструкцій ThASIC і ThASDC на першій та третій шпаринах перерозподіляється в сторону збільшення швидкості в конфузорній частині на вході в мінімальний зазор в сторону обертання вала, та зменшення швидкості в дифузорній частині на виході з мінімального зазору. Таким чином, згідно рівняння Бернуллі [36] може сформуватися тангенціальна сила направлена в сторону зворотну до обертання вала. При цьому, в конструкції ThASIC (рис. 3.29 *б*) при збільшенні ексцентриситету статична стійкість повинна погіршитись, а динамічна стійкість повинна покращитись. Збільшення радіального зазору на другій шпарині (рис. 3.29 *в*) як і в статиці суттєво знижує максимальну осьову швидкість на другій

шпарині, та збільшує осьову швидкість в місці максимального зазору на першій і третій шпаринах. Радіальна сила повинна стати негативною і статична стійкість покращитись. Поле окружної швидкості (рис. 3.30 *в*) на першій і третій шпаринах також дещо більше в конфузорній частині окружного зазору ніж у дифузорній частині. Тому це також може свідчити, про негативну тангенціальну силу, яка підвищує динамічну стійкість вала.

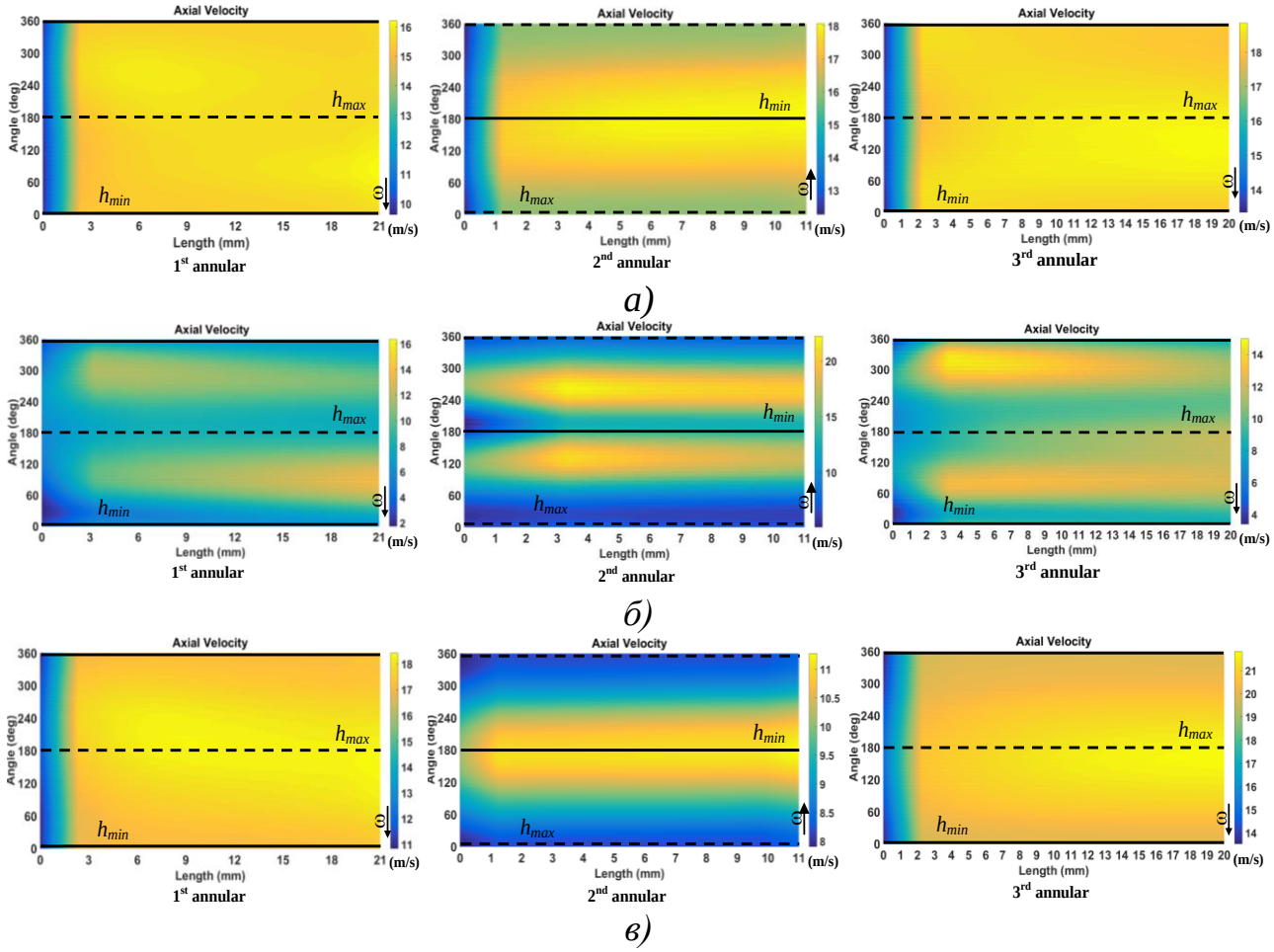


Рисунок 3.29 - Поля осьової швидкості по довжині 1st, 2nd, 3rd шпарин при обертовому валу зі швидкістю обертання ω=3000 об/хв, при радіальному зміщенні вала e=0.02 мм і вхідному тиску P_{in}=1·10^6 Па для конструкцій ущільнень: ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм *(а)*, ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм і e =0.16 мм *(б)*, ThASDC при $l_{2,4}$=3 мм *(в)*

Бачимо, що максимальна окружна швидкість суттєво збільшується при збільшенні ексцентриситету вала (рис. 3.30 *б*) особливо на другій і третій шпаринах. Збільшення радіального зазору другої шпарини (рис. 3.30 *в*) дещо

зменшує максимальну окружну швидкість. На другій шпарині найбільша осьова швидкість присутня в місці мінімального зазору (рис. 3.29 *а,в*), тому радіальна сила повинна бути децентруючою. Поле окружної швидкості (рис. 3.30 *а,в*) на другій шпарині менше в конфузорному каналі на вході в мінімальний зазор ніж в дифузорному каналі на виході з мінімального зазору. Тому тангенціальна сила повинна бути направлена в сторону обертання. В конструкціях ThASIC і ThASDC (рис. 3.29 *а,в* та 3.30 *а,в*) на третій шпарині радіальна сила має бути центруючою, а тангенціальна сила - стабілізуючою за рахунок більшої осьової швидкості в місці максимального зазору і меншої швидкості в дифузорному каналі на виході з мінімального зазору. При чому, можна відмітити, що збільшення радіального зазору другої шпарини має більш суттєвий вплив на осьову швидкість ніж на окружну швидкість.

Аналіз векторної діаграми радіальних і тангенциальних сил, які діють у зазорах трьохшпаринного ущільнення двох конструкцій ThASIC і ThASDC при $l_{2,4}$=3 мм (рис. 3.31 *а,б*) показує, що для конструкції ThASIC (рис. 3.31 *а*) сумарні сили реакції знаходяться у третьому квадранті і сумарна результуюча сила направлена під кутом близько 224 градуси. При цьому, сумарна радіальна сила F_r=24.98 Н є децентруючої, так як направлена в сторону зміщення вала. При цьому, тільки радіальна сила на третій шпарині є центруючою. В конструкції ThASDC (рис. 3.31 *б*) сумарні сили знаходяться в четвертому квадранті і сумарна результуюча сила направлена під кутом близько 310 градусів. Сумарна радіальна сила змінює свій знак F_r=-21.51 Н і стає центруючою. Але дещо меншою за величиною ніж децентруюча сила в конструкції ThASIC. Тільки радіальна сила на другій шпарині у цьому випадку є децентруючою. Сумарні тангенціальні сили конструкції ThASIC і конструкції ThASDC є стабілізуючими та дорівнюють F_τ = -25.15 Н і F_τ = -25.45 Н відповідно. Тільки тангенціальні сили на другій шпарині є дестабілізуючими для цих конструкцій трьохшпаринних ущільнень. Крім того, розподіл гідродинамічного тиску на кожній шпарині показує, що сумарні результуючі сили для першої і третьої шпарин направлені від максимального до

мінімального тиску, а тільки для другої шпарини в зворотному напрямку. При цьому, поля тиску (рис. 3.31) отримані для поперечних перетинів, розташованих в серединних площинах кожної із трьох шпарин.

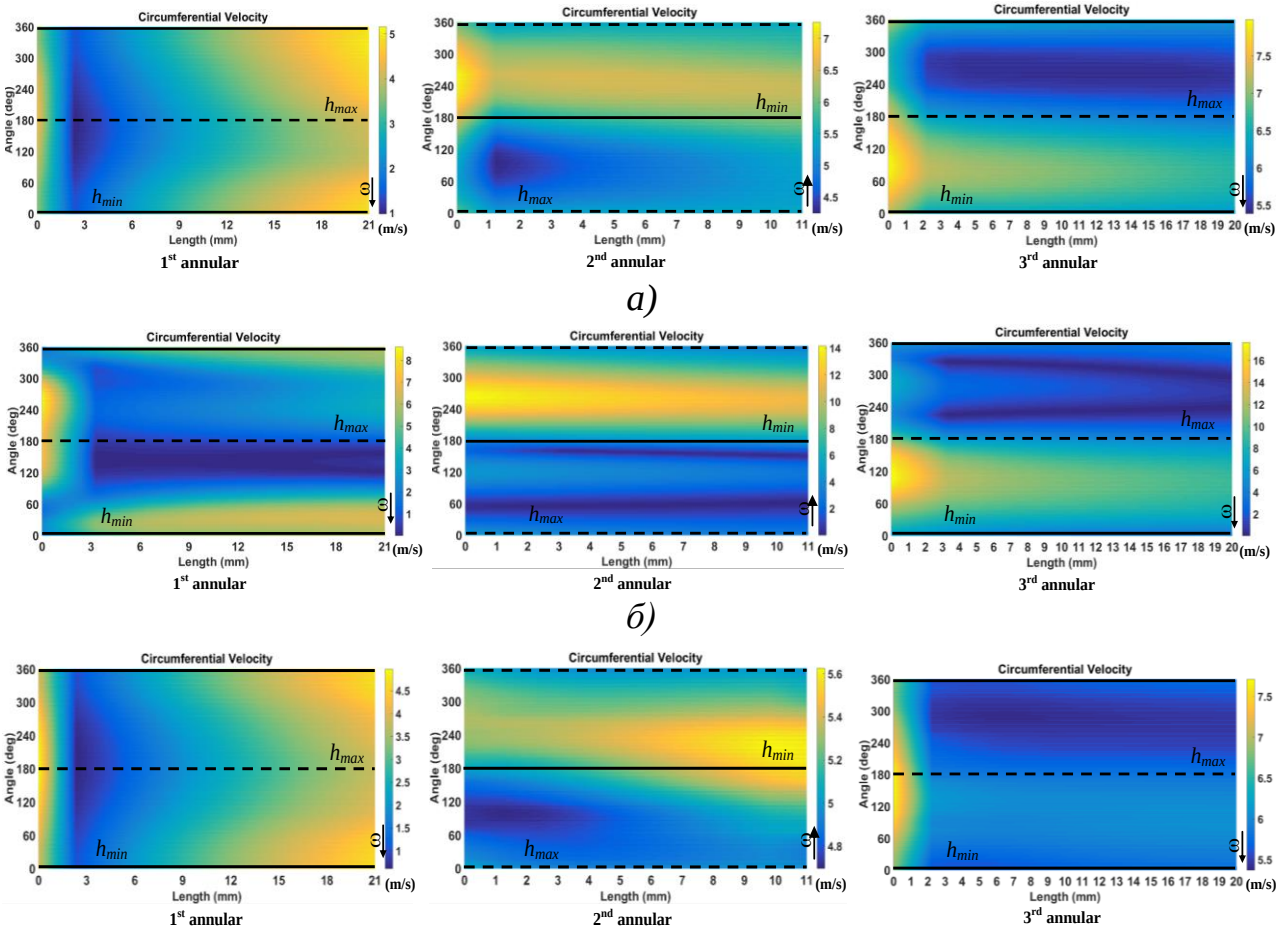
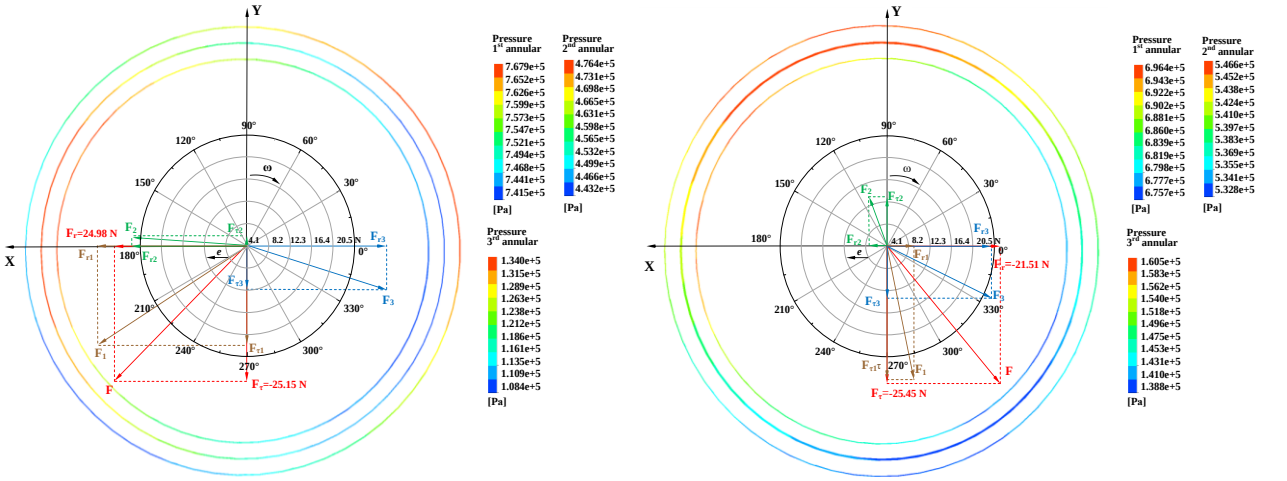


Рисунок 3.30 - Поля окружної швидкості по довжині 1st, 2nd, 3rd шпарин при обертовому валу зі швидкістю обертання ω=3000 об/хв, при радіальному зміщенні вала e=0.02 мм і вхідному тиску P_{in}=1·10^6 Па для конструкцій ущільнень: ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм *(а)*, ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм і e =0.16 мм *(б)*, ThASDC при $l_{2,4}$=3 мм *(в)*

Збільшення ексцентриситету обертового вала до 0.16 мм в конструкції ThASIC призвело до збільшення сумарної радіальної децентруючої та сумарної тангенціальної стабілізуючої сил більше ніж у два рази з F_r=24.98 Н до F_r=52.17 Н і з F_τ = -25.15 до F_τ = -68.48 Н відповідно.



а) *б)*

Рисунок 3.31 - Поля тиску і векторна діаграма радіальних і тангенціальних сил при обертовому валу зі швидкістю обертання ω=3000 об/хв, при радіальному зміщенні вала e=0.02 мм і вхідному тиску P_{in}=1·10^6 Па для конструкцій: ThASIC (*а*) і ThASDC (*б*) при $l_{2,4}$=3 мм

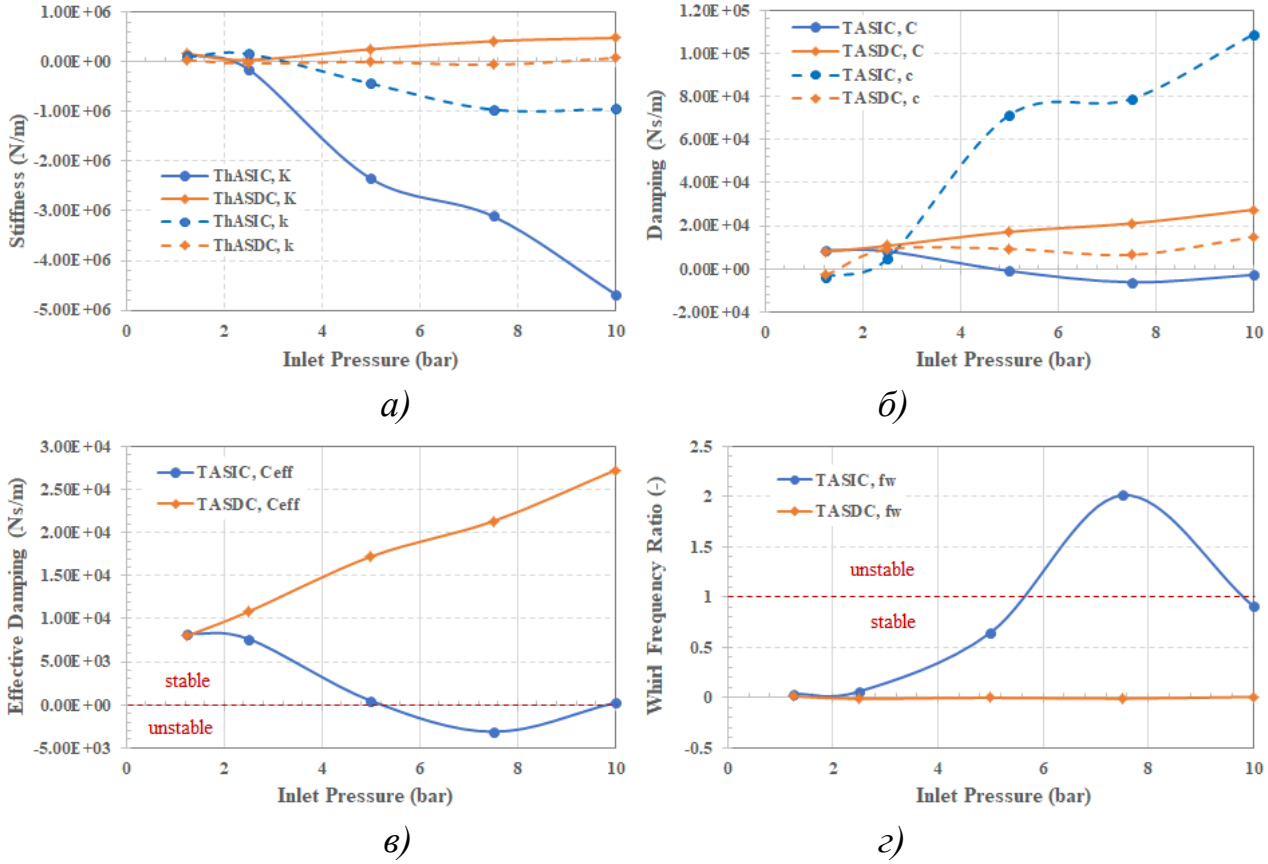
Треба відзначити, що розрахунковий аналіз полів тиску та сил реакції, які діють в зазорах конструкцій ThASIC і ThASDC підтверджує попередньо визначений зв'язок полів осьових і окружних швидкостей (рис. 3.29, 3.30) з величиною і напрямком радіальних і тангенціальних сил, а також підтверджує більш центровану позицію орбіт руху вала в конструкції ThASDC і децентровану позицію орбіт вала в конструкції ThASIC (рис. 2.51), отриманих в експерименті.

Порівняння залежностей динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфірування від величини ущільнювального тиску P_{in} для конструкцій зі збільшеними камерами: ThASIC ($l_{2,4}$=3 мм) при частоті обертання вала ω=3000 об/хв і ThASDC ($l_{2,4}$=3 мм) при частоті обертання вала ω=2000 об/хв, отриманих за допомогою залежностей (3.6), показано на рисунку 3.32 *а,б*. При збільшені ущільнювального тиску P_{in}=1.25-10 бар значно збільшується негативна пряма жорсткість *K* від 1.55E5 до -4.68E6 Н/м в конструкції ThASIC, а в конструкції ThASDC відбувається більш повільне збільшення позитивної прямої жорсткості *K* від 1.63E5 до 4.83E5 Н/м (рис. 3.32 *а*). Перехресна

жорсткість k (рис. 3.32 *а*) в обох конструкціях або має достатньо невелике позитивне значення 3.49E4-16.21E4 Н/м, або має негативну величину, яка збільшується при більших вхідних тисках P_{in}=7.5,10 бар до -9.61E5,-9.48E5 Н/м. Пряме демпфірування C (рис. 3.32 *б*) в конструкції ThASDC підвищується зі збільшенням ущільнювального тиску P_{in} і має позитивну величину до 2.75E4 Нс/м. В конструкції ThASIC пряме демпфірування C є негативним при P_{in}=5-10 бар, і має максимальну величину C=-6.17E3 Нс/м при P_{in}=7.5 бар. Величини перехресного демпфірування c (рис. 3.32 *б*) починаючи з вхідного тиску P_{in}=2.5 бар мають позитивні значення для двох конструкцій ущільнень та збільшуються зі збільшенням ущільнювального тиску P_{in}. Більш різкий ріст має перехресне демпфірування c в конструкції ThASIC до 1.09E5 Нс/м. Як показали числові розрахунки, приєднана маса у всьому діапазоні вхідних тисків P_{in} має позитивні значення від 6.6 до 25.9 кг для конструкції ThASIC, за виключенням вхідних тисків P_{in}=1.25,7.5 бар, при яких конструкція ThASDC має негативні значення приєднаної маси -3.5, -0.6 кг. Максимальна величина приєднаної маси для конструкції ThASDC дорівнює 9.5 кг.

Аналіз динамічної стійкості (рис. 3.32 *в,г*) за коефіцієнтом ефективного демпфіруванням C_{eff} і коефіцієнтом частоти прецесії f_w (3.13), (3.14) показав, що в конструкції ThASDC значення обох вище зазначених параметрів знаходяться у межах динамічної стійкості (3.13), (3.14). При чому, коефіцієнт ефективного демпфірування C_{eff} більше нуля і майже лінійно збільшується від 0.8E4 до 2.73E4 Нс/м зі збільшенням ущільнювального тиску P_{in} від 1.25 до 10 бар. Коефіцієнт частоти прецесії f_w майже не змінюється та близький до нуля. Для конструкції ThASIC коефіцієнт ефективного демпфірування C_{eff} при збільшенні вхідного тиску P_{in} до 7.5 бар зменшується від позитивної величини 0.8E4 і стає менше нуля -3.1E3 Нс/м, а при ущільнювальному тиску 10 бар знову збільшується і наближається до мінімальної величини 0.27E3 Нс/м близької до нуля. Коефіцієнт частоти прецесії f_w навпаки зі збільшенням ущільнювального тиску P_{in} збільшується до максимальної величини 2.0 при тиску P_{in}=7.5 бар, а потім зменшується до величини 0.91 при вхідному тиску P_{in}=10 бар. Динамічна

стійкість забезпечується при менших тисках P_{in}=1.25, 2.5 бар, при P_{in}=5 бар динамічна стійкість починає погіршуватись. При P_{in}=7.5 бар відсутня динамічна стійкість, а при P_{in}=10 бар значення коефіцієнта частоти прецесії f_w близьке до границі стійкості.



а) *б)* *в)* *г)*

Рисунок 3.32 - Залежність динамічних коефіцієнтів прямої K і перехресної k жорсткостей (а), прямого C і перехресного c демпфірувань (б), коефіцієнтів ефективного демпфірування C_{eff} (в) та частоти прецесії f_w (г) від ущільнювального тиску P_{in} для конструкцій ущільнень: ThASIC ($l_{2,4}$=3 мм) при ω=3000 об/хв і ThASDC ($l_{2,4}$=3 мм) при ω=2000 об/хв

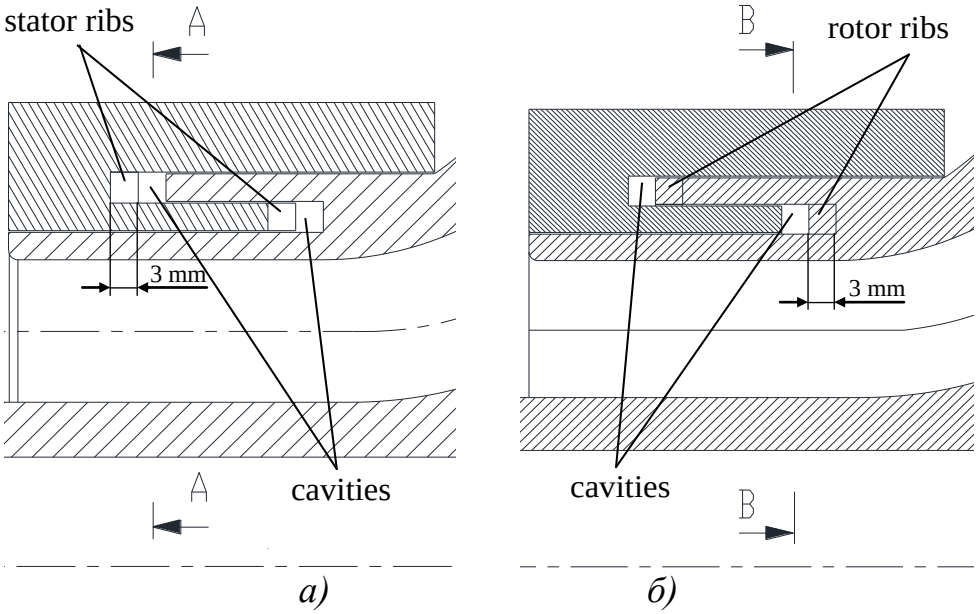
Якщо порівнювати розрахунок (рис. 3.32 *в,г*) з експериментальними кривими амплітудного відклику, то можна побачити, що для конструкції ThASIC у межах гарантованої дінамічної стійкості при вхідному тиску P_{in}=1.25, 2.5 бар критичні швидкості обертання більші за власну критичну швидкість у повітрі (рис. 2.49 а,б), а при збільшенні тиску до P_{in}=5, 7.5, 10 бар (коли коефіцієнти ефективного демпфірування C_{eff} і частоти прецесії f_w або близькі до

границі, або знаходяться в області динамічної нестійкості) критичні швидкості стають меншими ніж власна критична швидкість роторної системи установки у повітрі (рис. 2.49 в-д). Для конструкції ThASDC критичні швидкості обертання вала завжди більші ніж власна критична швидкість роторної системи установки у повітрі (рис. 2.49 а-д), при цьому забезпечується гарантована динамічна стійкість вала у всьому діапазоні вхідних тисків.

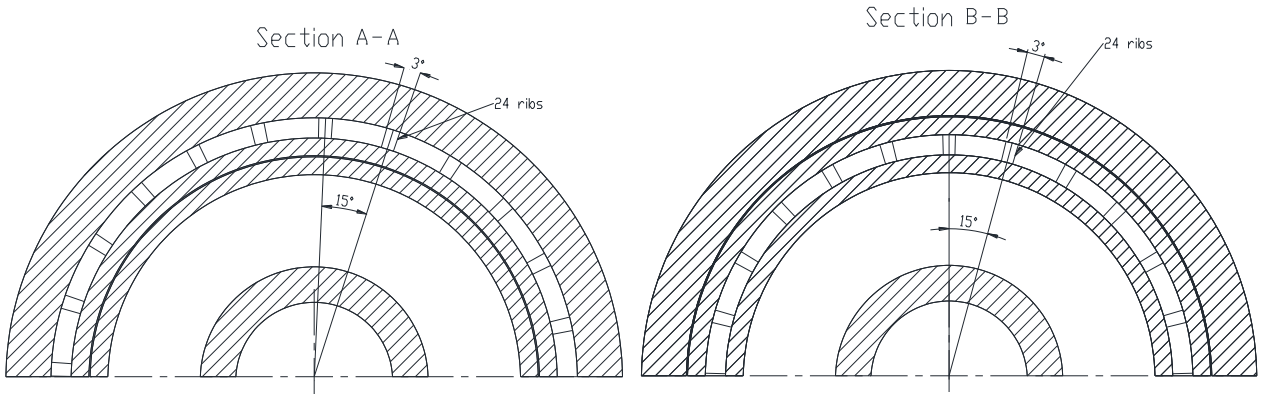
3.3.3.3 Числові дослідження конструкцій трьохшпаринних ущільнень з ребрами в з'єднувальних камерах в нестаціонарній постановці

Описання конструкцій.

З результатів досліджень конструкцій ThASIC і ThASDC стає зрозумілим, що суттєвий вплив на статичну та динамічну стійкість вала в трьохшпаринних ущільненнях мають з'єднувальні камери. Тому доречним є дослідження впливу спеціально встановлених 24 ребер в з'єднувальних камерах, які представляють дві різні конструкції трьохшпаринних ущільнень зі статорними ThAS-SR і роторними ребрами ThAS-RR (рис. 3.33 *а-г*). Всі геометричні розміри зазначених конструкцій ущільнень залишаються подібними до конструкції ThASIC при $l_{2,4}$=3 мм. З тією різницею, що в з'єднувальні камери встановлюються ребра глибиною 3 мм і відповідно осьовий розмір з'єднувальних камер збільшується на 3 мм.



а) *б)*



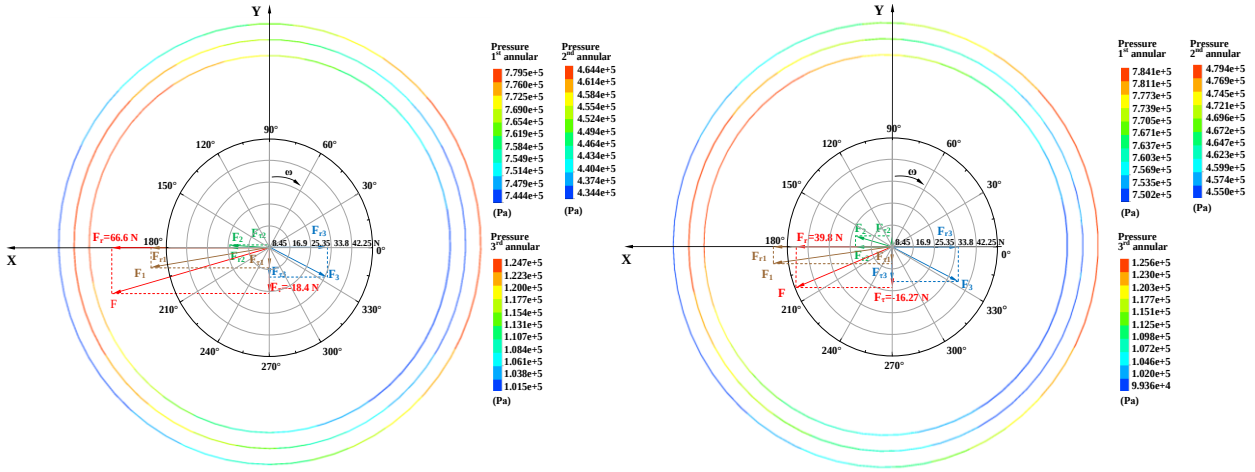
в) *г)*

Рисунок 3.33 - Креслення повздовжнього і поперечного перетину конструкцій з ребрами в з'єднувальних камерах: конструкція ThAS-SR (*а,б*) і конструкція ThAS-RR (*в,г*)

3.3.3.4 Аналіз потоку та радіальних і тангенціальних сил

В конструкції зі статорними ребрами (рис. 3.33 *а,б*) стримується потік в окружному напрямку і переходить в потік в радіальному напрямку. В варіанті конструкції з роторними ребрами збільшується окружний потік (рис. 3.33 *в,г*), але зменшується радіальний потік. Загалом такого роду течія гальмує перетікання рідини від частини попередньої шпарини з максимальним зазором до частини наступної шпарини з мінімальним зазором (перехресний симетричний потік), що не призводить до перерозподілу швидкостей в верхній і нижній частинах шпарин в радіальному напрямку і відповідному зміненню сумарної радіальної сили з децентруючої на центруючу (рис. 3.34 *а,б*). А навпаки, в порівнянні з конструкцією ThASIC (рис. 3.31 *а*) сумарна децентруюча сила в конструкції ThAS-SR (рис. 3.34 *а*) збільшується більше ніж у два рази на 166 %, а в конструкції ThAS-RR (рис. 3.34 *б*) збільшується на 59.3 %. Разом з тим зменшується тангенціальна стабілізуюча сила в конструкції ThAS-SR на 26.8 %, а в конструкції ThAS-RR на 35.3 %. При зменшенні осьової довжини камери в конструкції ThAS-SR до $l_{2,4}$=0.2 мм, ще на 32.7 % збільшується децентруюча радіальна сила і на 7.8 % збільшується стабілізуюча тангенціальна сила. Основний вплив на сумарні величини сил реакції має

перша шпарина, друга шпарина має децентруючу і дестабілізуючу дію, а третя шпарина навпаки центруючу та стабілізуючу дію.



а) *б)*

Рисунок 3.34 - Окружний розподіл тиску та векторна діаграма радіальних і тангенціальних сил для трьох шпарин при обертовому валу зі швидкістю обертання ω=3000 об/хв, при радіальному зміщенні вала e=0.02 мм і вхідному тиску P_{in}=1·10^6 Па для конструкцій: ThAS-SR (а) і ThAS-RR (б) при $l_{2,4}$=3 мм

3.3.3.5 Порівняння динамічних коефіцієнтів, приєднаних мас, витоків та аналіз динамічної стійкості конструкцій трьохшпаринних ущільнень

Динамічні характеристики п’яти конструкцій трьохшпаринних ущільнень з осьовим розміром з’єднувальних камер $l_{2,4}$=3 мм при вхідному тиску P_{in}=1·10^6 Па і швидкості обертання вала ω=3000 об/хв: з роторними ребрами в з’єднувальних камерах (ThAS-RR), з статорними ребрами в з’єднувальних камерах (ThAS-SR), з статорними ребрами в з’єднувальних камерах зі зменшеним до 0.2 мм осьовим розміром камер (ThAS-SRS), з однаковими шпаринами (ThASIC) та зі здвоєною другою шпариною (ThASDC) представлені на рисунку 3.35 *а-з*. Сумарна пряма жорсткість *K* для чотирьох перших конструкцій має негативну величину, при чому у конструкціях ThAS-SRS і ThASIC приблизно дорівнює -4.7E6 Н/м (рис. 3.35 *а*). А в конструкціях ThAS-RR і ThAS-SR *K*=-1.96E6 і *K*=-2.8E6 Н/м відповідно. Тільки конструкція ThASDC має позитивну сумарну пряму жорсткість *K*=0.39E6 Н/м. Перша шпарина у всіх конструкціях ущільнень має негативну пряму жорсткість. Друга

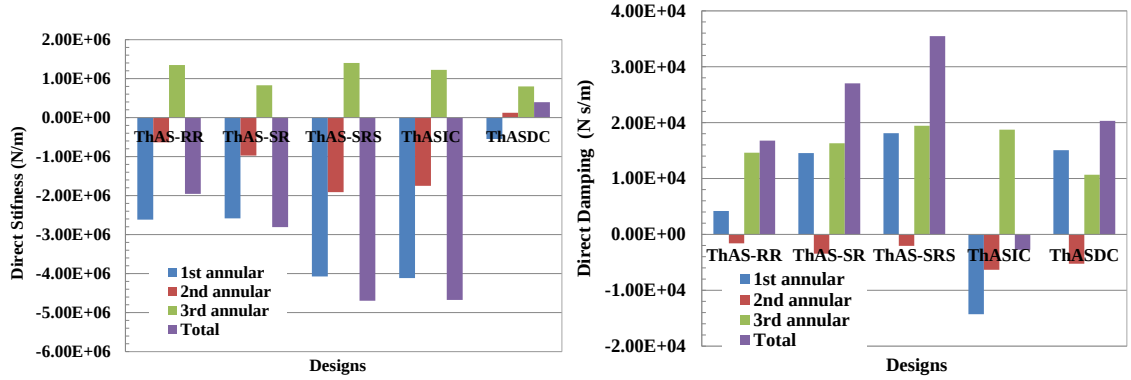
шпарина також має негативну пряму жорсткість за виключенням конструкції ThASDC, в якій пряма жорсткість на другій шпарині є позитивною. Третя шпарина у всіх випадках має позитивну пряму жорсткість.

Практично всі конструкції ущільнень мають позитивні сумарні прямі демпфірування *C* та позитивні прямі демпфірування на першій шпарині, окрім конструкції ThASIC, в якій сумарне пряме демпфірування *C*=-0.27E4 Нс/м та пряме демпфірування на першій шпарині є негативними (рис. 3.35 *б*). Для всіх конструкцій пряме демпфірування на другій шпарині є негативним, а на третій шпарині позитивним. Найбільше сумарне пряме демпфірування *C*=3.55E4 Нс/м має конструкція ThAS-SRS. В порівнянні з конструкцією ThASIC, конструкція ThASDC має значно більшу позитивну величину прямого демпфірування *C*=2.03E4 Нс/м.

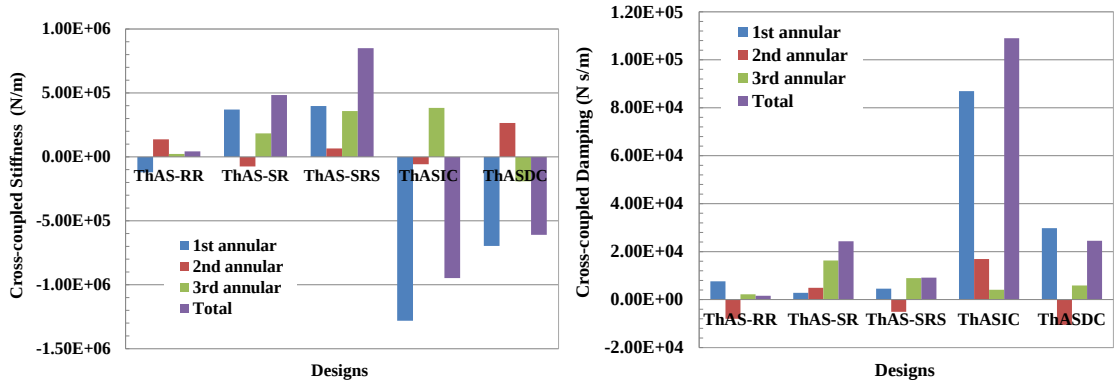
Сумарна перехресна жорсткість *k* збільшується до 0.85E6 Н/м і має позитивну величину у перших трьох конструкціях ThAS-RR, ThAS-SR і ThAS-SRS та негативні величини -0.95E6 і -0.61E6 Н/м для двох останніх конструкцій ThASIC і ThASDC відповідно (рис. 3.35 *в*). Сумарне перехресне демпфірування *c* для всіх конструкцій має позитивну величину (рис. 3.35 *г*). Треба відмітити, що напрямок тангенціальної і радіальної сил (рис. 3.31, 3.34) при фіксованій швидкості обертання вала залежить від співвідношення коефіцієнтів прямого демпфірування і перехресної жорсткості та прямої жорсткості і перехресного демпфірування відповідно.

Величина приєднаної маси рідини *M* для всіх конструкцій позитивна (рис. 3.35 *д*). Максимальну величину *M*=25.8 кг має конструкція ThASIC. А найбільшу величину витоків *Q*=0.9 л/с має конструкція з подвоєним радіальним зазором другої шпарини ThASDC, в якій витоки більші на 12.2 % ніж в конструкції ThASIC і на 13.46 % ніж в конструкціях ThAS-RR і ThAS-SR.

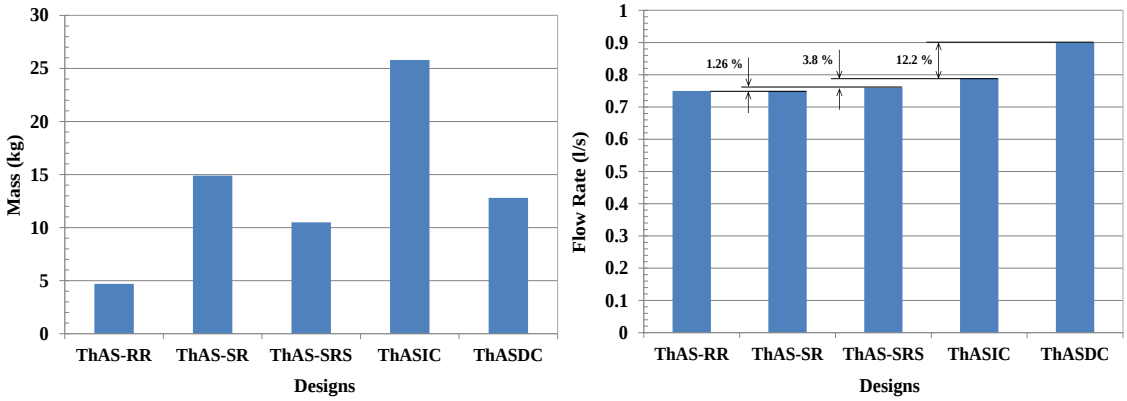
Максимальне ефективне демпфірування C_{eff}=3.28E4 Нс/м має конструкція ThAS-SRS, а мінімальну позитивну величину C_{eff}=0.027E4 Нс/м має конструкція ThASIC (рис. 3.35 *ж*). Також ця конструкція має коефіцієнт частоти прецесії f_w=0.91 (рис. 3.35 *з*), який близький до 1, що говорить про



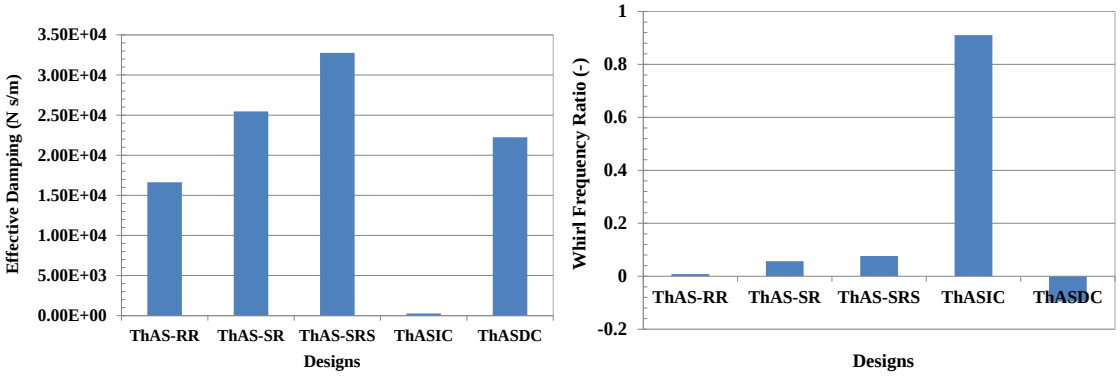
а) *б)*



в) *г)*



д) *е)*



ж) *з)*

Рисунок 3.35 - Динамічні коефіцієнти прямої жорсткості (*а*) та демпфування (*б*), перехресної жорсткості (*в*) та демпфування (*г*), приєднаної маси (*д*) та витоків (*е*), коефіцієнтів ефективного демпфування (*ж*) та частоти прецесії (*з*)

наближення до границі динамічної стійкості. Достатньо гарні характеристики динамічної стійкості C_{eff}=2.22E4 Нс/м і f_w=-0.096 має конструкція ThASDC (рис. 3.35 *ж,з*), що якісно підтверджується результатами попередньо проведених експериментальних досліджень (рис. 2.49, 2.51).

Таким чином, використання статорних та роторних ребер в з'єднувальних камерах призводить до одночасного збільшення як перехресної жорсткості, так і прямого демпфірування, а пряма жорсткість має негативну величину. При цьому, як бачимо, достатньо суттєва величина прямого демпфірування може нівелювати дестабілізуючу дію в конструкціях ThAS-SR і ThAS-RR (рис. 3.35 *ж,з*). Тому конструкції зі статорними та роторними ребрами в з'єднувальних камерах можуть використовуватись у практиці насособудування, але треба пам'ятати, що в них не забезпечується статична стійкість вала. Також необхідно зазначити, що найгірші характеристики динамічної стійкості демонструє конструкція ThASIC, а в конструкції ThASDC забезпечується як статична, так і динамічна стійкість вала.

3.3.3.6 Порівняння тангенціальних коефіцієнтів тертя статорної стінки

Зсувні напруження, що діють на поверхні ротора та статора, визначаються через коефіцієнти тертя f_r, f_s та середні швидкості відносно кожної поверхні [68]. Вектор зсуву паралельний напрямку вектора швидкості об'ємного потоку. Таким чином, для ротора, що обертається з поверхневою швидкістю $R\Omega$, зсувні напруження стінки вздовж окружного θ напрямку дорівнюють

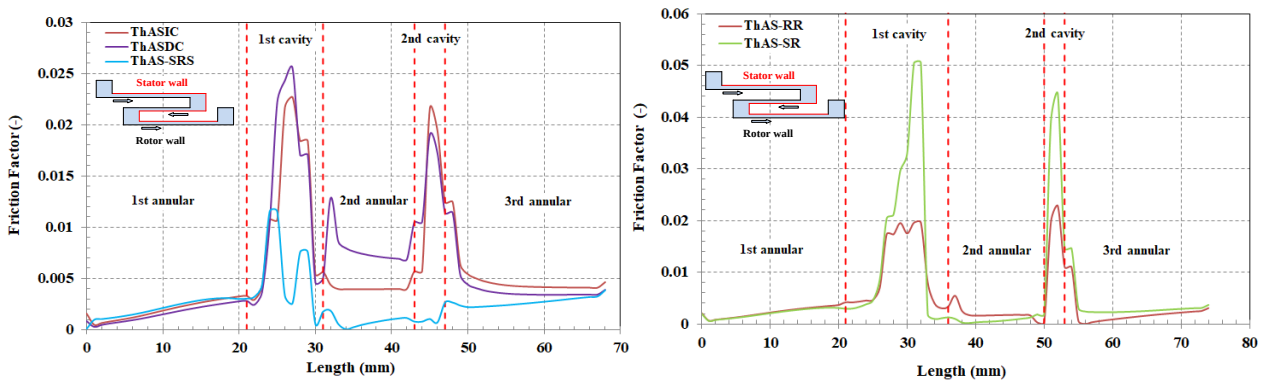
$$\tau_{r\theta} = \tau_r \frac{(U-R\Omega)}{U_r} = f_r \left(\frac{1}{2}\rho U_r^2\right)\frac{(U-R\Omega)}{U_r} \tag{3.16}$$

$$\tau_{s\theta} = \tau_s \left(\frac{U}{U_s}\right) = f_s \left(\frac{1}{2}\rho U_s^2\right)\left(\frac{U}{U_s}\right) \tag{3.17}$$

де $U_r = \sqrt{W^2 + (U-R\Omega)^2}$ і $U_s = \sqrt{W^2 + U^2}$ швидкості об'ємного потоку відносно поверхонь ротора та статора, f_r, f_s – відповідні коефіцієнти тертя.

Більш суттєвий вплив на окружну течію має тангенціальний коефіцієнт тертя статорної стінки $f_{s\theta}$, який можна визначити із формули (3.17), якщо

відомими є зсувні напруження статорної стінки вздовж окружного напрямку θ та швидкість об'ємного потоку відносно поверхні статора. Коефіцієнт тертя на статорі $f_{s\theta}$ показує своє суттєве збільшення в з'єднувальних камерах та на другій шпарині в конструкції зі збільшеним радіальним зазором ThASDC (рис. 3.36 *а,б*). Найбільший коефіцієнт тертя $f_{s\theta}$ в з'єднувальних камерах конструкції зі статорними ребрами ThAS-SR (рис. 3.36 *а*), найменший в конструкції зі статорними ребрами і зменшеною камерою ThAS-SRS (рис. 3.36 *б*). Максимальні значення коефіцієнту тертя $f_{s\theta}$ в з'єднувальних камерах конструкцій ThASIC, ThASDC і ThAS-RR близькі за величиною.



а) *б)*

Рисунок 3.36 - Змінення тангенціального коефіцієнту тертя статорної стінки $f_{s\theta}$ по довжині конструкцій: ThASIC, ThASDC, ThAS-SRS (*а*), ThAS-RR і ThAS-SR (*б*) при ω=3000 об/хв та P_{in}=1·10^6 Pa

3.3.3.7 Пояснення природи трьовимірної течії в трьохшпаринному ущільненні

Трьовимірну течію у з'єднувальних камерах трьохшпаринного ущільнення, подібно до конструкцій звичайних шпаринних ущільнень, які в осьовому напрямку потоку розділені камерою [105],[106],[107], можна уявити у вигляді трьох окремих потоків (рис. 3.37): вихрового потоку в камері та радіальної течії рідини до наступної шпарини (штрих пунктирна лінія), окружного симетричного перехресного потоку рідини від максимального зазору попередньої (першої або другої) шпарини до максимального зазору

наступної (другої або третьої) шпарини (штрихова лінія), та окружного кільцевого потоку за рахунок обертання і тертя на стінці вала (суцільна лінія). В залежності від осьового розміру і геометрії камер, величини радіального зазору другої шпарини, перепаду тиску та частоти обертання вала, переважати буде той або інший потік, що безперечно впливає на осьову W та окружну U швидкості у кожній шпарині ущільнення, і відповідно впливає на сумарну радіальну F_r та тангенціальну F_τ сили, які діють на вал зі сторони рідини. При чому, кут нахилу результуючої швидкості може майже не змінюватися по довжині шпарини, змінюватися можуть абсолютні величини осьової W та окружної U швидкостей та її результуюча величина, але може змінюватися по окружності шпарин ущільнення. Додавання окружного кільцевого та окружного симетричного перехресного потоків в камерах зі сторони конфузорного звуження та віднімання зі сторони дифузорного розширення в окружному напрямку на виході першої і другої шпарин, та зворотного віднімання від окружного кільцевого симетричного перехресного потоків в камерах зі сторони конфузорного звуження та додавання зі сторони дифузорного розширення в окружному напрямку на вході другої та третьої шпарин, може створювати в результаті сумарну тангенціальну силу F_τ, яка направлена в сторону протилежну обертанню вала. Крім того, збільшений

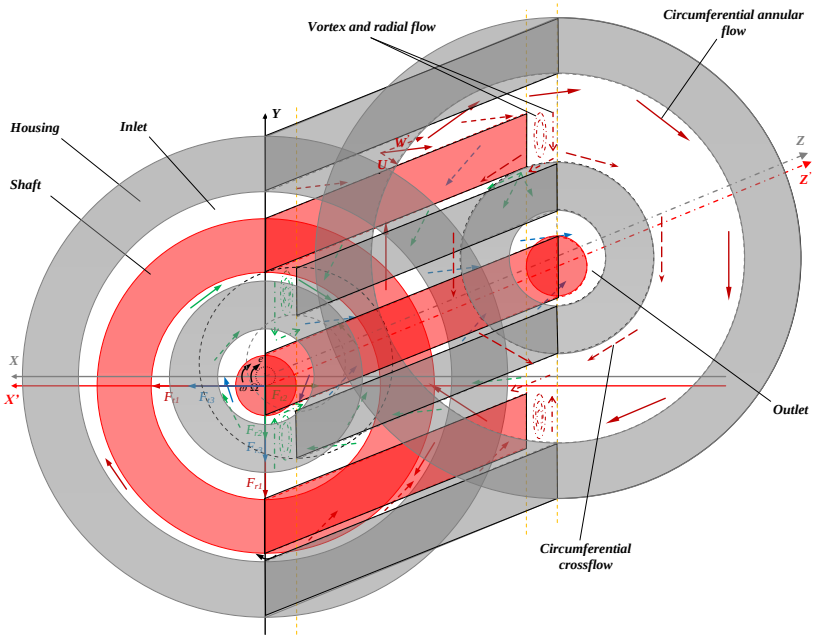


Рисунок 3.37 - Картина течії рідини в трьохшпаринному ущільненні

окружний симетричний перехресний потік підвищує осьову швидкість W у шпарині зі сторони максимального та зменшує зі сторони мінімального зазорів у радіальному напрямку, що відповідно призводить до збільшення радіальної сили F_r, направленої проти радіального руху вала. Збільшений радіальний потік у першій камері (при збільшенні радіального зазору другої шпарини) також надає подібний ефект на першій шпарині. За рахунок розташування шпарин у радіальному напрямку та зміни осьового направлення потоку, змінюється і направлення окружного потоку на кожній шпарині.

Встановлення статорних і роторних ребер в з'єднувальних камерах призводить до зниження окружного симетричного перехресного потоку і відповідно до наявності значень негативної прямої жорсткості K і суттєвого збільшення перехресної жорсткості k та прямого демпфірування C.

3.3.3.8 Висновки

При ущільнювальних тисках 1.25, 2.5, 5, 7.5, 10 бар та при швидкості обертання від 0 до 8000 об/хв з використанням експерименту і CFD моделювання досліджено статичну та динамічну стійкість вала в двох базових конструкціях трьохшпаринного ущільнення: з однаковими радіальними зазорами на кожній шпарині (ThASIC) і з вдвічі збільшеним радіальним зазором на другій шпарині (ThASDC) при двох осьових розмірах з'єднувальних камер – 1 та 3 мм. Цей тип ущільнення має значні переваги серед інших шпаринних ущільнень, які пов'язані зі зменшенням витоків на покривному диску робочого колеса та відповідно з підвищенням К.К.Д. насоса за рахунок збільшення загальної довжини ущільнювального каналу, який має послідовно розташовані у радіальному напрямку шпарини та з'єднувальні камери, в яких відбувається вимушене розсіювання швидкості та зміна напрямку потоку. Проте із попередніх досліджень відомо, що в таких ущільненнях можлива втрата статичної та динамічної стійкості, причиною якої може бути особливий характер течії в з'єднувальних камерах і циліндричних зазорах ущільнення. Аналіз гідродинаміки потоку проведено вже достатньо перевіреними на різних

конструкціях ущільнень сучасними засобами обчислювальної гідродинаміки стаціонарного та нестаціонарного розрахунків, заснованих на розв'язані рівнянь руху турбулентної течії методом скінчених об'ємів елементів з урахуванням прецесії вала за круговою траєкторією, які дозволяють отримати поля тисків і швидкостей об'ємного потоку та визначати витоки та гідродинамічні сили, які діють у циліндричних зазорах, кількісно і якісно порівнюючи ці результати з результатами експериментальних досліджень з не обертовим і обертовим валом.

В дослідженнях проаналізовано розподіл гідростатичного тиску по довжині ущільнення в місцях мінімального та максимального зазорів та витоків в залежності від величини радіального зміщення вала e=0.04-0.16 мм при величині зазору h=0.2 мм. Експериментально виявлено можливий режим автоколивань не обертового вала в трьохшпаринному ущільненні та надано пояснення виникнення цього явища. Досліджено вплив осьового розміру з'єднувальних камер та зазору другої шпарини на розподіл швидкостей по довжині та окружності ущільнення. Аналіз амплітуд відклику на можливий дисбаланс та орбіт руху стінки в залежності від частоти обертання при прямій синхронній прецесії вала показав, що при збільшенні ущільнювального тиску відбувається збільшення критичної швидкості обертання та амплітуди в конструкції ThASDC та зменшення критичної швидкості обертання в конструкції ThASIC. Найменша амплітуда прецесії та більш центрована позиція властива для конструкції ThASDC при збільшеному осьовому розмірі з'єднувальної камері $l_{2,4}$=3 мм. Проведено аналіз внеску кожної шпарини на величину гідродинамічних сил та отримані динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфірування в залежності від ущільнювального тиску та конструкції ущільнення. Отримано вплив коефіцієнту тертя $f_{s\theta}$ на окружну течію для різних конструкцій трьохшпаринних ущільнень. Вивчено вплив на динамічну стійкість вала роторних (ThAS-RR) та статорних ребер (ThAS-SR, ThAS-SRS), розташованих у з'єднувальних камерах трьохшпаринного ущільнення. Порівняно динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфірування та витоки для

п’яти різних конструкцій трьохшпаринних ущільнень: ThASIC, ThASDC, ThAS-RR, ThAS-SR, ThAS-SRS.

Збільшення осьового розміру з’єднувальних камер показало, що у камерах конструкцій трьохшпаринних ущільнень збільшується симетричний перехресний потік від попередньої до послідуючої шпарини в місцях з максимальним зазором, який збільшує осьову швидкість в максимальному зазорі і збільшує перерозподіл гідростатичного тиску, зменшуючи децентруючу силу за рахунок збільшення вхідних втрат і падіння тиску по довжині ущільнення більшою мірою у місці максимального зазору. Подвійне збільшення другої шпарини призводить ще до більш суттєвого збільшення осьової швидкості в місці максимального зазору першої шпарини і зміненню децентруючої сили на центруючу силу, але це відбувається за рахунок збільшення радіального потоку від першої до другої шпарини по всій окружності з’єднувальних камер ущільнення. Симетричний перехресний потік в з’єднувальних камерах впливає як на осьову, так и на окружну швидкості в шпаринах та збільшує окружну швидкість в конфузорній частині та зменшує окружну швидкість в дифузорній частині кільцевого зазору при обертанні валу, що пояснює виникнення стабілізуючої тангенціальної сили і негативної перехресної жорсткості. Встановлення ребер в з’єднувальних камерах на статорній і роторній частинах призводить до зменшення симетричного перехресного потоку та відповідно до суттєвого збільшення радіальної децентруючої і зменшення тангенціальної центруючої сил. Збільшення частоти обертання може призвести до суттєвого зменшення амплітуди вібрацій вала, які відмічались в статиці (з не обертовим валом) для конструкції ThASIC з осьовим розміром камери 3 мм. А збільшення ексцентриситету обертового вала призводить до суттєвого збільшення сумарної децентруючої і стабілізуючої сил.

Для уникнення деформацій кілець та дифузорної форми ущільнюваного зазора в трьохшпаринному ущільненні під дією дросельованого на ущільненні перепаду тиску необхідно враховувати фізико-механічні властивості матеріалів

ущільнювальних кілець, які використовуються у якості ущільнень робочих коліс та виконувати розв'язання задачі гідропружності. А в подальших розрахункових аналітичних дослідженнях [235],[330] необхідно враховувати складний характер гідродинаміки течії в з'єднувальних камерах.

3.4 Гідродинамічне дослідження радіальних та тангенціальних сил у двохшпаринних ущільненнях

3.4.1 Числовий розрахунок та геометрія конструкцій

За допомогою програмного комплексу ANSYS CFX розв'язувалися стаціонарна і нестаціонарна задачі турбулентної течії рідини у двохшпаринному ущільненні. У випадку стаціонарного розрахунку розглядалася повна модель ущільнення з радіальним зміщенням осі вала X' відносно осі корпусу X в негативному напрямку осі Y (рис. 3.38), яка включає в себе два послідовно розміщених дроселя, з'єднаних між собою камерою (рис. 3.39). Напрямок зміщення осі вала X' був вибраний таким чином, щоб центруюча радіальна гідростатична сила мала позитивне значення. При цьому, в нижній частині ущільнення відносно осі X зазор на першій шпарині зменшується, а на другій шпарині збільшується на величину ексцентриситету e. В верхній частині ущільнення навпаки, зазор на другій шпарині зменшується h_2-e, а на першій шпарині збільшується h_2+e. Якщо розглядати у якості базової осі, ось вала X', то зміщення осі корпусу X буде мати негативний ексцентриситет -e. Тобто для кращого розуміння можна вважати, що для першої шпарини ексцентриситет є позитивним, а для другої шпарини негативним. Розрахункова сітка (рис. 3.39) моделі ущільнення створена в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу Sweep, що дозволяє побудувати розгорнуту сітку моделі відносно осі обертання, для якої вхідні і вихідні межі мають загальну топологію [331]. По товщині зазору задано 30 елементів. Розмір з'єднувальної камери за висотою становив 350 комірок та 40 комірок за шириною (рис. 3.39, *а*). Висота радіальної канавки на зовнішньому та

внутрішньому радіусах статора поділена на 100 комірок (рис. 3.39 *б,в*). Використовувались сітки з різною кількістю елементів: 2531000, 4272000 і 6574000 для базової конструкції двохшпаринного ущільнення. При збільшенні сітки до 8172000 елементів, різниця між попереднім і наступним результатами за величиною радіальної сили F_r дорівнювала 1-2 %, а за величиною витоків Q – 0.3%. Тому в результаті розрахункова сітка мала 6574000 елементів. Виконувалось згущення розрахункової сітки в пристінковому шарі з коефіцієнтом росту 1.05. Якість сітки контролювалася за безрозмірним параметром y^+ на стінках проточної частини ущільнення, який змінювався в діапазоні від 20 до 50 для k-ε моделі турбулентності; коефіцієнтом зростання; коефіцієнтом пропорційності та ортогональним кутом елементів сітки моделі. Розглядалася ізотермічна течія нестисливої рідини. Основні термодинамічні властивості води: температура, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина приймались постійними. У якості граничних умов: задавалась величина тиску нагнітання насосу на вході та величина атмосферного тиску на виході. Також задавались умови адіабатичності і прилипання на стінках та величина збіжності розв'язку рівнянь Навьє-Стокса осереднених за Рейнольдсом і рівнянь k-ε моделі турбулентності порядку 1×10^{-5}. Виконувався аналіз впливу геометрії камери ущільнення на величину сумарної радіальної гідростатичної сили та витоки.

Сили на першій та другій шпаринах визначались за формулою

$$F_{1,2} = R_{1,2} * \int_0^l \int_0^{2\pi} P * \cos\theta \; d\theta \, dz, \tag{3.18}$$

де P – гідростатичний тиск, θ - кут повороту, z – вісь обертання (вісь корпусу).

Об'ємні витоки визначаються розрахунком інтегралу у кожній точці інтегрування вихідної граничної поверхні [332]:

$$Q = \int_A \; U_{ip} \, dA \tag{3.19}$$

де U_{ip} є компонент вектора швидкості перпендикулярний до вихідної граничної поверхні площею A.

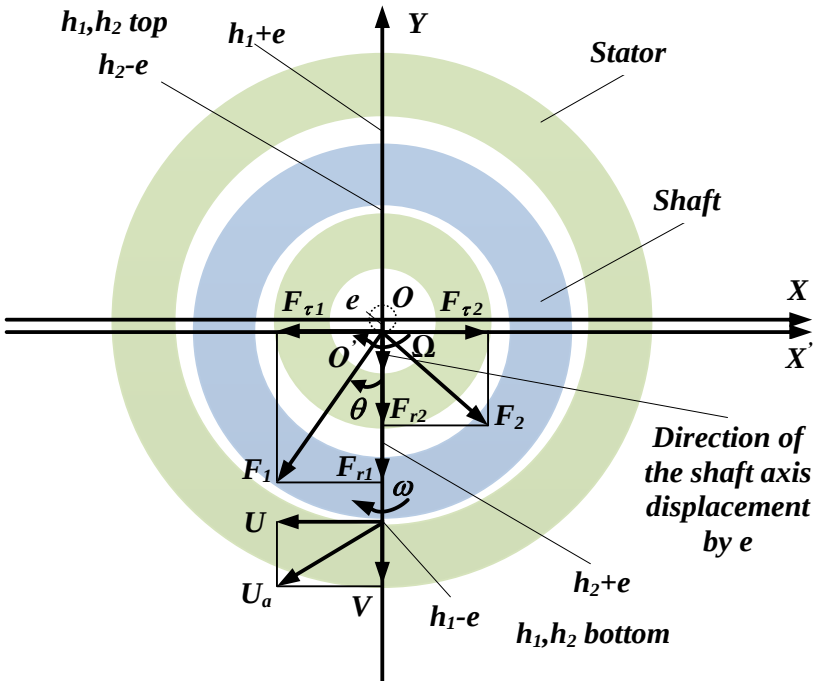
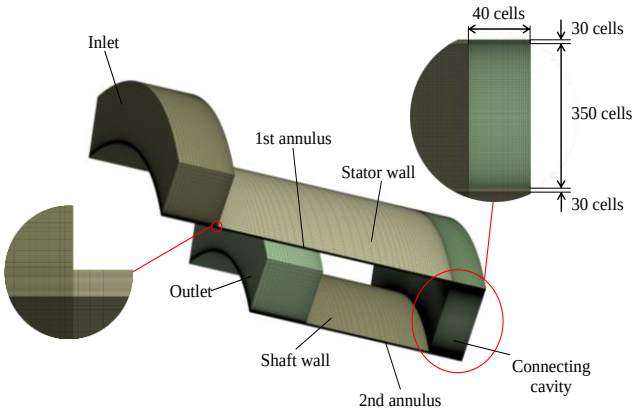
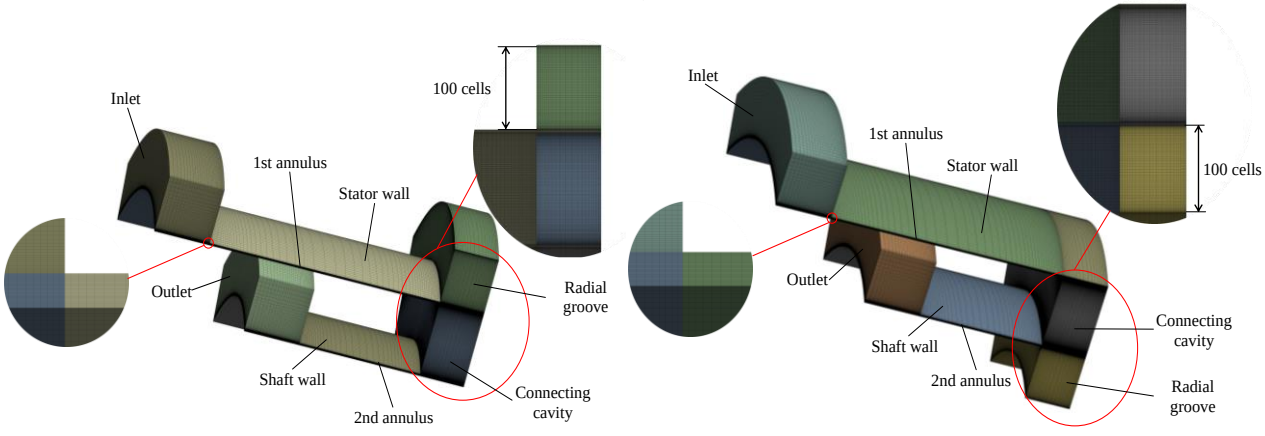


Рисунок 3.38 - Схема зміщення осі валу X' відносно осі корпусу X, центруючі радіальні гідростатичні сили F_{r1}, F_{r2} та дестабілізуючі тангенціальні гідродинамічні сили $F_{\tau 1}$, $F_{\tau 2}$ на першій і другій шпаринах



а)



б) *в)*

Рисунок 3.39 - Розрахункова сітка конструкцій: TwAS-BD (*а*), TwAS-GOR (*б*), TwAS-GIR (*в*)

Відомо, що в загальному вигляді падіння тиску в шпаринному ущільненні можна представити з трьох окремих частин, таких як місцеві втрати на вході, втрати на тертя по довжині ущільнення та падіння або відновлення тиску на виході [92],[38].

Сумарне падіння тиску в ущільненні може бути розраховане за формулою

$$\Delta P = (\zeta_{11}+\zeta_{12}+\lambda l/2h)\rho W^2/2, \quad (3.20)$$

де ζ_{11} – коефіцієнт вхідних втрат, ζ_{12} – коефіцієнт втрат на виході, λ - коефіцієнт опору тертя, l – довжина шпарини ущільнення, h – радіальний зазор в шпаринному ущільненні, ρ - густина рідини, W – осьова швидкість.

Крім того, розв'язувалася нестаціонарна задача прецесійного руху вала за круговою траєкторією (рис. 3.38) з використанням методології деформованої сітки. Для кращої збіжності результатів розрахунків розглядались 3-4 повних обертання вала. Визначались радіальні та тангенціальні сили реакції рідини та витоки для конструкцій при максимальних осьових розмірах з'єднувальних камер.

При малому круговому вихровому русі обертового вала навколо центрального положення в ущільненні ротородинамічні коефіцієнти (3.6) визначаються лінеаризованими залежностями сил від переміщень другого порядку (3.1) [58]. Відповідно отриманих значень гідродинамічних сил, при відомому значені величини прецесії e при частотах прецесії вала Ω_i, i = 1, 4 за допомогою лінійної та квадратичної апроксимації оцінювались динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфірування конструкцій двохшпаринних ущільнень (3.6).

Відомо, що серед шести ротородинамічних коефіцієнтів, вирішальними при визначені динамічної стійкості ротора є перехресна жорсткість k і пряме демпфування C. Вони входять до двох ключових параметрів: коефіцієнту ефективного демпфірування C_{eff} і коефіцієнту частоти прецесії f_w, які безпосередньо визначають динамічну стійкість ротора при прямій синхронній прецесії [57]. Ці коефіцієнти визначаються за формулами (3.12) і (3.14).

У загальному випадку умова динамічної стійкості виконується якщо $C_{eff} > 0$, а $f_w < 1$. Це означає, що стабілізуюча сила демпфування більша за дестабілізуючу перехресну силу. При цьому, дестабілізуюча тангенціальна сила на першій шпарині $F_{\tau 1}$ (рис. 3.38) направлена в негативному напрямку осі $X^{'}$ при обертанні і прецесії вала за часовою стрілкою. А дестабілізуюча тангенціальна сила на другій шпарині $F_{\tau 2}$ направлена навпаки, в позитивному напрямку осі $X^{'}$. Але для двохшпаринного ущільнення в цілому вона є стабілізуючою.

Позитивне значення коефіцієнту ефективної жорсткості K_{eff} визначається позитивними коефіцієнтами прямої жорсткості K і перехресного демпфування c і показує статичну стійкість вала в шпаринному ущільненні [333]

$$K_{eff} = K + c\omega \tag{3.21}$$

При дослідженнях розглядались три конструкції з'єднувальної камери двохшпаринного ущільнення (рис. 3.40 *а-в*): базова конструкція (TwAS-BD), при постійному радіальному розмірі a змінювався осьовий розмір b камери; конструкція з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу (TwAS-GOR) та конструкція з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі корпусу (TwAS-GIR), змінювались як радіальний a, так і осьовий розмір b камери. В останніх двох конструкціях змінювався як радіальний, так і осьовий розміри камери. Геометричні параметри двохшпаринного ущільнення наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 - Геометричні параметри двохшпаринного ущільнення

Параметр (мм)	Величина
Довжина першої шпарини l_1	21
Довжина другої шпарини l_2	11
Зовнішній радіус першої шпарини R_1	41.4
Зовнішній радіус другої шпарини R_2	34.6
Радіальні зазори в першій та другій шпаринах h_1, h_2	0.2
Базовий радіальний розмір камери a	7
Базовий осьовий розмір камери b	2
Ексцентриситет e	0.04, 0.08

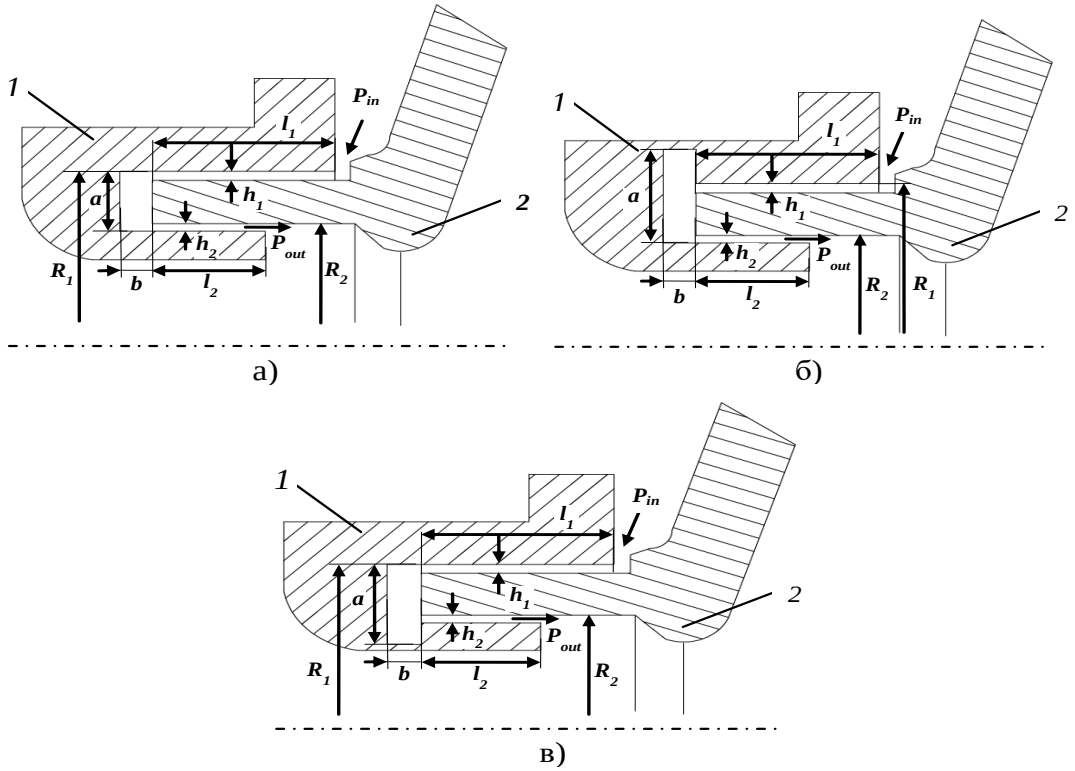


Рисунок 3.40 - Схеми конструкцій: TwAS-BD (*а*), TwAS-GOR (*б*), TwAS-GIR(*в*)
1 - корпус, 2 - вал, $l_{1,2}$ – довжини першої та другої шпарин, $R_{1,2}$ – зовнішні радіуси першої та другої шпарин, $P_{in,}\,P_{out}$ – тиски на вході та виході, $h_{1,}\,h_2$ – радіальні зазори в першій та другій шпаринах, a – розмір камери в радіальному напрямку, b – розмір камери в осьовому напрямку

3.4.2 Вплив геометрії з’єднувальної камери на радіальну гідростатичну силу

В результаті числових розрахунків були отримані значення витоків та сумарних гідростатичних сил в двохшпаринному ущільненні.

Як відомо, гідростатичною є сила, яка не залежить від руху стінок каналів, а визначається перепадом тиску, радіальними зміщеннями валу та геометричними параметрами ущільнення. Така сила створюється тиском напірної течії та істотно впливає на згинальну жорсткість валу. Тому вона має першорядне значення для правильної оцінки критичних швидкостей обертання вала. Оскільки при аналізі результатів з’ясовано, що лише при дуже малих камерах не значно підвищується центруюча сила на другій шпарині, то розгляд радіальних гідростатичних сил на другій шпарині в залежності від осьових

розмірів з'єднувальної камери не наводиться. Основний вплив геометрії камери відбувається на першу шпарину. У зв'язку з тим, що для більшості ущільнень вал обертається навколо осі ущільнення при малому відносному ексцентриситеті, як правило, менше 0.5. Тому вибране радіальне зміщення осі валу відносно осі корпусу при розрахунках знаходиться в зазначених межах.

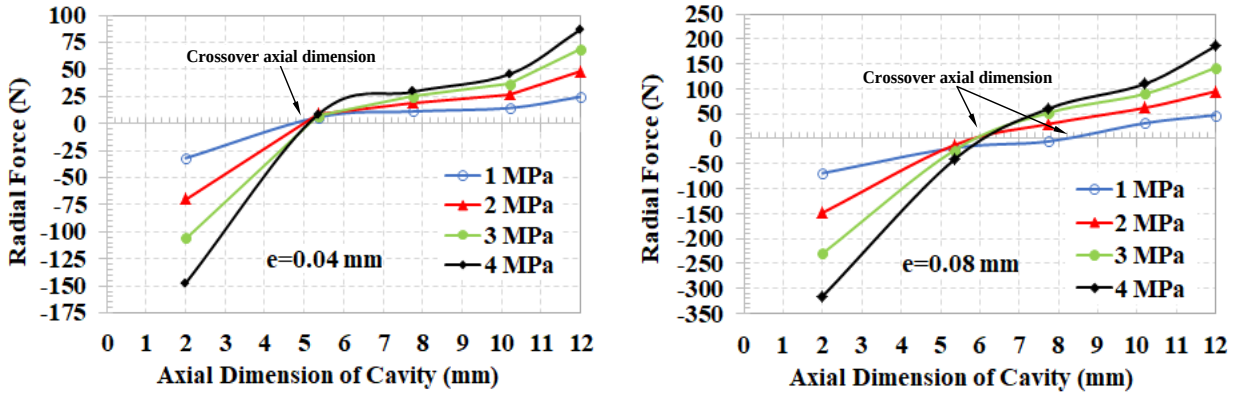
На рисунку 3.41 *а-в* показані графіки змінення радіальної гідростатичної сили (3.18) на першій шпарині F_{r1} в залежності від осьового розміру b з'єднувальної камери в діапазоні ущільнювальних тисків від 1 до 4 МПа при двох значеннях ексцентриситету валу e=0.04, 0.08 мм для трьох конструкцій двохшпаринних ущільнень. При цьому гідростатична сила, яка має позитивне значення є центруючою, а сила, що має негативне значення є децентруючою (див. рис. 3.38, схема радіального зміщення вала відносно корпусу). Так для конструкції TwAS-BD (рис. 3.41 *а*) змінення направлення сили з децентруючої на центруючу відбувається в діапазоні осьових розмірів камери 4.7-5.3 мм (при ексцентриситеті e=0.04 мм) і 5.9-8.2 мм (при ексцентриситеті e=0.08 мм) при різних ущільнювальних тисках. При чому, при більших ущільнювальних тисках спостерігається більша абсолютна величина як децентруючою, так і центруючої гідростатичної сил в зазорі. При збільшенні у двічі радіального зміщення валу приблизно удвічі збільшується величина радіальної гідростатичної сили. Спостерігається нелінійний більш різкий ріст величини центруючої гідростатичної сили в залежності від осьового розміру камери в порівнянні з двома іншими конструкціями. Однак при тих же осьових розмірах камери абсолютна величина радіальної гідростатичної сили приблизно в два рази менше ніж в конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі корпусу (рис. 3.40 *б*, 3.41 *б*).

Для конструкції TwAS-GOR (рис. 3.41 *б*) спостерігається більш різкий ріст величини гідростатичної сили поблизу ділянки де відбувається змінення знаку сили та більш повільне збільшення величини гідростатичної сили при збільшенні осьового розміру камери на іншій частині графіку. Змінення направлення гідростатичної сили відбувається при значно менших осьових

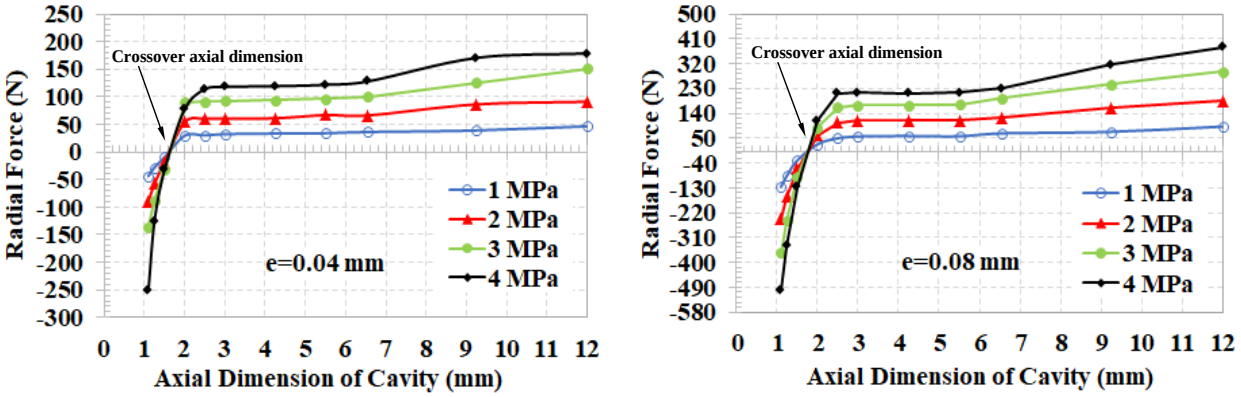
розмірах камери в діапазоні приблизно 1.6-1.8 мм (при ексцентриситеті e=0.04 мм) і 1.8 мм (при ексцентриситеті e=0.08 мм). При збільшенні радіального розміру камери від 12 мм до 17 мм (збільшенні радіальної проточки на зовнішньому радіусі корпусу від 5 до 10 мм) і ще збільшується величина центруючої гідростатичної сили відразу після зміни знаку сили, а змінення направлення гідростатичної сили відбувається при менших осьових розмірах камери – 1-1.3 мм. При цьому також зменшується абсолютна величина децентруючої гідростатичної сили.

Конструкція TwAS-GIR (рис. 3.41 *в*) має схожу на попередню конструкцію форму залежності гідростатичної сили від осьового розміру камери, але величини гідростатичної сили більш ніж на 30 % менші при тих же осьовому і радіальному розмірах камери (радіальна проточка на внутрішньому радіусі 5 і 10 мм). Величина гідростатичної сили більша ніж в конструкції TwAS-BD особливо при менших осьових розмірах камери. Змінення направлення сили відбувається при осьових розмірах камери приблизно 1.6-1.9 мм (при радіальній проточці 5 мм) і 0.7-1.2 мм (при радіальній проточці 10 мм).

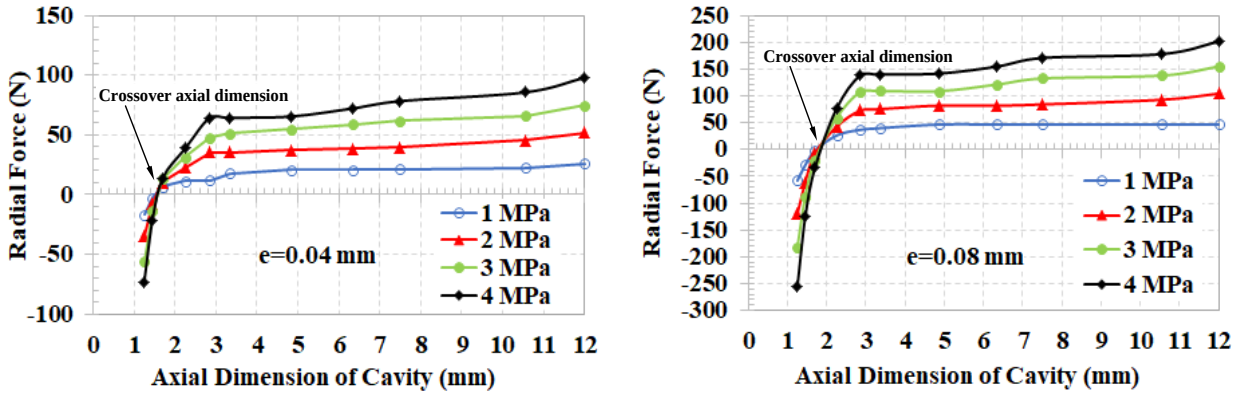
На рисунку 3.42 *а-в* показаний розподіл гідростатичного тиску по довжині двохшпаринного ущільнення трьох конструкцій і двох граничних значень осьового розміру з'єднувальної камери b=2 і b=12 мм при більшому ексцентриситеті e=0.08 мм. При мінімальному значенні осьового розміру камери (графіки на лівій частині сторінки) у всіх випадках радіальна гідростатична сила на першій шпарині F_{r1} є децентруючою, на другій шпарині F_{r2} - центруючою. Сумарна гідростатична сила $F_r=F_{r1}+F_{r2}$ також децентруюча. При максимальному осьовому розмірі камери (графіки на правій частині сторінки) обидві гідростатичні сили є центруючими, та відповідно сумарна гідростатична сила також центруюча. Позитивний у всіх випадках знак гідростатичної сили на другій шпарині пояснюється негативним ексцентриситетом, відсутністю наступної шпарини та тим, що вихід шпарини пов'язаний з атмосферою.



а)

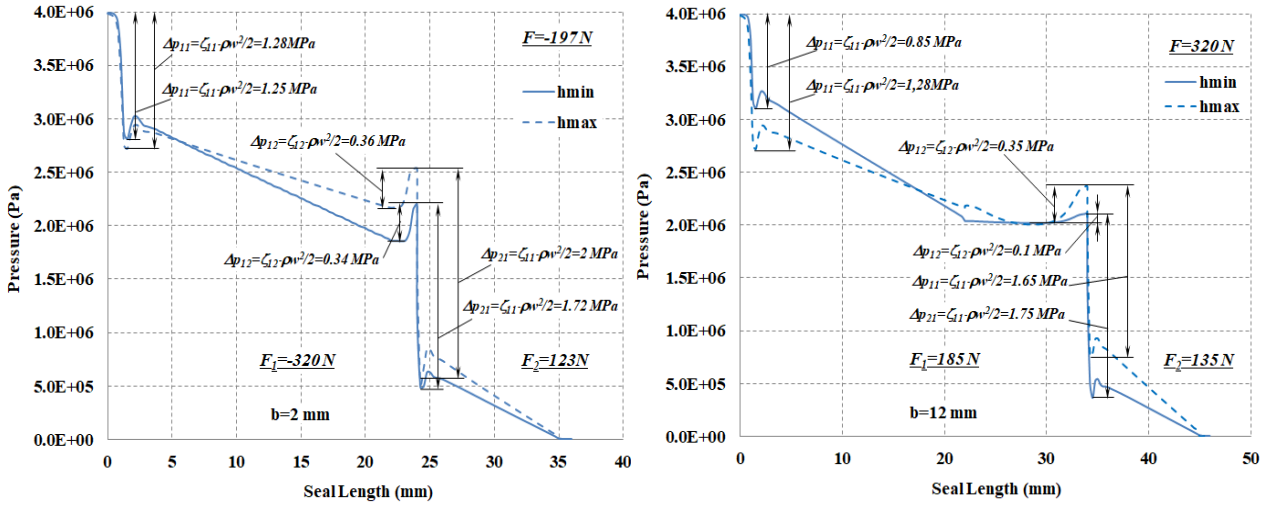


б)

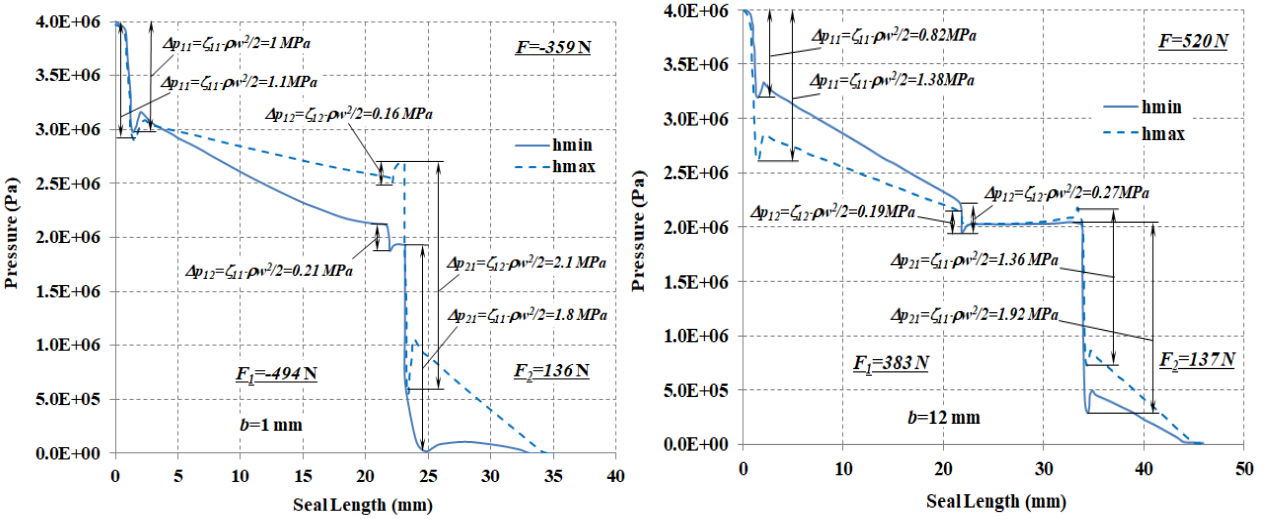


в)

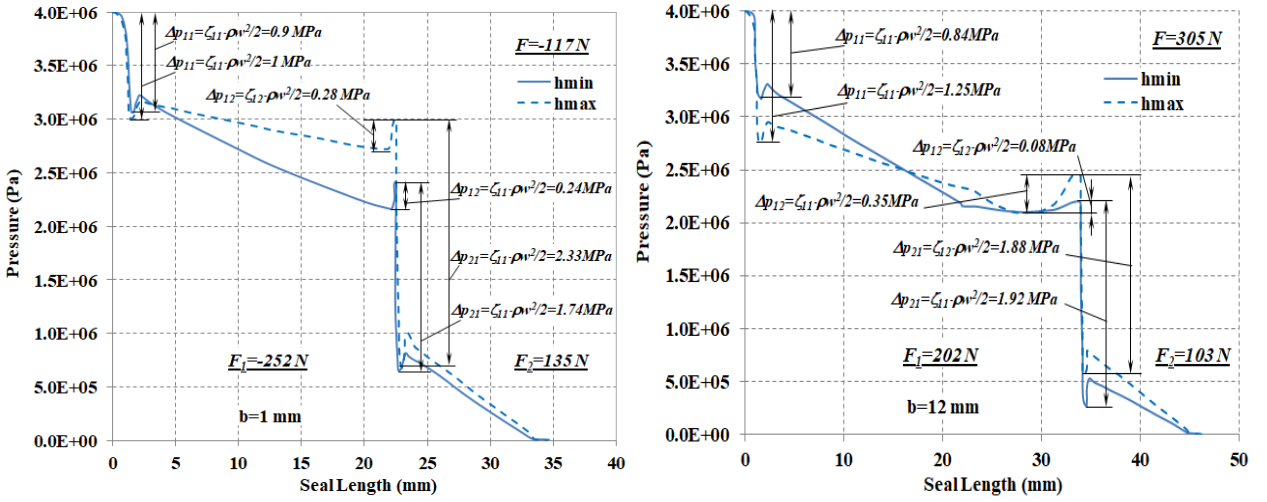
Рисунок 3.41 - Змінення гідростатичної сили на першій шпарині в залежності від осьового розміру камери *b*: конструкція TwAS-BD, радіальний розмір камери *a*=7 мм (*а*); конструкція TwAS-GOR, радіальний розмір камери *a*=12 мм (*б*); конструкція TwAS-GIR, радіальний розмір камери *a*=12 мм (*в*)



а)



б)



в)

Рисунок 3.42 - Розподіл гідростатичного тиску в конструкції: TwAS-BD, *a*=7 мм (*а*); TwAS-GOR, *a*=12 мм (*б*); TwAS-GIR, *a*=12 мм (*в*)

Для турбулентного режиму течії коефіцієнти місцевих втрат на вході і на виході зі шпарини (3.20) приймаються постійними, що залежать тільки від форми вхідних і вихідних кромок, тобто їх обтічності [334].

З представлених графіків для базової конструкції ущільнення (рис. 3.42 *а*) видно, що змінення напрямку гідростатичної сили F_r при максимальному осьовому розмірі камери b=12 мм з децентруючої на центруючу відбувається за рахунок зменшення падіння тиску на вході в нижню частину першої шпарини з меншим радіальним зазором, падіння тиску по довжині першої шпарини практично не змінюється. При мінімальному осьовому розмірі камери b=2 мм присутнє відновлення тиску на виході, як в нижній, так і верхній частині першої шпарини за рахунок падіння швидкості і відновлення потенційної енергії потоку. Верхня і нижня частини першої шпарини відрізняються втратами тиску по довжині. Так, при меншому радіальному зазорі більше падіння тиску по довжині. Збільшення осьового розміру камери фактично не впливає на відновлення тиску на виході в верхній частині першої шпарини, але значно зменшує відновлення тиску на виході нижньої частини першої шпарини. При зміненні осьового розміру камери дещо збільшується радіальна гідростатична сила на другій шпарині, за рахунок збільшення різниці між розподілами тиску у верхній і нижній частинах другої шпарини. Так, у верхній частині шпарини втрати на вході зменшуються, а в нижній частині шпарини збільшуються. Середній тиск у з'єднувальній камері дещо зменшується. Згідно з формулою для сумарного падіння тиску в ущільненні (3.20), можна зробити висновок, що збільшення осьового розміру камери призводить до зменшення осьової швидкості в нижній частині першої шпарини з меншим радіальним зазором, як на вході, так і на виході. А також зменшенню осьової швидкості у верхній частині (з меншим радіальним зазором) і збільшенню осьової швидкості у нижній частині (з більшим радіальним зазором) другої шпарини.

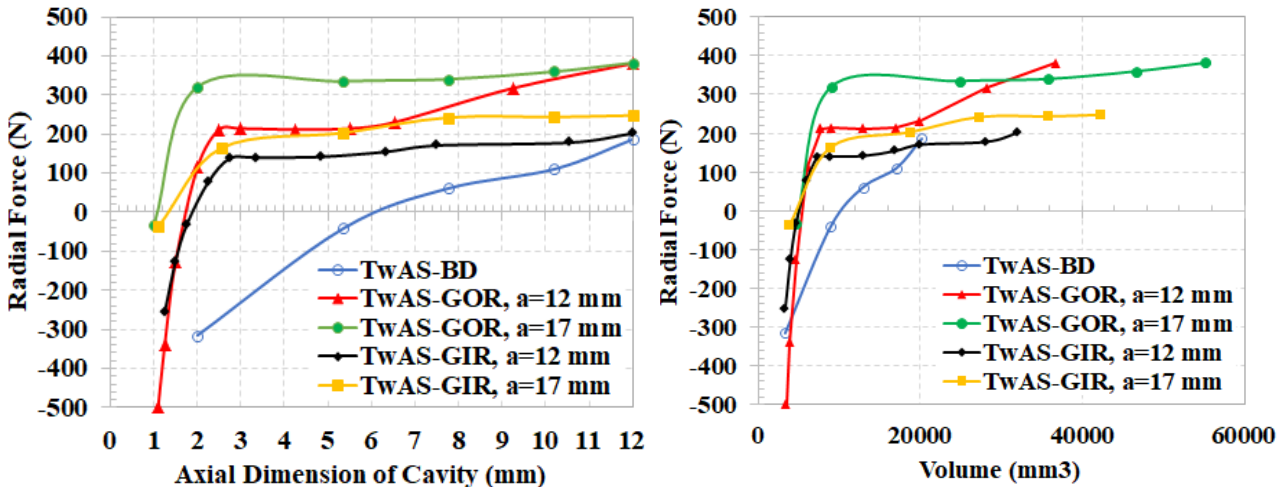
Для конструкції TwAS-GOR при мінімальному осьовому розмірі з'єднувальної камери втрати на вході у нижній та верхніх частинах першої шпарини фактично однакові, децентруюча гідростатична сила виникає за

рахунок більш значного падіння тиску по довжині у нижній частині з мінімальним радіальним зазором (рис. 3.42 *б*). У верхній частині шпарини на виході відбувається відновлення тиску, а у ніжній частині навпаки падіння тиску. При збільшенні осьового розміру камери одночасно зменшується падіння тиску на вході у нижній частині та збільшується падіння тиску на вході у верхній частині першої шпарини. За рахунок цього, збільшується різниця між розподілами тиску у нижній та верхній частинах першої шпарини при більшому тиску на вході у першу, ніж у другу шпарину. При чому, гідростатична центруюча сила збільшується до 520 Н. Падіння на вході у верхній та нижній частинах другої шпарини зменшуються. На виході з першої шпарини спостерігається падіння тиску та середній тиск у камері також наглядно зменшується. Тому, осьові швидкості W у частинах ущільнення з меншим зазором зменшуються, а з більшим зазором збільшуються, але тільки для першої шпарини. При збільшенні радіальних розмірів проточки з 5 до 10 мм вже при мінімальному осьовому розмірі камери починає змінюватись різниця між розподілами гідростатичного тиску на вході в першу шпарину і відбувається зменшення величини децентруючої сили.

Для конструкції TwAS-GIR (рис. 3.42 *в*) змінення розподілу тиску у двохшпаринному ущільненні відбувається подібно до базової конструкції. Але різниця у тому, що на вході у першу шпарину спостерігається менше падіння та невелика різниця між гідростатичними тисками навіть при малому осьовому розмірі з'єднувальної камери. Збільшення центруючої гідростатичної сили, як і в конструкції TwAS-GOR, відбувається також через збільшення втрат тиску на вході і відповідно збільшення осьової швидкості W в верхній частині, а також зменшення втрат і осьової швидкості в нижній частині першої шпарини. Осьові швидкості в верхній і нижній частині другої шпарини збільшуються. Падіння тиску по довжині у верхній і нижній частинах першої шпарини дещо збільшуються. Сумарна гідростатична сила на відміну від конструкцій TwAS-BD і TwAS-GOR зменшується. Збільшення радіального розміру проточки збільшує сумарну гідростатичну силу.

Зменшення вхідного тиску від 4 МПа до 1 МПа впливає на розподіл гідростатичного тиску по довжині двохшпаринного ущільнення як для мінімального, так і для максимального осьових розмірів з'єднувальної камери, пропорційно зменшуються втрати на вході та втрати на тертя на кожній шпарині.

Порівняння конструкцій (рис. 3.43) при різних радіальних і осьових розмірах камери показує, що найбільш ефективною є конструкція TwAS-GOR, яка має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили та змінення направлення сили відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери. Так для конструкцій TwAS-GOR і TwAS-GIR достатньо осьового розміру b=2-3 мм, щоб забезпечити достатню центруючу силу в двохшпаринному ущільненні. Змінення гідростатичної сили на першій шпарині від об'єму камери аналогічні до змінень від осьового розміру камери. При чому видно, що при одному фіксованому об'ємі величина гідростатичної сили для різних конструкцій є різною. Величина витоків (3.19) в двохшпаринному ущільненні несуттєво залежить від конструкції і розмірів з'єднувальної камери.



а) *б)*

Рисунок 3.43 - Змінення гідростатичної сили на першій шпарині в залежності від осьового розміру (*а*) та об'єму камери (*б*) для різних конструкцій двохшпаринного ущільнення (e=0.08 мм, вхідний тиск P_{in}=4 МПа)

3.4.3 Числове визначення динамічних силових факторів та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування

Для наведених вище конструкцій при максимальних осьових розмірах з'єднувальних камер (b=12 мм) розв'язувалась нестаціонарна задача і визначались коефіцієнти жорсткості та демпфування (3.6) при частоті обертання вала ω=3000 об/хв і вхідному тиску P_{in}=1e6 Па. Частота прецесії Ω_i, i=1, 4 змінювалась в діапазоні Ω=0…3000 об/хв.

Аналіз полів швидкості і ліній току для трьох конструкцій двохшпаринного ущільнення (рис. 3.44 *а-в*) показує, що потік в першій і третій конструкціях ущільнення має дуже схожу структуру як в осьовому, так і окружному напрямках. Тільки в другій конструкції присутнє розділення потоку в камері в осьовому напрямку, та поряд з окружною течією присутня радіальна течія в центральному поперечному перетині камери. Для трьох конструкцій, а також для першої та другої шпарини ущільнення радіальна сила F_r є центруючою, а тангенціальна сила F_τ – стабілізуючою (рис. 3.45 *а-в*). Друга конструкція має дещо більшу радіальну F_r=-25.11 Н, а третя конструкція більшу тангенціальну силу F_τ=-27.26 Н. Треба зауважити, що система координат (рис. 3.45 *а-в*) вибрана таким чином, що позитивна величина ексцентриситету і децентруюча радіальна сила F_r направлені у позитивному напрямку осі X, а дестабілізуюча сила F_τ направлена у позитивному напрямку осі Y. Обертання відбувається за часовою стрілкою. Поля тиску вибрані у середньому перетині кожної із двох шпарин.

Максимальну сумарну пряму жорсткість K=1,92e6 Н/м має конструкція TwAS-GOR (рис. 3.46 *а*), мінімальну сумарну пряму жорсткість K=1,37e5 Н/м має конструкція TwAS-GIR. На першій шпарині в цій конструкції присутній негативний коефіцієнт прямої жорсткості K=-2,51e5 Н/м. Також найбільший сумарний коефіцієнт прямого демпфування C=1,71e4 Нс/м має конструкція TwAS-GOR (рис. 3.46 *б*). Сумарна перехресна жорсткість k для всіх конструкцій має негативну величину (рис. 3.46 *в*). Найбільшу величину сумарної перехресної жорсткості k=-2,2e4 Н/м, за рахунок її позитивної величини на другій шпарині, а також за рахунок зменшення її негативної величини на першій шпарині має конструкція TwAS-GOR. Сумарний

перехресний коефіцієнт демпфування *c* (рис. 3.46 *г*) має негативну величину для перших двох конструкцій і позитивну величину для конструкції TwAS-GIR.

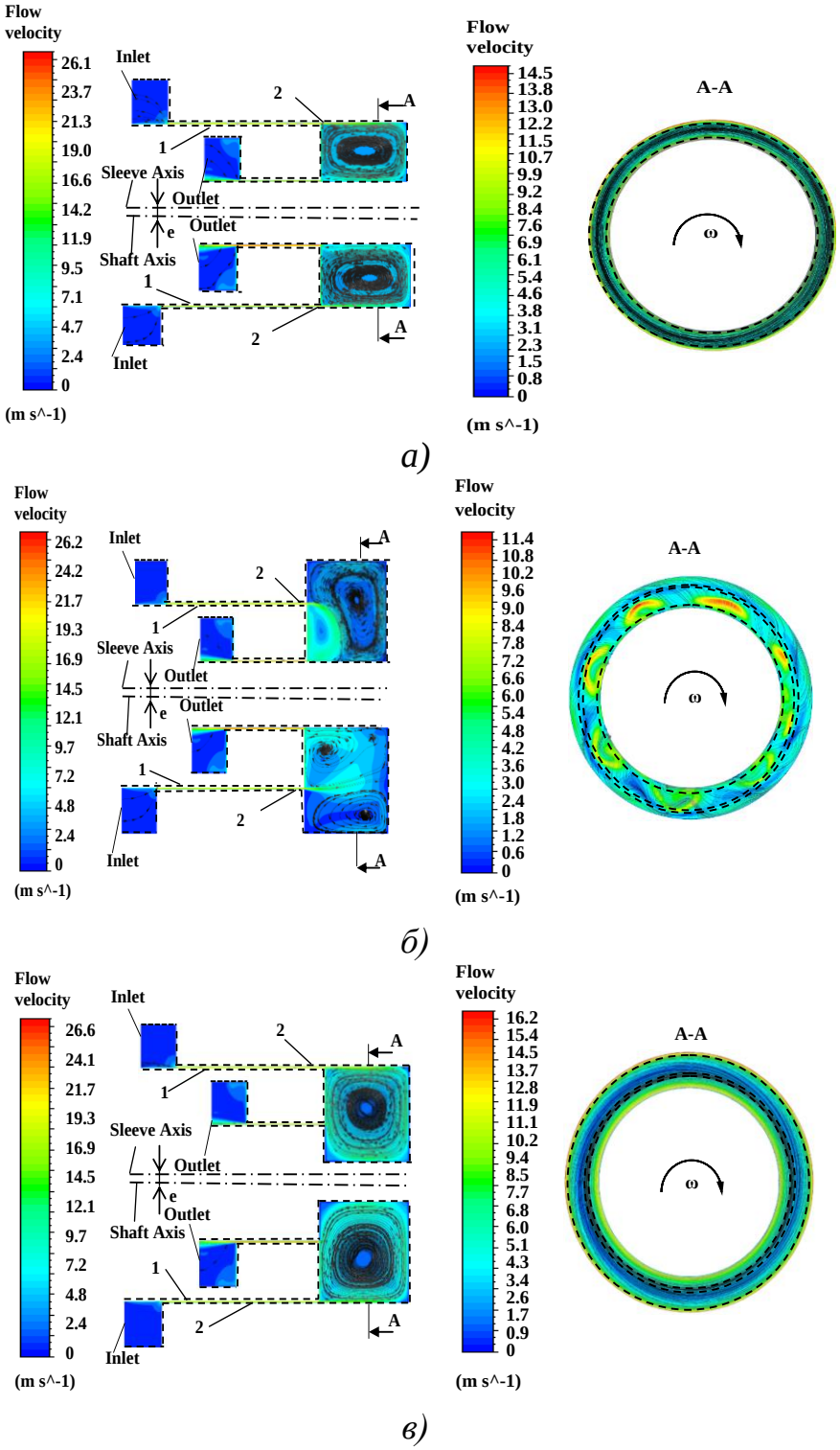
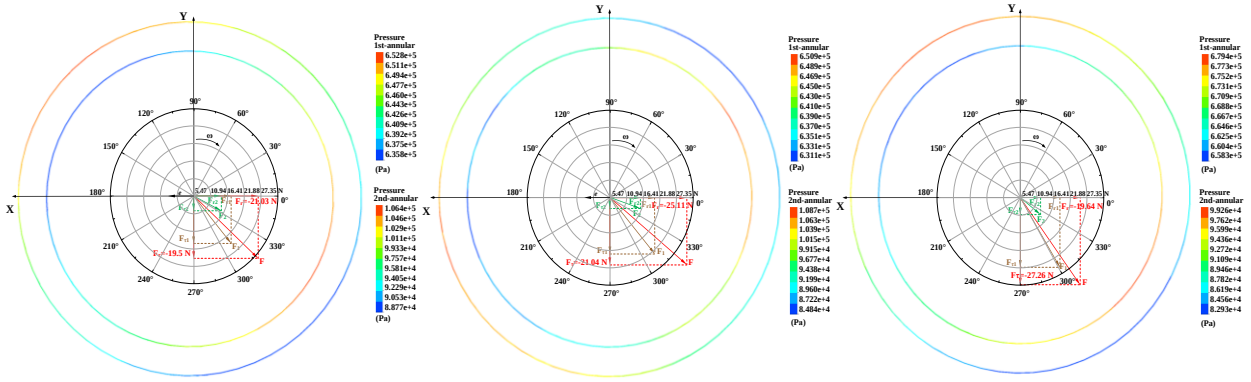


Рисунок 3.44 - Поля швидкості та лінії току в поздовжньому та поперечному перетинах: конструкції TwAS-BD (*a*=7 мм, *b*=12 мм) (*а*), конструкції TwAS-GOR (*a*=12 мм, *b*=12 мм) (*б*), конструкції TwAS-GIR (*a*=12 мм, *b*=12 мм) (*в*)
1- стінка вала, 2 – стінка корпуса



а) *б)* *в)*

Рисунок 3.45 - Розподіл тиску в серединній площині шпарин ущільнення та вклад сил кожної шпарини при вхідному тиску P_{in}=1e6 Pa (b=12 мм) і частоті обертання вала ω=3000 rpm для конструкцій: TwAS-BD (*а*), TwAS-GOR (*б*), TwAS-GIR (*в*)

Приєднана маса M (рис. 3.46 *д*) рідини має негативну величину тільки для конструкції TwAS-BD. Максимальну позитивну ефективну жорсткість K_{eff}=5,66e6 Н/м (3.21) має конструкція TwAS-GIR, а мінімальну негативну ефективну жорсткість K_{eff}=-3,83e6 Н/м має TwAS-BD (рис. 3.46 *е*). Максимальне ефективне демпфування C_{eff}=1,72e4 Нс/м (рис. 3.46 *ж*) (3.14) та коефіцієнт частоти прецесії f_w=-0,004 (рис. 3.46 *з*) (3.12) має конструкція TwAS-GOR. Найбільші витоки (3.19) спостерігалися в базовій конструкції Q=0,89 л/с, найменшу величину витоків має конструкція TwAS-GIR Q=0,85 л/с. В конструкції TwAS-GOR витоки дорівнювали 0,88 л/с.

З аналізу динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування можна зробити висновок, що всі конструкції мають динамічну стійкість, та найбільш перспективним є другий варіант конструкції, який має найбільші значення сумарної прямої жорсткості та демпфування.

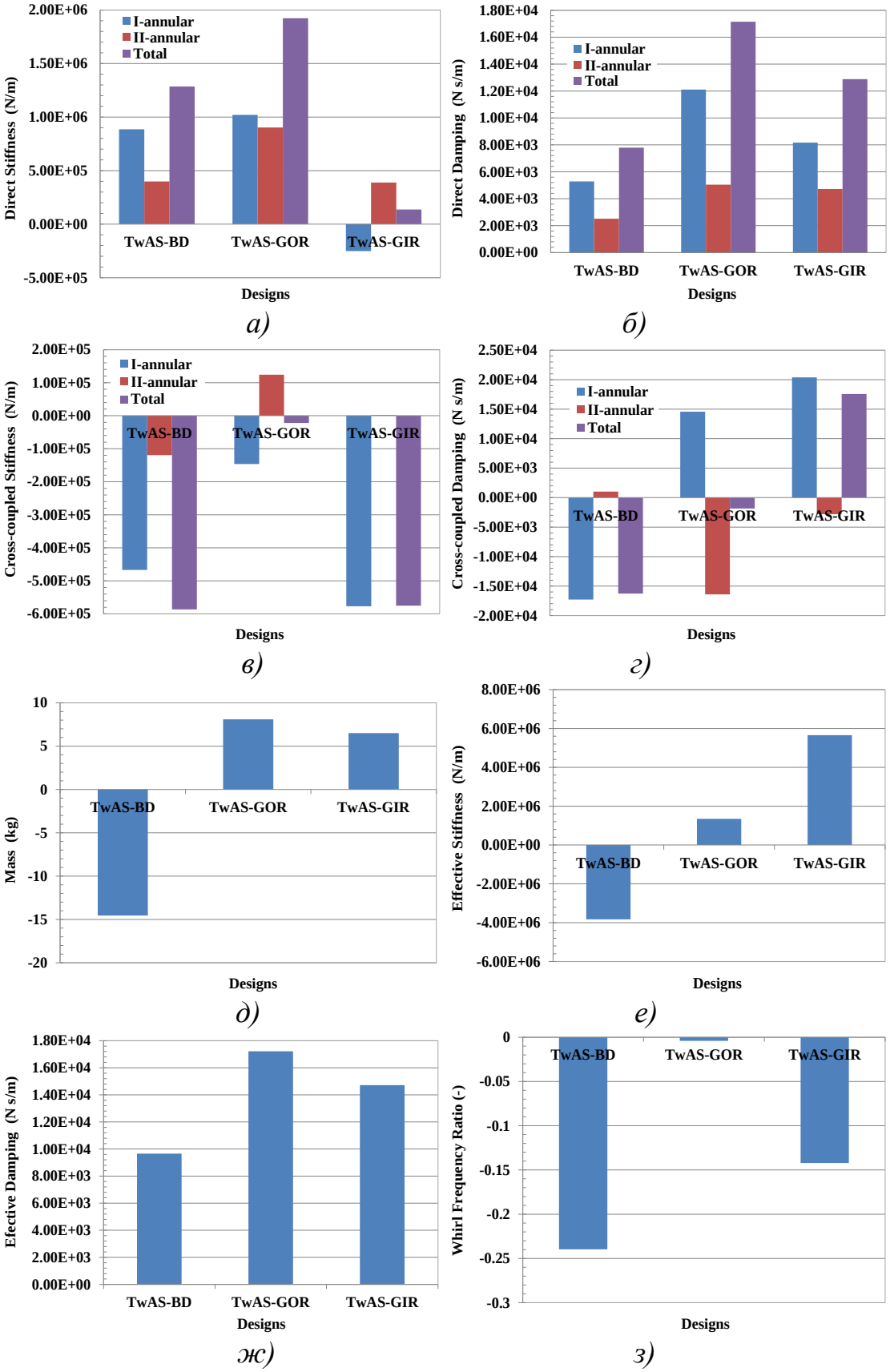


Рисунок 3.46 - Динамічні коефіцієнти конструкцій двохшпаринних ущільнень: пряма жорсткість K (*а*), пряме демпфування C (*б*), перехресна жорсткість k (*в*), перехресне демпфування c (*г*), приєднана маса M (*д*), ефективна жорсткість K_{eff} (*е*), ефективне демпфування C_{eff} (*ж*) і коефіцієнт частоти прецесії f_w (*з*)

3.4.4 Вплив тангенціального коефіцієнту тертя на статорній стінці на тангенціальну гідродинамічну силу

Відомо, що окружна течія має вплив на тангенціальну дестабілізуючу силу [68]. При чому, більшою мірою енергія окружної течії рідини розсіюється за рахунок тангенціального коефіцієнта тертя статорної стінки. Тому доречним є розгляд впливу конструкцій з'єднувальної камери двохшпаринних ущільнень на коефіцієнти тертя.

Тангенціальні коефіцієнти тертя стінки отримані для $f_{r\theta}$ і $f_{s\theta}$ як залежності окружних зсувних напружень стінки $\tau_{r\theta}$ і $\tau_{s\theta}$, що діють на поверхні ротора і ущільнення відповідно (3.16), (3.17) [335].

На рисунку 3.47 представлено розподіл коефіцієнту тертя по довжині трьох конструкцій двохшпаринного ущільнення. Красним кольором позначені штрих пунктирні лінії, які показують закінчення першої та початок другої шпарини. Так для базової конструкції TwAS-BD зеленими стрілками показано границі з'єднувальної камери та границя початку другої шпарини. А синіми стрілками показані границі з'єднувальної камери та границя початку другої шпарини для конструкцій TwAS-GOR і TwAS-GIR. Коефіцієнт тертя визначається по периметру статорної стінки двохшпаринного ущільнення, показаної на рисунку червоним кольором.

Видно, що різкий зріст коефіцієнта тертя статорної стінки (3.17) відбувається в з'єднувальній камері. Так, в конструкції TwAS-GOR суттєво більше значення коефіцієнта тертя на стінках $f_{s\theta}$ камери ніж в конструкціях TwAS-BD і TwAS-GIR. Це підтверджує суттєво менше значення сумарної негативної перехресної жорсткості k і найбільше значення сумарного коефіцієнта прямого демпфування C в конструкції TwAS-GOR (рис. 3.46 *б,в*). Та ж сама тенденція підтримується для конструкцій TwAS-BD і TwAS-GIR. Більші значення коефіцієнта тертя $f_{s\theta}$ в камерах менше негативна сумарна перехресна жорсткість k і більше сумарне пряме демпфування C. Найбільші витоки мала конструкція TwAS-BD Q=0,89 л/с. Конструкції TwAS-GOR і TwAS-GIR мали витоки Q=0,88 і 0,85 л/с відповідно.

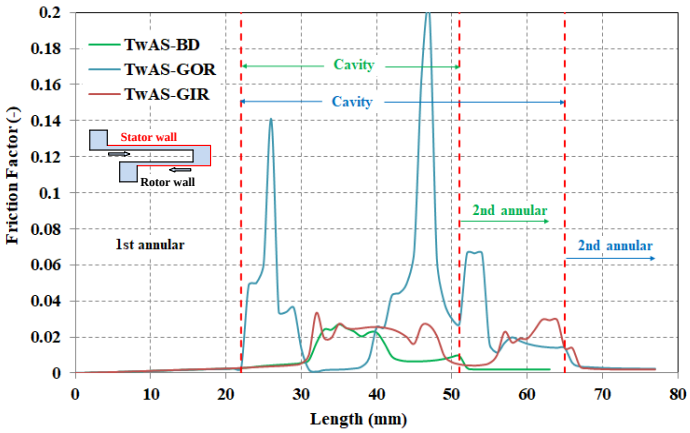


Рисунок 3.47 - Розподіл коефіцієнту тертя по довжині двохшпаринного ущільнення

3.4.5 Вплив дифузорної конусності другої шпарини на радіальну та тангенціальну сили

З огляду на результати роботи [96], доречним є визначення впливу дифузорної конусності другої шпарини на величину радіальної і тангенціальної сил, а також на статичну та динамічну стійкість ротора в двохшпаринному ущільненні.

Для розрахунків використані геометричні розміри ущільнення наведені у роботі Verhoeven et al [95]. Порівняно три конструкції та проаналізовано вплив дифузора другої шпарини з кутом розкриття α=3 град, а також збільшення осьового розміру камери b на радіальну F_r та тангенціальну сили F_τ і відповідно на динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфування. Схема двухшпаринного ущільнення с дифузорною конусністю на другій шпарині і геометричні та робочі параметри представлені на рисунку 3.48 і в таблиці 3.8.

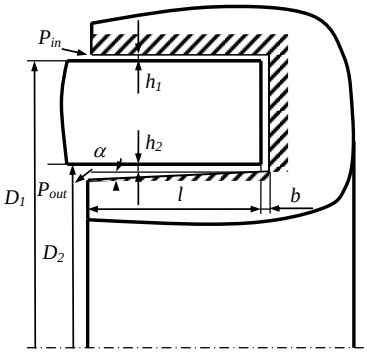


Рисунок 3.48 - Схема двухшпаринного ущільнення с дифузорною конусністю на другій шпарині

Таблиця 3.8 - Геометричні та робочі параметри двохшпаринного ущільнення

Параметр	Величина
Довжина першої і другої шпарин *l, мм*	29
Внутрішній діаметр першої шпарини D_1, *мм*	334
Зовнішній діаметр другої шпарини D_2, *мм*	299.4
Радіальні зазори в першій та другій шпаринах h_1, h_2, *мм*	0.9
Радіальний розмір камери *a, мм*	19.1
Осьовий розмір камери *b, мм*	1, 2
Ексцентриситет *e, мм*	0.09
Кут нахилу дифузора α, град	0, 3
Вхідний тиск P_{in}, бар	9.88
Вихідний тиск P_{out}, бар	1.98
Швидкість обертання вала ω, об/хв	1480
Швидкість прецесії вала Ω, об/хв	0…2960

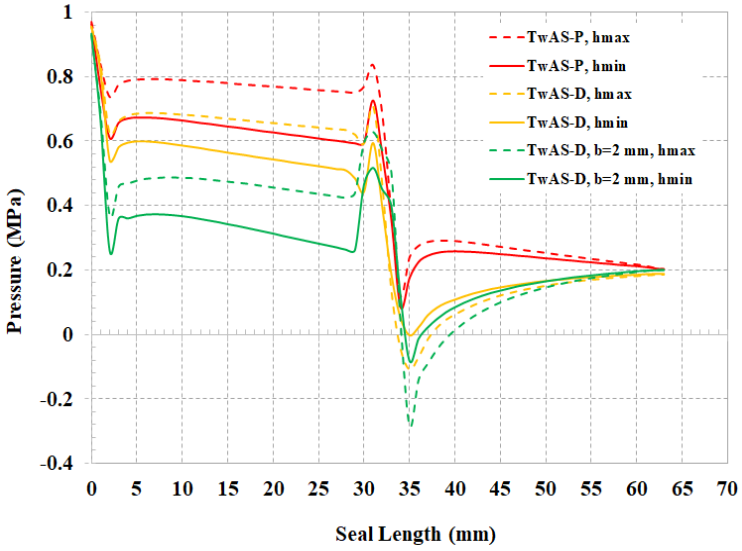
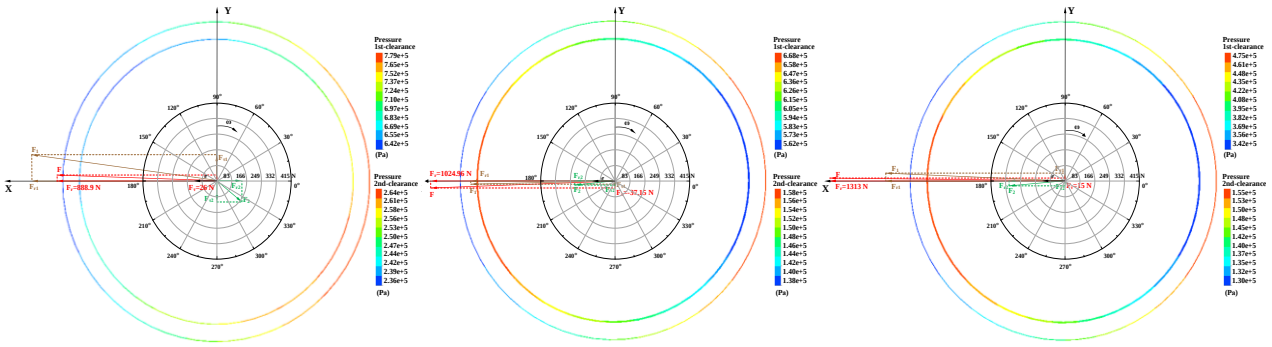


Рисунок 3.49 - Розподіл тиску по довжині двохшпаринного ущільнення з дифузорною конусністю на другій шпарині

Розподіли тиску по довжині трьох конструкцій двохшпаринних ущільнень (рис. 3.49): ущільнення з паралельними стінками і осьовим розміром камери *b*=1 мм (TwAS-P), ущільнення з дифузором на другій шпарині і осьовим розміром камери *b*=1 мм (TwAS-D), ущільнення з дифузором на другій шпарині (TwAS-D) і осьовим розміром камери *b*=2 мм мають подібне змінення. Розподіл тиску в максимальному зазорі більший за розподіл тиску в мінімальному зазорі. Різниця присутня в збільшенні падіння тиску на вході і по довжині на першій шпарині, в збільшенні відновлення на виході в з'єднувальній камері, а також в

збільшенні падіння на вході і збільшенні відновлення тиску по довжині другої шпарини. Для конструкції ущільнення з паралельними стінками на другій шпарині розподіл тиску в максимальному зазорі більший ніж у мінімальному зазорі, в двох інших конструкціях навпаки. При чому, в конструкціях з дифузором на другій шпарині падіння тиску на вході в другу шпарину має негативні значення подібно до конструкції приведеної в посиланні [105].

Найбільша величина сумарної радіальної децентруючої сили F_r=1313 Н присутня в третій конструкції (рис. 3.50 *в*). Сумарна тангенціальна сила F_τ має суттєво менші значення, причому у першій і третій конструкціях (рис. 3.50 *а,в*) вона позитивна F_τ=26 і 15 Н, а у другій конструкції негативна F_τ=-37.15 Н (рис. 3.50 *б*). При умові присутності дифузора на другій шпарині при осьовому розмірі камери 1 мм (рис. 3.50 *б*), тангенціальна сила F_τ на першій шпарині змінюється з дестабілізуючої на стабілізуючу, а радіальна сила F_r на другій шпарині з центруючої на децентруючу. Збільшення камери з 1 до 2 мм призводить до збільшення децентруючих сил на першій і другій шпаринах, та до змінення стабілізуючої на дестабілізуючу силу на першій шпарині. Це може бути пов’язано з тим, що разом зі збільшенням осьового розміру камери відбулось збільшення середнього зазору другої шпарини, кут розкриття дифузору якої починається від статорної стінки з’єднувальної камери (рис. 3.48).



а) *б)* *в)*

Рисунок 3.50 - Розподіл тиску і векторна діаграма радіальних та тангенціальних сил в середній площині шпарин конструкцій: TwAS-P, *b*=1 мм (*а*), TwAS-D, *b*=1 мм (*б*), TwAS-D, *b*=2 мм (*в*)

Прямі жорсткості K (рис. 3.51 *а*) як на окремих шпаринах, так і сумарні мають негативні значення для трьох конструкцій ущільнень, за виключенням конструкції TwAS-P, в якій пряма жорсткість на другій шпарині має позитивну величину K=2,41e6 Н/м. Максимальна негативна сумарна пряма жорсткість спостерігається в конструкції TwAS-D з осьовим розміром камери b=2 мм і дорівнює K=-1,49e7 Н/м. Сумарне пряме демпфування є негативним в третій конструкції C=-1,65e4 Нс/м (рис. 3.51 *б*). Найбільше значення сумарного прямого демпфування C=1,92e4 Нс/м має конструкція TwAS-D (b=1 мм). Сумарні перехресні жорсткості k (рис. 3.51 *в*) мають негативні та близькі за значеннями величини k=-2,89e5, -2,4e5 і -2,33e5 Н/м для трьох конструкцій відповідно. Причому на перших шпаринах перехресні жорсткості k негативні, так як на других шпаринах вони позитивні. Сумарні перехресні демпфування (рис. 3.51 *г*) позитивні для останніх двох конструкцій c=1,27e4, 1,91e4 Нс/м відповідно. Величини приєднаної маси M (рис. 3.51 *д*) більші для конструкцій з дифузорною другою шпариною M=19,4, 18,4 кг. У всіх трьох конструкціях відсутня статична стійкість, про що свідчать негативні значення ефективних жорсткостей K_{eff}=-1,06e7, -9,49e6, -1,2e7 Н/м відповідно (рис. 3.51 *е*). Динамічна стійкість вала забезпечується у перших двох конструкціях, що підтверджують позитивні ефективні демпфування C_{eff}=7,84e3, 2,07e4 Нс/м (рис. 3.51 *ж*) та коефіцієнти частоти прецесії f_w=-0,31, -0,08 менші за 1 (рис. 3.51 *з*). А у третій конструкції динамічна стійкість вала відсутня, тому що вона має негативне ефективне демпфування C_{eff}=-1,5e4 Нс/м і більший за одиницю коефіцієнт частоти прецесії f_w=10,97. Зі встановленням дифузору на другій шпарині і відповідно зі збільшенням середнього зазору спостерігається збільшення величини витоків з Q=17,34 л/с в першій конструкції, Q=20 л/с в другій конструкції і до 25,2 л/с в третій конструкції ущільнення. Також можна припустити, що покращення динамічного стану U – образного ущільнення [40],[96] здебільшого відбулося за рахунок встановлення ребер в з'єднувальній камері, що дозволило підвищити тангенціальний коефіцієнт тертя стінки і відповідно демпфування.

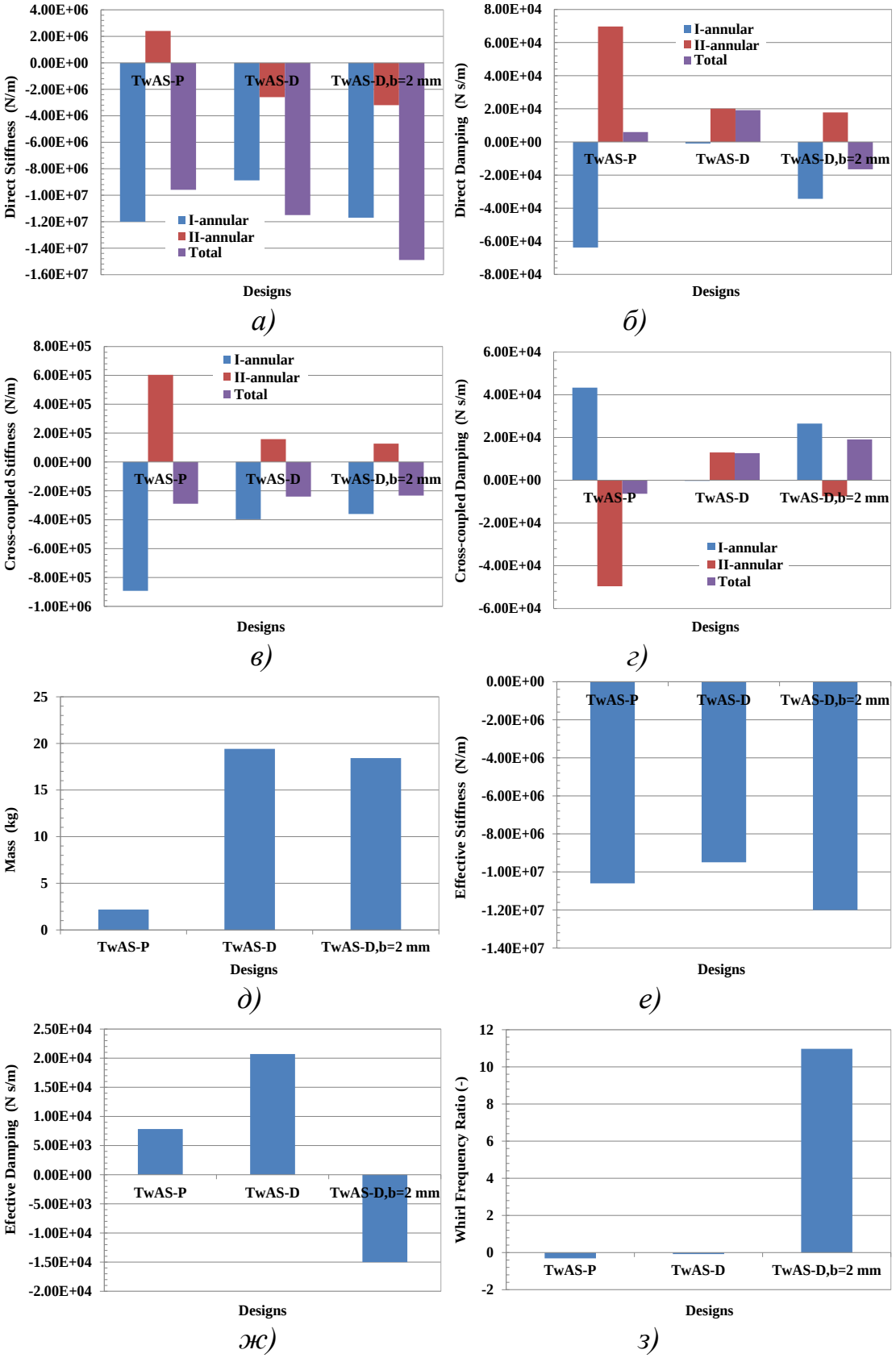


Рисунок 3.51 - Динамічні коефіцієнти конструкцій двохшпаринних ущільнень: пряма жорсткість K (*а*), пряме демпфування C (*б*), перехресна жорсткість k (*в*), перехресне демпфування c (*г*), приєднана маса M (*д*), ефективна жорсткість K_{eff} (*е*), ефективне демпфування C_{eff} (*ж*) і коефіцієнт частоти прецесії f_w (*з*)

3.4.6 Висновки

Числові розрахунки турбулентної течії нестисливої рідини в двохшпаринному ущільненні без обертання валу з радіальним зміщенням осі валу відносно осі корпусу для ущільнювального тиску 1-4 MPa підтвердили, що одним із елементів двохшпаринного ущільнення, який суттєво впливає на направлення та величину радіальної гідростатичної сили в зазорі, є камера, що з'єднує шпарини. У разі якщо гідростатична сила є децентруючою, це може призвести до втрати статичної стійкості та виникненню радіальних самозбуджених коливань вала.

Отримані значення радіальної гідростатичної сили у зазорі двохшпаринного ущільнення в залежності від геометрії, осьового та радіального розмірів з'єднувальної камери і вхідного тиску показали, що при осьових розмірах камери менше b=1-2 mm для конструкції TwAS-GOR і TwAS-GIR та b=5-8 mm для базового варіанту конструкції TwAS-BD, гідростатична сила є децентруючою, тобто гідростатична сила в верхній частині першої шпарини з більшим зазором більша ніж гідростатична сила в нижній частині першої шпарини з меншим зазором. При цьому, результуюча гідростатична сила діє в сторону протилежну радіальному зміщенню валу. Місцеві втрати тиску на вході верхньої та нижньої частин першої шпарини мають фактично однакову величину, а втрати на тертя по довжині більше в нижній частині першої шпарини з меншим зазором. На виході з першої шпарини відбувається відновлення або падіння тиску в обох частинах шпарини. Гідростатичний тиск в верхній частині з'єднувальної камери більше ніж в нижній частині, а згідно з рівнянням Бернуллі, швидкість навпаки. Зі збільшенням розмірів з'єднувальної камери в верхній частині камери зменшується гідростатичний тиск і відповідно збільшується швидкість, а в нижній частині камери навпаки. Відбувається змінення направлення радіальної гідростатичної сили з децентруючої на центруючу. При цьому, гідростатична сила на другій шпарині у всіх випадках є центруючою, що пов'язано з відсутністю наступної шпарини та постійним атмосферним тиском на виході з другої шпарини. Іншими словами, більш

коротко пояснити причину змінення направлення радіальної гідростатичної сили в двохшпаринному ущільненні можна наступним чином. При збільшенні розмірів з'єднувальної камери згідно з рівнянням Бернуллі відбувається перерозподіл тиску і швидкості по окружності камери, що викликає змінення величини осьової швидкості в зазорах ущільнення, а це в першу чергу впливає на місцеві втрати на вході як першої, так і другої шпарин, і в підсумку призводить до збільшення гідростатичної сили в частині ущільнення з меншим зазором по відношенню до гідростатичної сили в частині ущільнення з більшим зазором, тобто до відновлення ефекту Ломакіна - самоцентрування валу в шпаринному ущільненні.

Порівняння трьох конструкцій при різних радіальних і осьових розмірах камери показує, що найбільш ефективним є конструкція TwAS-GOR, яка має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили та змінення направлення сили в ній відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери. Так для конструкцій TwAS-GOR і TwAS-GIR достатньо осьового розміру з'єднувальної камери b=2-3 mm, щоб забезпечити достатню центруючу силу в двохшпаринному ущільненні. Змінення гідростатичної сили на першій шпарині від об'єму камери аналогічні до змінень від осьового розміру камери. При чому, при одному фіксованому об'ємі, величина гідростатичної сили для різних конструкцій є різною. Це підтверджує вплив не тільки геометричних розмірів, але й конструкції з'єднувальної камери. Величина витоків в двохшпаринному ущільненні несуттєво залежить від конструкції і розмірів з'єднувальної камери.

Динамічні розрахункові дослідження конструкції двохшпаринного ущільнення також підтвердили більшу ефективність конструкції TwAS-GOR, яка має найбільші позитивні значення сумарної прямої жорсткості та демпфірування. Отримано, що найбільший вплив на радіальну та тангенціальну сили має перша шпарина, при чому, обидві шпарини трьох конструкцій двохшпаринних ущільнень при осьовому розмірі з'єднувальної камери b=12 мм мають центруючу та стабілізуючу дії.

Виникнення негативної, тобто стабілізуючої тангенціальної сили F_τ, у відмінності від дестабілізуючої сили Олфорда, пояснюється розподілом окружної швидкості, а негативна центруюча сила визначається розподілом осьової швидкості в зазорах двох шпарин ущільнення. При чому, позитивна тангенціальна сила для другої шпарини є негативною тангенціальною силою для всього двохшпаринного ущільнення.

В конструкції TwAS-GOR спостерігалися суттєво більші значення фактора тертя на стінках з'єднувальної камери ніж в конструкціях TwAS-BD і TwAS-GIR. Це підтверджує суттєво менше значення сумарної негативної перехресної жорсткості і найбільше значення сумарного коефіцієнта прямого демпфування в конструкції TwAS-GOR.

В конструкції з дифузорною конусністю на другій шпарині (TwAS-D) збільшується децентруюча сумарна радіальна сила та сумарна тангенціальна сила змінюється з дестабілізуючої на стабілізуючу. При збільшені осьового розміру з'єднувальної камери з 1 на 2 мм ще більше збільшується сумарна радіальна децентруюча сила, а сумарна тангенціальна сила знову стає дестабілізуючою. Середній зазор в другій шпарині збільшується. При чому радіальні сили суттєво більші за тангенціальні сили. Дифузор на другій шпарині з камерою 1 мм зменшує сумарну пряму жорсткість, але збільшує сумарне пряме демпфування. Збільшення камери до 2 мм призводить до негативного сумарного прямого демпфування. Вал в ущільненні стає окрім статично, ще і динамічно не стійким. Окружне перетікання з верхньої в нижню частину фактично повністю відсутнє в з'єднувальній камері. Тому воно має малий вплив на перехресну жорсткість в цій конструкції ущільнення. При чому, перехресна жорсткість на першій шпарині негативна, а на другій шпарині – позитивна. Крім цього, ця конструкція ущільнення має значно більший радіальний в порівнянні з осьовим розміром камери. А також достатньо короткі по довжині шпарини по відношенню до їх діаметру і радіального розміру камери.

3.5 Числовий аналіз герметичності та динамічної стійкості деформованого плаваючого шпаринного ущільнення

3.5.1 Розрахункові моделі і методики розрахунку

Задача гідропружності для плаваючого та закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення розв’язувалася за допомогою Ansys System Coupling [336]. Аналіз деформацій кільця виконувався у модулі Ansys Transient Structural, а розрахунок течії рідини крізь кільцеву шпарину проводився у модулі Ansys Fluid Flow (CFX).

Базова конструкція кільця ущільнення, що деформується (рис. 3.52) має наступні розміри та конструктивні параметри [131]: довжина шпарини l = 25 мм; діаметр вала d = 120 мм; радіальний зазор h_0 = 0.1 мм; товщина циліндричної оболонки δ = 2 мм; діаметр вхідного бурта D_1 = 155 мм; товщина вхідного бурта b_1 = 5 мм; діаметр вихідного бурта D_2 = 155 мм; товщина вихідного бурта b_2 = 5 мм; d_1 = 122 мм; d_2 = 126 мм; a = 1 мм; діаметр підрізання вихідного бурта D= 130 мм. Матеріал кільця бронза БрАЖМц 10-3-2.

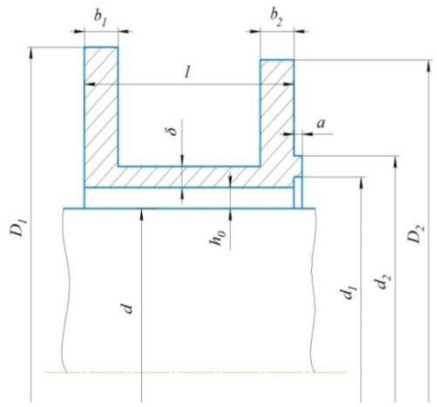
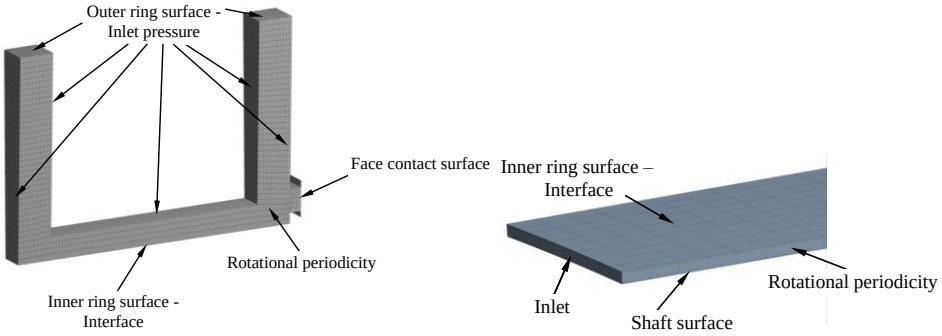


Рисунок 3.52 – Конструктивна схема U-подібного ущільнювального кільця, що деформується

Розрахункові дослідження проводилися для 2D і 3D моделей кілець ущільнення. Для 2D моделі розглядалася статична задача аналізу напружено-деформованого стану в осесиметричній постановці. Для розрахункової гекса сітки 2D моделі кільця і області зазору деформованого плаваючого ущільнення

вибирався сектор кутом 5 градусів. Розрахункова сітка з граничними умовами наведена на рис. 3.53 *а,б*. Розмірність сітки кільця - 17170 елементів. Розмірність сітки рідинного зазору - 10000 елементів. У якості граничної умови на зовнішній поверхні твердого кільця задавався вхідний тиск. На бокових гранях сектора кільця прикладалася умова обертальної періодичної симетрії. Моделювався фрикційний контакт торцевої поверхні кільця з корпусом з коефіцієнтом тертя f=0.07. На внутрішній грані задавався інтерфейс отримання даних по розподілу гідростатичного тиску та передачі даних розподілу деформацій. Для рідинного зазору на бокових гранях задавались граничні умови обертальної періодичності, статичний тиск на вході і виході, на поверхні вала і поверхні внутрішнього кільця – умови відсутності ковзання на стінках. Крім того, на поверхні пов'язаної з внутрішньою поверхнею кільця визначався інтерфейс передачі даних розподілу гідростатичного тиску та отримання розподілу деформацій.

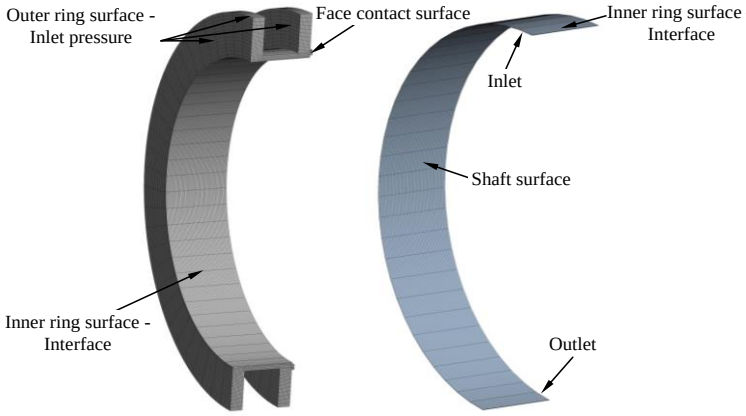
Розглядалася ізотермічна турбулентна течія води з використанням k-ε моделі турбулентності. Для моделювання пограничного шару сітка зазору, яка складалася із 10 елементів по товщині, згущувалася біля стінок. В результаті розрахунків отримані величини витоків, розподіли гідростатичного тиску і зазору по довжині ущільнення та напружено-деформований стан плаваючого кільця шпаринного ущільнення без урахування обертання вала.



а) *б)*

Рисунок 3.53 – Розрахункова сітка 2D моделі кільця (*а*) і зазору (*б*) деформованого шпаринного ущільнення

Для 3D моделі розглядалась повна обертальна геометрія кільця ущільнення та рідинного зазору з Bonded контактом торцевої поверхні. Розрахункова гекса сітка 3D моделі кільця і зазору наведена на рис. 3.54 *а,б*. Структурована гекса сітка кільця налічувала 27607 елементів, сітка зазору - 30000. Подібно до 2D моделі, у якості граничної умови на зовнішню поверхню кільця ущільнення прикладався вхідний тиск. На вході рідинного зазору задавався статичний тиск ущільнювального середовища, а на виході статичний тиск 0 Па, який є умовою витікання рідкого середовища в атмосферу. Внутрішні циліндричні поверхні зі сторони кільця і зазору використовувалися у якості поверхонь інтерфейсу. На стінках зазору задавалась умова відсутності ковзання.



а) *б)*

Рисунок 3.54 – Розрахункова сітка 3D моделі кільця (*а*) і зазору (*б*) деформованого шпаринного ущільнення

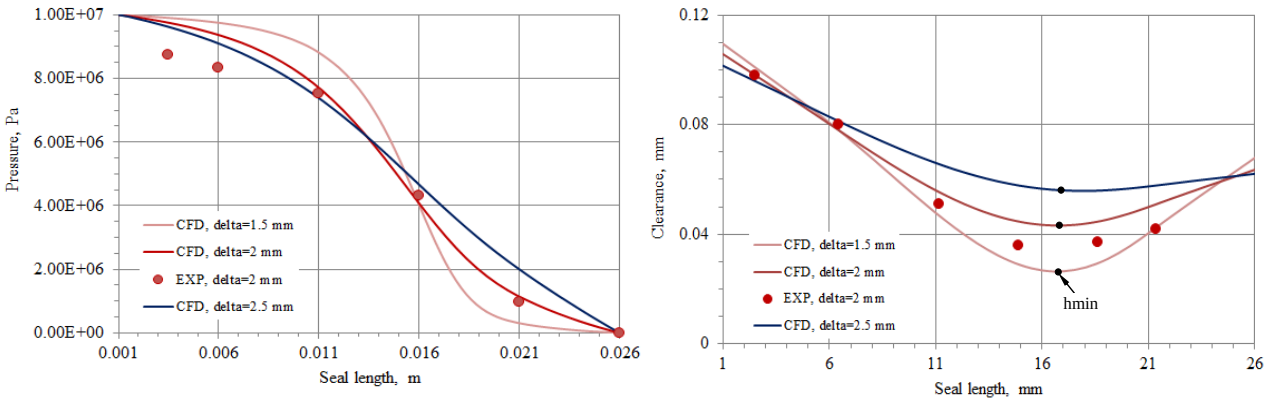
Аналіз статичної і динамічної стійкості вала в деформованому шпаринному ущільненні виконувався за рахунок застосування програмою Ansys CFX числової методики деформованої сітки.

При розв’язанні задачі аналізу статичної стійкості плаваючого і закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення до поверхні вала прикладалося відносне радіальне зміщення e=0.2,0.3,0.4,0.5, в залежності від якого отримувались величини радіальної сили і витоків. Аналізувався напружено-деформований стан закріпленого кільця деформованого шпаринного ущільнення.

При аналізі динамічного стану вала, при закріпленому кільці деформованого шпаринного ущільнення, до поверхні вала прикладалися переміщення z=*e*·cos(ωt) та y= e·sin(ωt), які задавали пряму синхронну прецесію за круговою траєкторією. При цьому власна частота обертання поверхні вала дорівнювала 22000 об/хв. Моделювалося одне прецесійне обертання вала з 20 кроками за часом. Величина ексцентриситету e=0.01 мм, що еквівалентно 10% від величини зазору. В результаті розв'язувалася спільна задача гідропружності і прецесії вала за круговою траєкторією. За отриманими при розрахунку динамічними силами оцінювалися динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфування (4.6) [337].

3.5.2 Результати розв'язання задачі гідропружності, статичного і динамічного аналізу

В результаті статичного розрахунку для плаваючого та закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення проаналізовано вплив товщини циліндричної оболонки, розмірів вхідного і вихідного буртів, вхідного тиску та радіального зміщення вала на розподіл гідростатичного тиску та величину зазору по довжині, витоки, напружено-деформований стан та радіальну силу.



а) *б)*

Рисунок 3.55 – Розподіл гідростатичного тиску (*а*) та зазору (*б*) по довжині 2D моделі плаваючого кільця при різній товщині циліндричної оболонки

Розподіли гідростатичного тиску та зазору по довжині ущільнення при різній товщині циліндричної оболонки (рис. 3.55 *а,б*) показують, що для 2D моделі базової конструкції ущільнення при δ=2 мм і ширині вхідних буртів $b_1=b_2=5$ мм результати розрахунків добре співпадають з результатами експерименту. Так за гідростатичним тиском максимальна відносна похибка не перевищує 10,7 %, за зазором – не перевищує 18 %. При зменшенні товщини циліндричної оболонки відбувається зменшення більш ніж у два рази мінімального зазору з $h_{min}=0{,}0559$ мм до $h_{min}=0{,}0265$ мм і витоків з Q=1,33 л/с до Q=0,651 л/с при δ=2,5 мм і δ=1,5 мм відповідно (рис. 3.56). Профіль розподілу гідростатичного тиску перетворюється з рівномірного близького до параболічного на нерівномірний з випуклою формою кривої на конфузорній частині зазору і вогнутою кривою на дифузорній частині зазору. Положення мінімального зазору незначно зміщується в сторону входу в ущільнення.

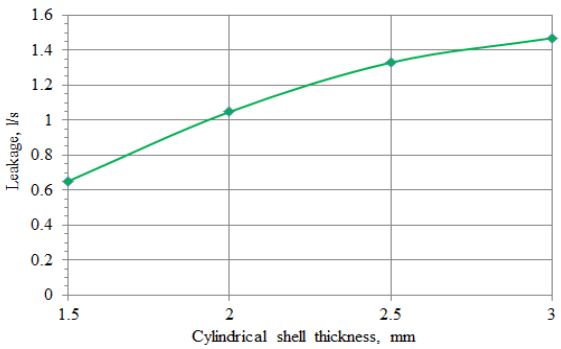
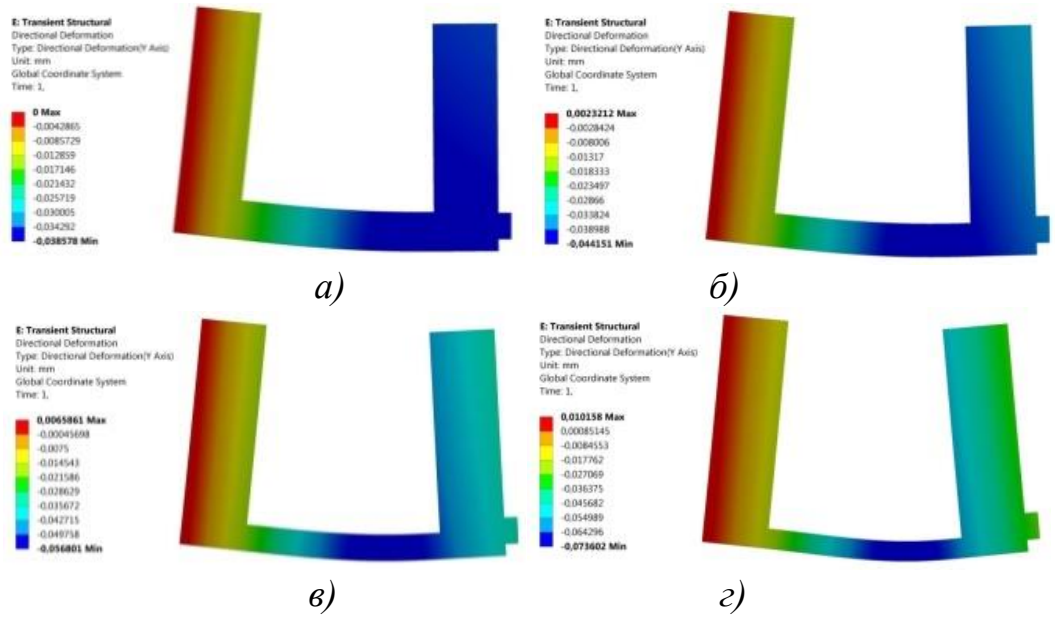


Рисунок 3.56 – Залежність витоків від товщини циліндричної оболонки для 2D моделі плаваючого кільця

Радіальні деформації плаваючого кільця ущільнення (рис. 3.57 *а-г*) показують, що при зменшенні товщини циліндричної оболонки U-образної форми відбувається збільшення кута повороту насамперед вихідного бурта. За рахунок цього відбувається збільшення кутів розкриття конфузору і дифузору (Рис. 3.55 *б*).

Розподіли гідростатичного тиску і зазору по довжині плаваючого кільця ущільнення (рис. 3.58 *а,б*) показують, що зі зменшенням товщини вхідного і вихідного буртів збільшується наповненість профілю розподілу тиску,

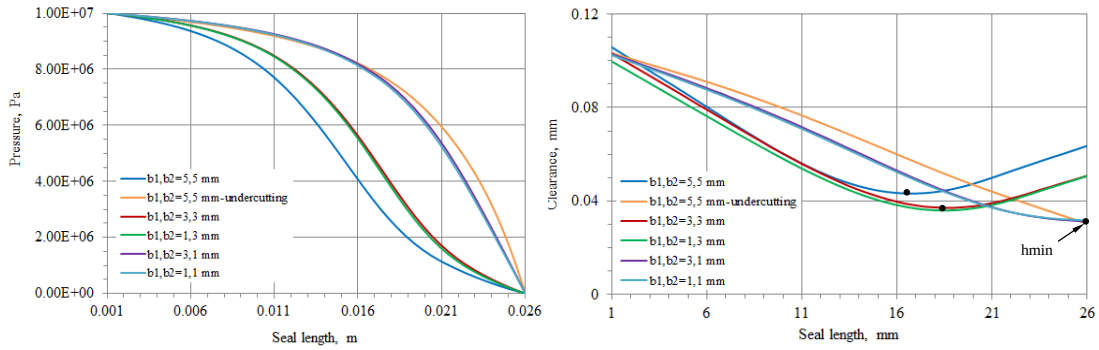
зменшується величина мінімального зазору з h_{min}=0,0416 мм до h_{min}=0,0319 мм і витоки (рис. 3.59). Також змінюється положення мінімального зазору в сторону виходу з ущільнення. При ширині вхідного бурта b_1=3 мм і b_1=1 мм та ширині вихідного бурта b_2=1 мм забезпечується конфузорна форма зазору по всій довжині ущільнення. При чому витоки мають мінімальну величину Q=0,77 л/с. Підрізання вихідного бурта плаваючого кільця ущільнення при b_1=b_2=5 мм до діаметру D=130 мм також призводить до формування конфузорного зазору по всій довжині ущільнення. Витоки зменшуються з Q=1,048 л/с до Q=0,875 л/с. Профіль розподілу гідростатичного тиску має найбільш наповнену форму кривої.



а) *б)*

в) *г)*

Рисунок 3.57 – Радіальні деформації 2D моделі деформованого плаваючого кільця: δ=3 мм (*а*), δ=2.5 мм (*б*), δ=2 мм (*в*), δ=1.5 мм (*г*)



а) *б)*

Рисунок 3.58 – Розподіл гідростатичного тиску (*а*) та зазору (*б*) по довжині 2D моделі плаваючого кільця при різних розмірах вхідного і вихідного буртів

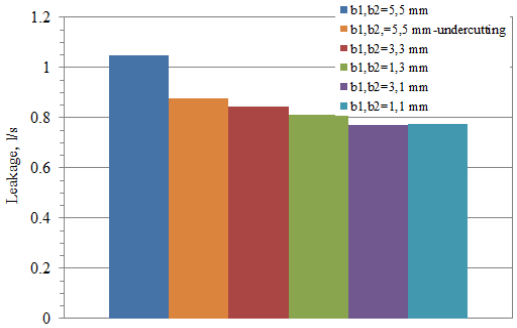
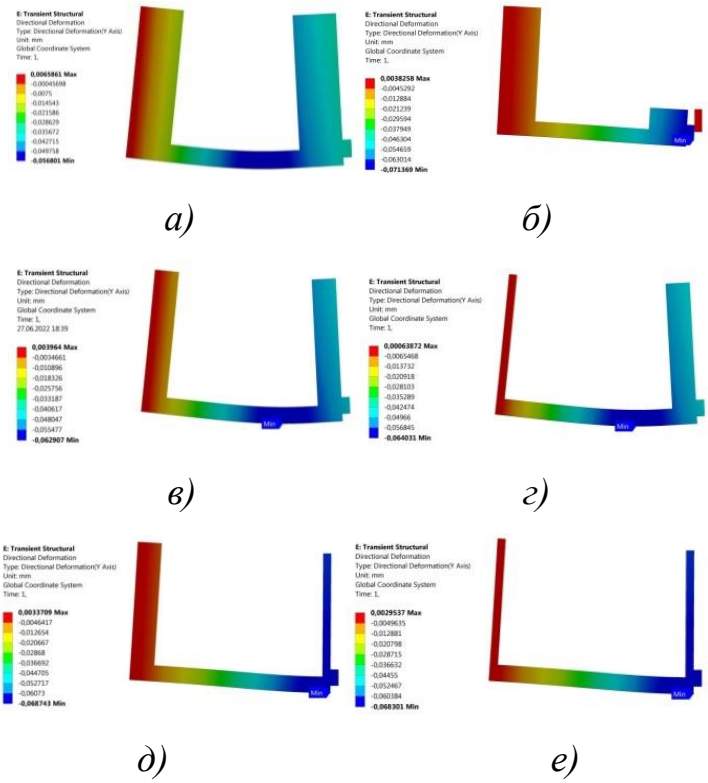


Рисунок 3.59 – Витоки в 2D моделі плаваючого кільця при різних розмірах вхідного і вихідного буртів



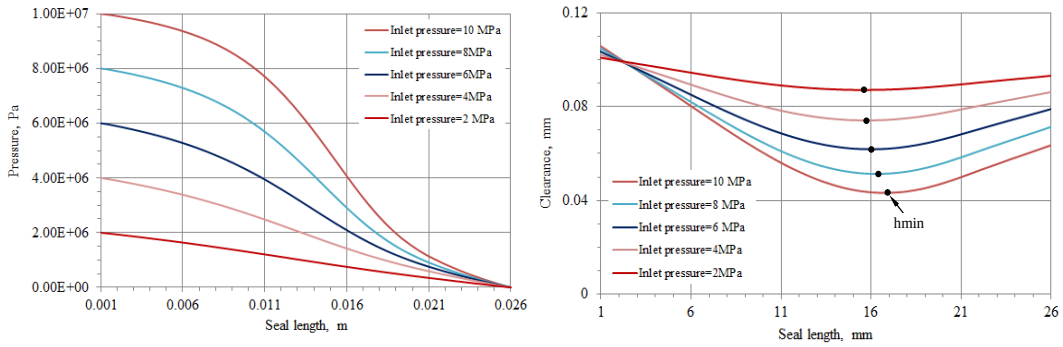
а) *б)*

в) *г)*

д) *е)*

Рисунок 3.60 – Радіальні деформації 2D моделі деформованого плаваючого кільця: $b_1=b_2=5$ мм (*а*), $b_1=b_2=5$ мм - підрізання (*б*), $b_1=b_2=3$ мм (*в*), $b_1=1$ мм, $b_2=3$ мм (*г*), $b_1=3$ мм, $b_2=1$ мм (*д*), $b_1=b_2=1$ мм (*е*)

Радіальні деформації плаваючого кільця ущільнення (рис. 3.60 *а-е*) збільшуються зі зменшенням товщини вхідного і вихідного буртів. При чому зі зменшенням товщини вихідного бурта і його підрізанням збільшується величина кута повороту вхідного бурта і зменшується величина кута повороту вихідного бурта. Таким чином, основний вплив на конусної форми прогин плаваючого кільця ущільнення має товщина і діаметральний розмір вихідного бурта.



а) *б)*

Рисунок 3.61 – Розподіл гідростатичного тиску (*а*) та зазору (*б*) по довжині 2D моделі деформованого плаваючого кільця при різних ущільнювальних тисках для базової конструкції ущільнення (δ=2 мм, b_1=b_2=5 мм)

Розподіли гідростатичного тиску і зазору по довжині ущільнення в залежності від ущільнювального тиску для базової конструкції ущільнення з плаваючим кільцем (рис. 3.61 *а,б*) показують збільшення наповненості профілю тиску і зменшення величини мінімального зазору зі збільшенням вхідного тиску. Величина зазору зменшується майже в два рази з h_{min}=0,0872 мм до h_{min}=0,0432 мм при P_{in}=2 і 10 МПа відповідно. Також дещо зміщується в сторону виходу із ущільнення положення точки мінімального зазору. Цим пояснюється квадратичне змінення величини витоків від ущільнювального тиску (рис. 3.62). Спочатку відбувається зростання витоків приблизно до величини тиску 6 МПа, а потім величина витоків починає зменшуватись при тисках 8 і 10 МПа. Відносна похибка між розрахунковими і експериментальними даними за величиною витоків не перевищує 8.6%. При цьому за трендом всі розрахункові залежності ідентичні з результатами експерименту.

Зрозуміло, що радіальні деформації плаваючого кільця базової конструкції збільшуються зі збільшенням вхідного тиску. Порівняння еквівалентних напружень при вхідному тиску P_{in}=10 МПа (рис. 3.63) для базової конструкції, конструкції з мінімальною товщиною вхідного і вихідного буртів, та конструкції з підрізанням вихідного бурта показало, що найбільша величина напруження в конструкції з підрізанням вихідного бурта. При чому

еквівалентні напруження суттєво менші ніж допустиме напруження для матеріалу 340 МПа.

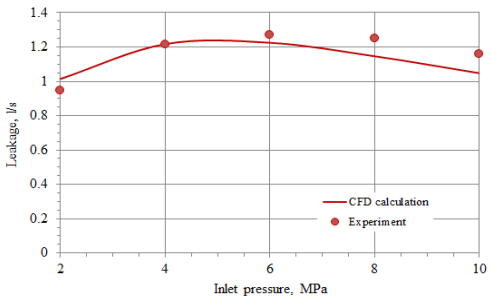
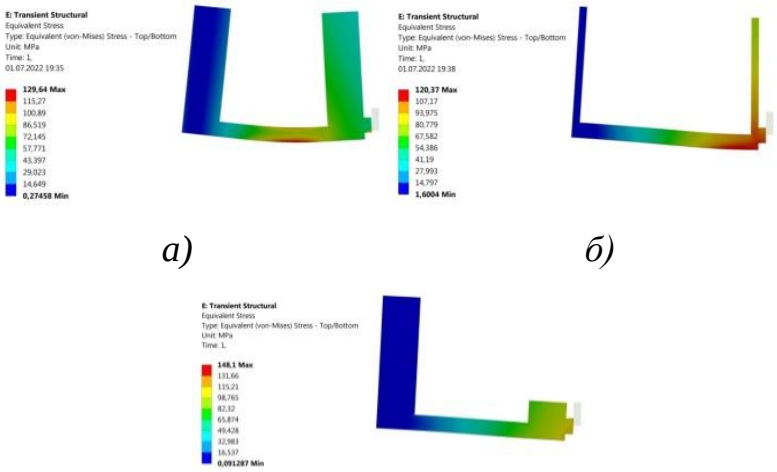


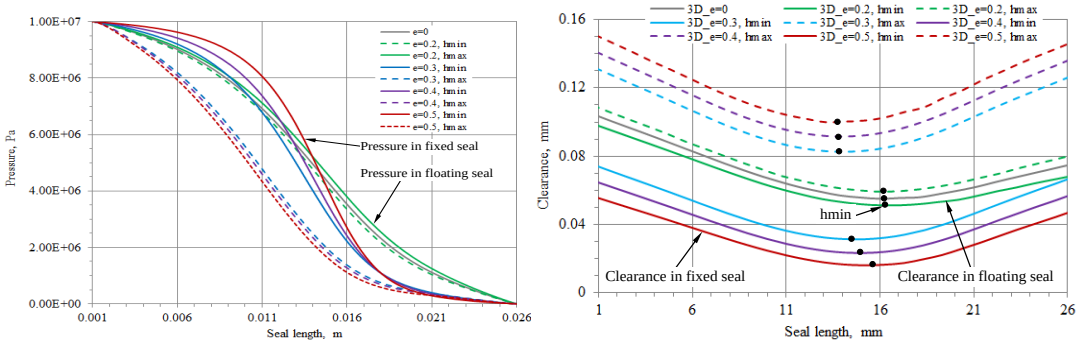
Рисунок 3.62 – Витоки в залежності від вхідного тиску в 2D моделі деформованого плаваючого кільця базової конструкції ущільнення (δ=2 мм, b_1=b_2=5 мм)



а) *б)*

в)

Рисунок 3.63 – Еквівалентні напруження в базовій b_1=b_2=5 мм (*а*), конструкції b_1=b_2=1 мм (*б*) і конструкції з підрізанням b_1=b_2=5 мм (*в*) 2D моделі ущільнення



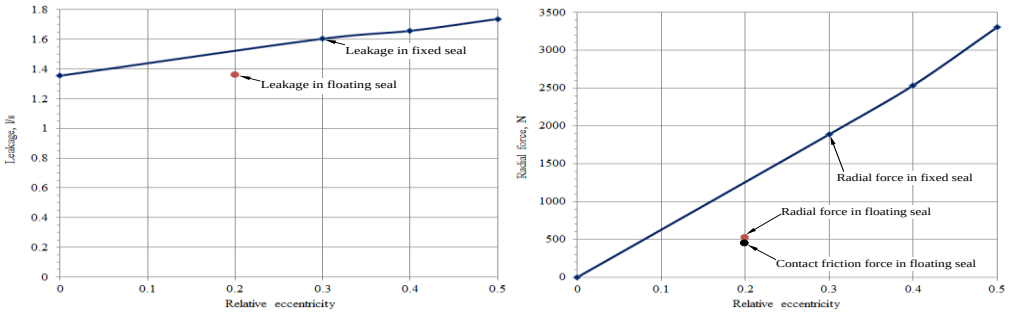
а) *б)*

Рисунок 3.64 – Розподіл гідростатичного тиску (*а*) та зазору (*б*) по довжині 3D моделі деформованого плаваючого та закріпленого кілець при різних радіальних зміщеннях вала

Розподіли гідростатичного тиску та зазору по довжині плаваючого та закріпленого деформованих кілець ущільнень при різних радіальних зміщеннях вала (рис. 3.64 *а,б*) показують, що для 3D моделі плаваючого кільця різниця між розподілами тиску і зазору в місцях мінімального та максимального зазорів є незначною. Це пов'язано з тим, що при відносному радіальному зміщенні вала e=0.2 радіальна гідростатична сила, яка виникає в ущільненні, зміщує кільце в зворотному напрямку на e=0.16. Тобто на величину приблизно 80% від попереднього радіального зміщення вала. При цьому радіальна сила дорівнює 521.2 Н, а сила тертя у контакті плаваючого кільця дорівнює 453.3 Н (рис. 3.65 *б*). А це означає, що радіальна сила лише на 13% більше сили тертя. При чому величина витоків Q=1,36 л/с майже не змінюється, а величина радіальної сили збільшується значно менше ніж для закріпленого кільця, якщо порівнювати з концентричним положенням вала e=0 (рис. 3.65 *а*). Але навпаки, для закріпленого кільця різниця між розподілами гідростатичного тиску та зазору в місцях мінімального та максимального зазорів є суттєвою та пов'язана з більш значним радіальним переміщенням вала e=0,3, 0,4, 0,5 (рис. 3.64 *а,б*). Мінімальне значення зазору змінюється як за величиною, так і за положенням по довжині ущільнення (рис. 3.64 *б*). Що пояснюється різницею між профілями гідростатичного тиску. Збільшення величини витоків і радіальної сили від радіального зміщення вала для конструкції ущільнення з закріпленим деформованим кільцем відбувається за лінійними залежностями (рис. 3.65 *а,б*).

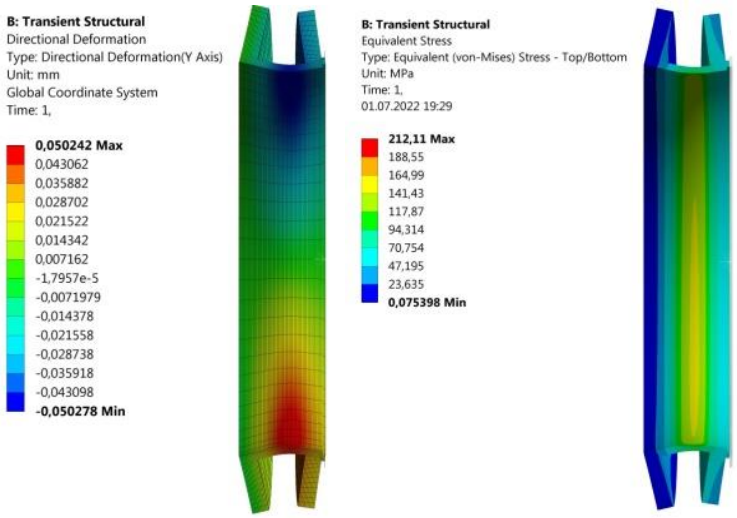
Закріплення деформованого кільця ущільнення обумовлено тим, що при збільшені відносного радіального зміщення вала відбувається збільшення радіальної сили, яка намагається змістити кільце в зворотному напрямку, що призводить до суттєвих деформацій розрахункової сітки і це не дає можливості виконання подальших розрахунків.

Радіальне переміщення і еквівалентні напруження 3D моделі кільця ущільнення представлені на рисунку 3.66 *а,б*.



а) *б)*

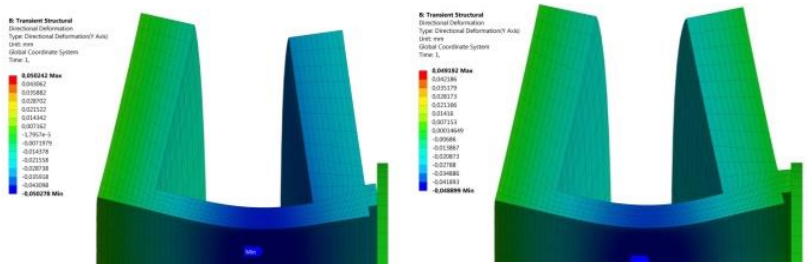
Рисунок 3.65 – Залежність витоків (*а*) і радіальної сили (*б*) від радіального зміщення вала для 3D моделі деформованого плаваючого та закріпленого кілець шпаринного ущільнення



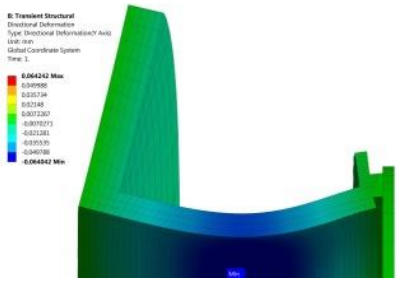
а) *б)*

Рисунок 3.66 – Радіальні деформації (*а*) і еквівалентні напруження (*б*) 3D моделі деформованого плаваючого кільця при e=0.2

Порівняння радіальних деформацій статичної та закріпленої динамічної 3D моделей (рис. 3.67 *а,б*) показує, що більша величина деформації і переміщення точки мінімального зазору в сторону виходу ущільнення відбувається в статичній моделі. Це пов’язано з тим, що плаваюче кільце в статичній моделі має можливість переміщення торцевої контактної поверхні на відміну від закріпленого кільця в динамічній моделі. Проте найбільшу деформацію має динамічна модель конструкції кільця з підрізанням (рис. 3.67 *в*), не глядячи на те, що кільце є закріпленим.



а) *б)*



в)

Рисунок 3.67 – Радіальні деформації статичної (*а*) та закріплених динамічних 3D моделей базової конструкції $b_1=b_2=5$ мм (*б*) і конструкції з підрізанням $b_1=3$ мм, $b_2=1$ мм (*в*)

В результаті динамічного розрахунку за гідродинамічними силами в зазорі деформованого закріпленого кільця шпаринного ущільнення оцінені коефіцієнти прямої і перехресної жорсткості та демпфування, отримана величина зазору і витоки в базовій конструкції і конструкції з підрізанням $b_1=3$ мм, $b_2=1$ мм (табл. 3.9, рис. 3.67 *б,в*).

Таблиця 3.9 – Динамічні коефіцієнти, величина витоків і мінімального зазору для двох конструкцій деформованих шпариних ущільнень

Конструкція	k, Н/м	C, Н·с/м	K, Н/м	c, Н·с/м	Q, л/с	h_{min}, мм
b1=b2=5 мм, δ=2 мм	7,941e7	4,746e8	-2,357e8	7,223e8	1,326	0,051
b1=3 мм, b2=1 мм (підрізання) δ=2 мм	1,00e08	6,00e08	-3,00e08	8,00e08	1,002	0,036

Обидві конструкції мають негативну величину коефіцієнту прямої жорсткості та позитивні величини коефіцієнтів прямого та перехресного демпфування і перехресної жорсткості. Це говорить про динамічну стійкість валу в цих ущільненнях. Проте негативне значення прямої жорсткості необхідно

враховувати при розрахунках критичної швидкості вала. В конструкції з підрізанням абсолютні значення всіх динамічних коефіцієнтів збільшуються, що пов’язано зі зменшенням зазору і відповідно величини витоків. Негативна величина коефіцієнта жорсткості пояснюється збільшенням сумарної швидкості рідини у місці з мінімальним зазором.

3.5.3 Висновки

Розв’язання задачі гідропружності за допомогою Ansys System Coupling (Mechanical і CFX) для плаваючого та закріпленого кілець деформованого шпаринного ущільнення дозволило проаналізувати вплив товщини циліндричної оболонки, розмірів вхідного і вихідного буртів, вхідного тиску та радіального зміщення вала на розподіл гідростатичного тиску та величину зазору по довжині, витоки, напружено-деформований стан та радіальну силу.

Верифікація обчислювальних 2D і 3D моделей з результатами експерименту, відомими з літератури, показала, що максимальна відносна похибка не перевищує 10.7 % за гідростатичним тиском, 18 % за зазором і 8.6% за величиною витоків. При цьому за трендом всі розрахункові залежності ідентичні до результатів експерименту. Деяка незначна розбіжність між результатами розрахунку і експерименту пояснюється тим, що моделювання виконано без врахування вхідних втрат тиску на вході в ущільнення.

Результати розрахункових досліджень показали, що за рахунок деформацій U-подібного кільця під дією ущільнювального тиску значно зменшується зазор і відповідно витоки в деформованому ущільненні. Підбором товщини циліндричної оболонки та товщини вхідного і вихідного буртів можна впливати як на величину, так і на форму зазору між валом і кільцем. Зменшення товщини циліндричної оболонки зменшує величину мінімального зазору і збільшує кут розкриття конфузорного і дифузорного каналів, які формуються на вході і виході з ущільнення. Зменшення товщини вхідного і вихідного буртів зменшує величину мінімального зазору і збільшує протяжність конфузорного зазору. Це відбувається за рахунок деформацій, а також переміщення торцевої

контактної поверхні в радіальному напрямку до поверхні валу. Формування конфузорного зазору по всій довжині ущільнення також забезпечує окреме зменшення товщини і підрізання вихідного бурта деформованого ущільнення. У цьому разі наглядно зменшуються витоки.

Збільшення ущільнювального тиску для базової конструкції ущільнення закономірно призводить до зменшення величини мінімального зазору за рахунок прогину циліндричної оболонки і радіального переміщення торцевої контактної поверхні. Кут розкриття конфузору і дифузору збільшується. Витоки с початку збільшуються до величини тиску 6 МПа, а потім зменшуються. Крива має параболічну форму.

Максимальні напруження для всіх розглянутих конструкцій деформованого шпаринного ущільнення не перевищують максимально допустиме напруження матеріалу 340 МПа.

При статичному аналізі при вхідному тиску 10 МПа та при радіальному зміщенні вала e=0.2 відбувається самоцентрування плаваючого кільця ущільнення під дією центруючої радіальної сили. Збільшення радіального зміщення вала в ущільненні з закріпленим кільцем з e=0.3 до e=0.5 призводить до збільшення центруючої радіальної сили і витоків майже по лінійному закону. Забезпечуються статична стійкість вала навіть при наявності ділянок конфузорного та дифузорного зазорів по довжині ущільнення.

Аналіз динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування для закріпленого кільця деформованого ущільнення базової конструкції з товщиною вхідного і вихідного буртів 5 мм і конструкції з товщиною вхідного і вихідного буртів 1 мм, показує наявність негативної величини прямої жорсткості. Яка обумовлена збільшенням сумарної швидкості руху рідини у місці мінімального зазору. При чому зменшення товщини буртів зменшує величину мінімального зазору та призводить до збільшення абсолютної величини динамічних коефіцієнтів прямої та перехресної жорсткості та демпфування. Не дивлячись на негативну пряму жорсткість забезпечується динамічна стійкість вала в ущільненні. Проте негативне значення прямої

жорсткості необхідно враховувати при розрахунку критичної частоти обертання вала.

3.6 Числовий аналіз витратних і ротородинамічних характеристик лункових демпферних ущільнень

3.6.1 Аналіз впливу геометрії ущільнення на витоки методом планування експерименту (DOE)

3.6.1.1 Геометричні параметри, робочі та граничні умови

Параметричний аналіз впливу геометрії на витоки лункового ущільнення з серповидними канавками (ЛУСК) може бути виконаний за допомогою методу планування експерименту (DOE) програмного модуля ANSYS DesignXplorer [338]. Геометричні параметри, які змінюються протягом розрахунку: ширина і глибина лунки, ширина ребра і півкут лунки α/2 (кількість лунок в окружному напрямку 360/α) (рис. 3.68).

На рис. 3.68 *а* показано приклад геометрії та основних розмірів ЛУСК в окружному напрямку, а на рис. 3.68 *б* в осьовому напрямку для конструкції з 16 перехрещеними рядами лунок. Геометрія сектора складається з 1/16 частини та в подальшому створювалася повна модель ЛУСК в програмному модулі Ansys Design Modeler. Сітка отримана для сектора з обертальною періодичністю. ANSYS Meshing генерує розрахункову структуровану гексаедричну сітку для створеної геометрії лункового ущільнення за допомогою методів MultiZone і Mapped Face Meshing. Кількість елементів у зазорі дорівнювала 10 елементам. Розмір сітки для сектора геометрії дорівнював 460000 елементів. Аналіз сіткової незалежності моделі виконувався для чотирьох різних сіток з розмірами - 137470, 331860, 460000, 653640 елементів. Сітка згущувалася біля стінок до тих пір поки не був отриманий необхідний параметр y^+=30-300 для відповідної *k-ε* моделі турбулентності. На рис. 3.69 показаний приклад розрахункової сітки для базової конструкції ущільнення з 30 перехрещеними рядами.

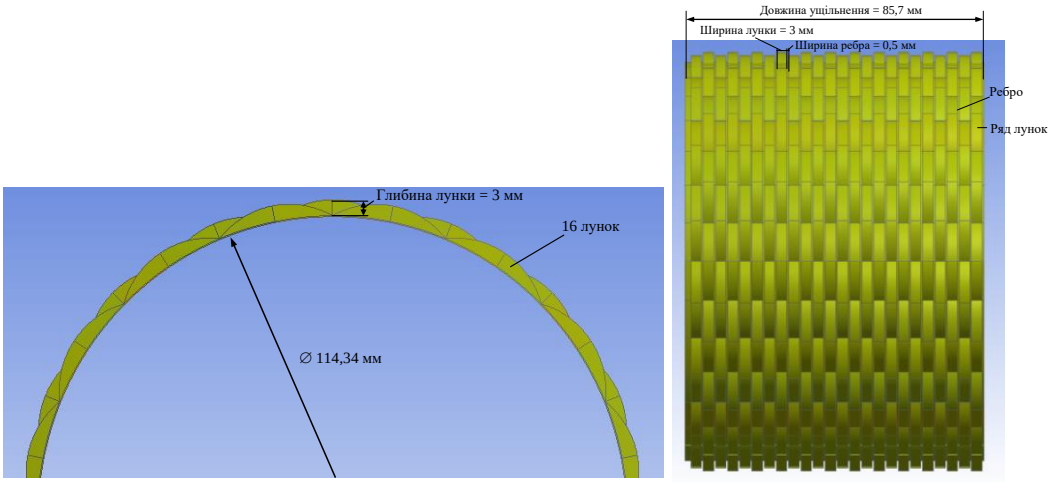


Рисунок 3.68 – Геометрія та розміри ущільнення з перехрещеними рядами лунок (16 лунок, глибина лунки 3 мм, ширина лунки 3 мм, ширина ребра 0,5 мм)

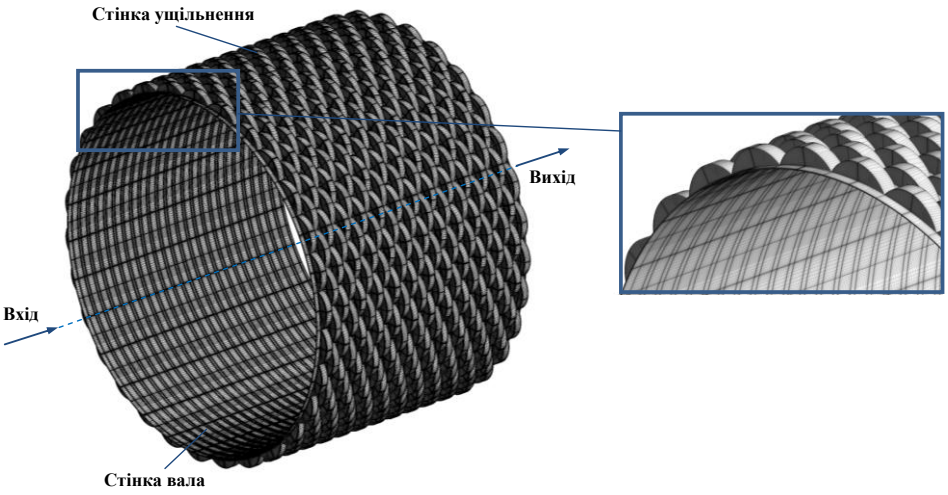


Рисунок 3.69 – Розрахункова сітка та граничні поверхні ЛУСК

Геометрія сектора ущільнення задавалася параметрично в модулі DesignModeler. Це стосувалося глибини, ширини та кількості лунок в окружному напрямку. У таблиці 3.10 наведені геометричні розміри та робочі умови при діаметрі вала, довжині, зазорі та граничних умовах, отриманих у відповідності до експерименту для ущільнень з сіткою отворів, який проведений в роботі [339].

За допомогою методу планування експерименту DOE (Central Composite Design with Face-Centered Design Type) створено набір розрахункових планів з набором параметрично заданих геометричних параметрів (15 конструкцій). Аналіз впливу геометрії на витоки в ущільненні проводився для сектору моделі

ущільнення. Це значно спрощувало розрахункову модель і час розрахунку. Після виконання розрахунку набору конструкцій шляхом апроксимації розрахункових точок отримувалися поверхні відгуку за допомогою методу нейронної мережі, який успішний для високо нелінійних відгуків та математичної методики, заснованої на природній нейронній мережі мозку людини [338]. В результаті отримана поверхня відгуку, яка характеризує вплив трьох вхідних геометричних параметрів ущільнення (полу кута лунки, глибини лунки та ширини лунки) на такий вихідний параметр, як витоки.

Детермінований метод використовує Central Composite Design DOE, який поєднує одну центральну точку, точки вздовж осей вхідних параметрів і точки, визначені фракційним факторним планом, який включає три рівні без повороту. Метод поверхні відгуку (RSM) зазвичай є емпіричним співвідношенням між вихідною змінною та набором незалежних вхідних змінних. Зазвичай використовується для створення приблизних сурогатних аналітичних інструментів високого порядку. Прогнози в рамках простору конструкцій називають інтерполяцією. Нейронна мережа: нелінійна статистична апроксимація, яка заснована на роботі біологічної нейронної мережі. Кількість комірок контролює якість методу поверхні відгуку. Як правило, має бути в діапазоні від 1 до 10.

Таблиця 3.10 – Геометричні параметри та робочі умови лункового ущільнення при CFD моделюванні

Параметр	Величина
Вхідний тиск, P_{in}	7,00 МПа
Вихідний тиск, P_{out}	3,15 МПа
Вхідна температура, T_{in}	17,4 °C
Швидкість вала, ω	20200 об/хв
Зазор, C_r	0,2 мм
Радіус вала, R	57,37 мм
Довжина ущільнення, L	85,7 мм
Рідина	Повітря (Ідеальний газ)
Кількість лунок в окружному напрямку	40, 30, 20, 10 (4 конструкції) і 40, 30, 20, 15, 12, 10 (6 конструкцій)
Глибина лунки (Нижня…Верхня Границя)	0,5…4 мм
Ширина лунки (Нижня…Верхня Границя)	1…3 мм і 1…6.5 мм
Ширина ребра (Нижня…Верхня Границя)	2,5…0,5 мм і 6…0,5 мм
Сумарна ширина ряду	Ширина лунки+Ширина ребра

Для виконання розрахунків застосовувалася програма Ansys CFX [332], яка використовує для дискретизації рівнянь гібридний метод скінченного об'єму з функціями форми з методу скінченних елементів (усереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є–Стокса). Для описання турбулентної течії використовувалася k-ε модель турбулентності зі стандартною функцією стінки. Стисливість газового середовища описувалась рівняннями стану ідеального газу для повітря, повної енергії, а також балансу масової витрати, величина якої на вході та виході контролювалася під час розрахунку. Граничними умовами (табл. 3.10, рис. 3.69) на вході та виході встановлювалися статичні тиски. Для врахування відцентрових і Коріолісових сил інерції, розрахункова область ущільнення розглядалася в обертовій системі відліку зі швидкістю обертання ротора ω. Стінка вала знаходиться в обертовій системі відліку, тоді як стінка ущільнення мала граничну умову обертання в протилежному напрямку, яка необхідна для створення нульової швидкості з умовою відсутності ковзання на стінці. На вході ущільнення також встановлювалася температура (табл. 3.10). Використовувався змішаний метод дискретизації рівнянь. Розв'язок системи дискретизованих рівнянь здійснювався на основі зв'язаного підходу, компоненти тиску та швидкості визначалися одночасно в одному циклі.

Найважливішим вихідним параметром розрахунку ущільнення є масова витрата. Масова витрата через ущільнення визначається шляхом розрахунку наступного інтеграла по всіх точках інтегрування граничних умов на виході

$$M = \rho U \int_S dA$$

де U – компонента вектора швидкості, перпендикулярна до всієї граничної поверхні виходу S.

3.6.1.2 Результати розрахунку методом планування експерименту (DOE)

В результаті розрахунку отримано масову витрату лункового ущільнення для чотирьох конструкцій з перехрещеними рядами лунок (різна кількість лунок в окружному напрямку, технологічні значення) і шириною лунки 1…3

мм (табл. 3.10). Постійна загальна ширина ряду лунок і ребра дорівнює 3,5 мм. А також для шести конструкцій з перехрещеними рядами лунок (різна кількість лунок в окружному напрямку, технологічні значення) і шириною лунки 1…6,5 мм. (табл. 3.10). Постійна сумарна ширина лунки і ребра дорівнює 7 мм. Глибина лунки в обох випадках змінювалася в діапазоні від 0,5 до 4 мм.

Результати розрахунку у вигляді поверхонь відгуку наведено на рис. 3.70 *а,б,в,г*. Як видно з рисунка 3.70, найбільший вплив на масову витрату має ширина лунки. Так при зміні ширини лунки від 1 мм до 3 мм масова витрата змінюється від 0,58 кг/с до 0,37 кг/с для лункового ущільнення із загальною шириною ряду 3,5 мм при максимальній глибині лунки 4 мм (рис. 3.70 *а*). А для ущільнення із загальною шириною ряду 7 мм при зміні ширини лунки від 1 мм до 6,5 мм, масова витрата змінюється в діапазоні від 0,64 до 0,28 кг/с при максимальній глибині лунки 4 мм (рис. 3.70 *б*). Змінення глибини лунки призводить до менш істотного змінення масової витрати в середньому в діапазоні від 0,38 до 0,28 кг/с для обох випадків при максимальних значеннях ширини лунки 3 мм і 6,5 мм (рис. 3.70 *а,б*). Так, при меншій сумарній ширині ряду лунок витоки дещо збільшуються, при більшій – зменшуються. Вплив напівкута лунки $\alpha/2$, тобто кількості лунок в окружному напрямку, на масову витрату (рис. 3.70 *в, г*) є більш суттєвим для більшої сумарної ширини ряду лунок, тому масова витрата може змінюватися в діапазоні від 0,3 до 0,41 кг/с для цього випадку (рис. 3.70 *г*).

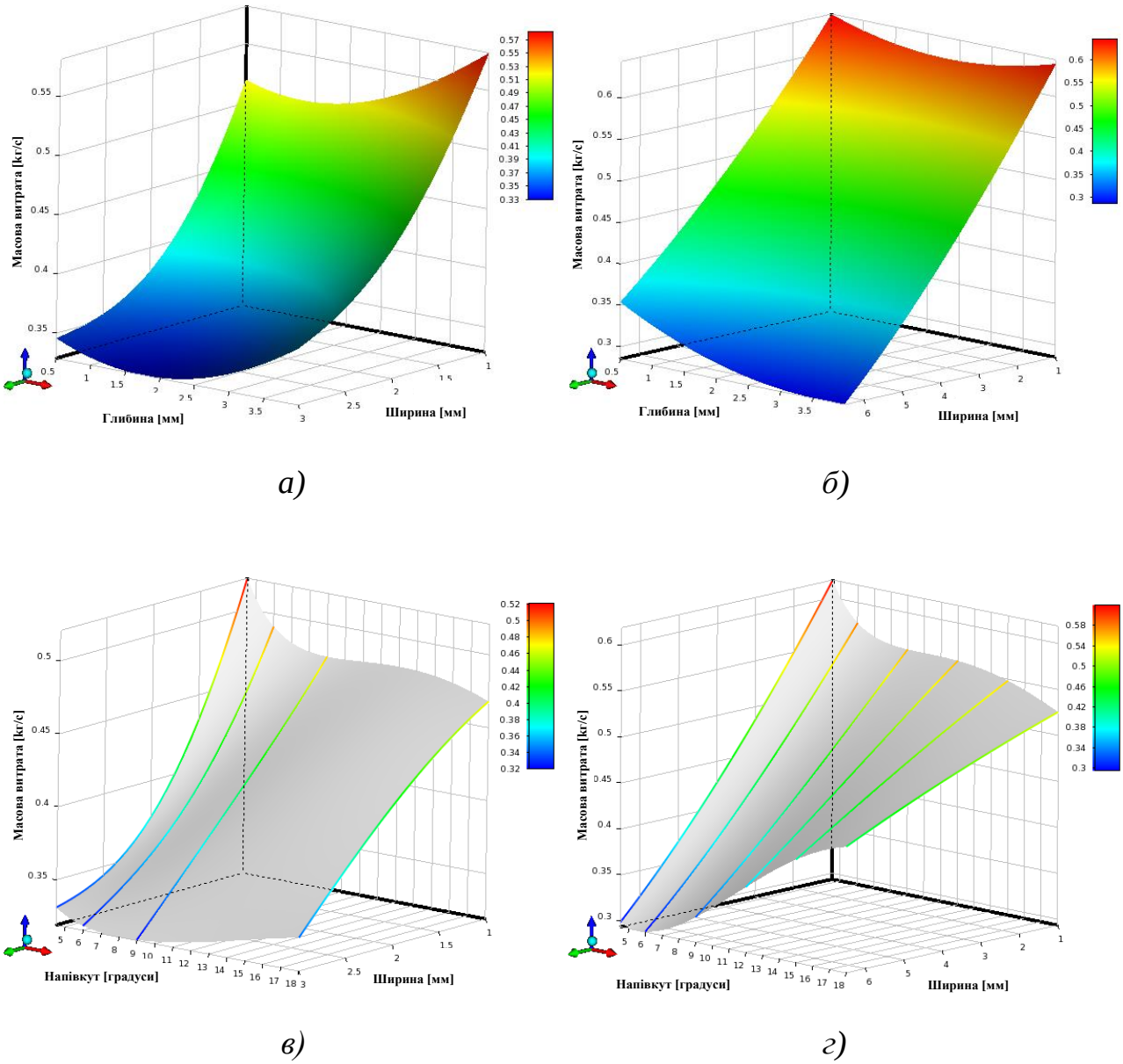
Рис. 3.71 *a,c* підтверджує, що серед трьох вхідних параметрів P1–Ширина, P2–Напівкут, P3–Глибина, ширина є найбільш чутливим параметром конструкції. Параметр P3–Глибина більш чутливий для конструкції із загальною шириною ряду 3,5 мм. Для параметру P2– Напівкута спостерігається трохи більша чутливість для конструкції із загальною шириною ряду 7 мм. Рис. 3.71 *b,d* демонструє відповідну якість представлення поверхні відгуку.

3D лінії току в ЛУСК представлені на рис. 3.72. Вони показують складну тривимірну структуру течії, яка має три типи вихорів, таких як: основна

окружна течія в зазорі між ущільненням і валом, і вихрові течії всередині лунок в окружному та осьовому напрямках.

Турбулентна кінетична енергія та поля ліній току в осьовому та окружному напрямках для серповидної канавки лункового ущільнення наведені на рис. 3.73. З усього спектру досліджених конструкцій лункових ущільнень розглянуто лише три конструкції: конструкція ущільнення (рис. 3.73 *а,б*) з мінімальною шириною лунки і максимальними витоками 0,531 кг/с (ширина лунки - 1 мм, кількість лунок в окружному напрямку - 16, глибина лунки - 2,5 мм); конструкція ущільнення (рис. 3.73 *в,г*) з максимальною шириною, мінімальною глибиною і кількістю лунок, а також з мінімальними витоками 0,330 кг/с (ширина лунки - 3 мм, кількість лунок в окружному напрямку - 10, глибина лунки - 1 мм) і конструкція ущільнення (рис. 3.73 *д,е*) з максимальною шириною, глибиною і кількістю лунок, з витоками 0,356 кг/с (ширина лунки - 3 мм, кількість лунок в окружному напрямку - 40, глибина лунки - 4 мм). Порівняння результатів моделювання показало, що максимальне значення витоків відповідає максимальному значенню турбулентної кінетичної енергії в осьовому напрямку, що дорівнює 1488,68 $м^2/с^2$, а також максимальному значенню швидкості течії як в осьовому – 222,33 м/с, так і в окружному - 126,59 м/с (рис. 3.73 *а,б*) напрямках. У конструкції ущільнення з мінімальними витоками (рис. 3.73 *в,д*) максимальна турбулентна кінетична енергія в осьовому напрямку зменшується на 44%, в окружному – на 13,3%. При цьому величина витоків зменшується на 37,9%. Співвідношення між максимальною осьовою та окружною швидкостями в цих двох конструкціях становить 1,76 і 1,49 відповідно. У конструкції ущільнення з максимальною шириною, висотою та кількістю лунок, максимальна турбулентна кінетична енергія та максимальна швидкість в окружному напрямку зменшуються на 25,4% та 16,2% відповідно. Максимальна турбулентна кінетична енергія в осьовому напрямку збільшується лише на 1,8%, а максимальна швидкість на 3,7%. Витоки збільшується на 7,37%. Крім того, збільшення витоків більш імовірно через зменшення швидкості течії в окружному напрямку, ніж через збільшення осьової

швидкості течії. Більша глибина і менша ширина лунки збільшують опір окружному потоку, викликаючи додаткові зворотні течії в окружному напрямку. Зменшення ширини ребра призводить до збільшення локальних втрат на вході до наступного ряду лунок і до збільшення падіння тиску, який дроселюється на ребрі.



а) *б)*

в) *г)*

Рисунок 3.70 – Поверхні відгуку, які показують залежність між масовою витратою, глибиною та шириною лунки для загальної ширини ряду 3,5 мм (*а*) та для загальної ширини ряду 7 мм (*б*), і між масовою витратою, напівкутом та шириною лунки для загальної ширини ряду 3,5 мм (*в*) і для загальної ширини ряду 7 мм (*г*)

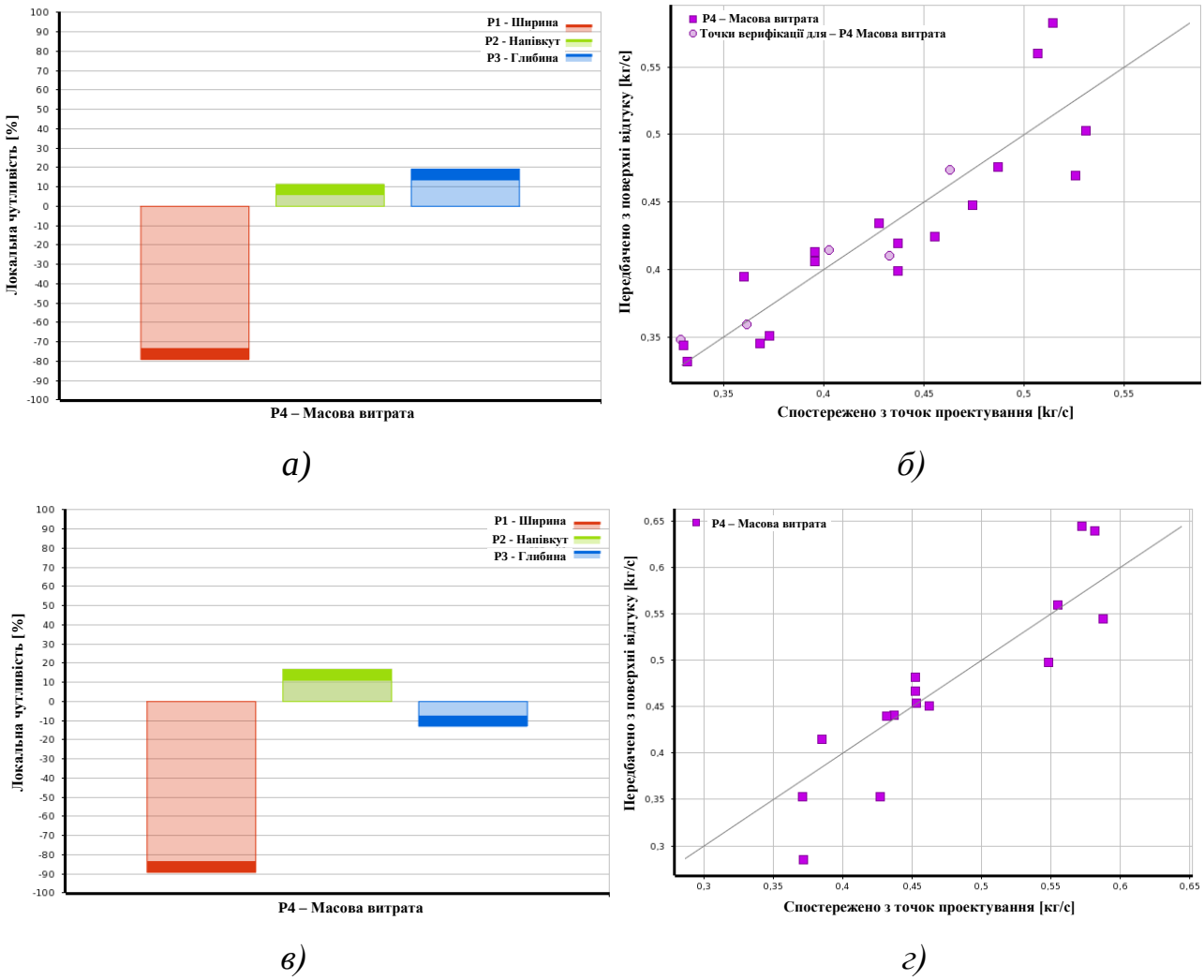


Рисунок 3.71 – Чутливість трьох вхідних параметрів і відповідна якість прогнозованих і спостережуваних точок для загальної ширини ряду 3,5 мм (*а, б*) і 7 мм (*в, г*)

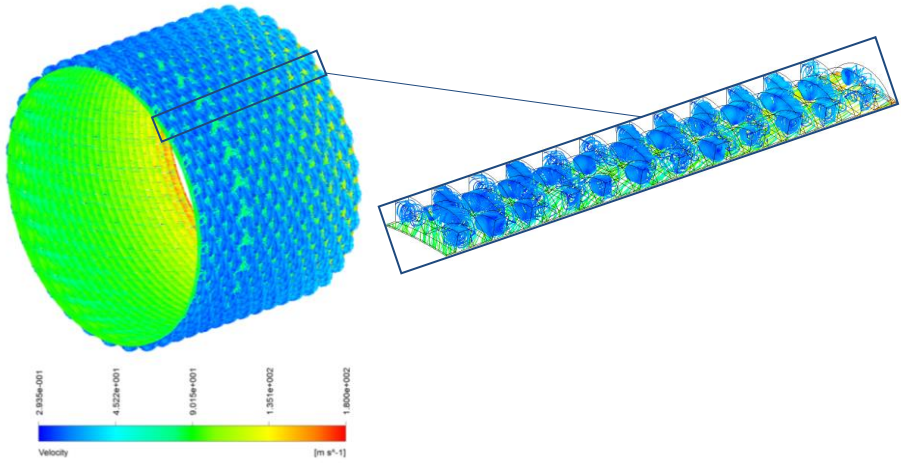
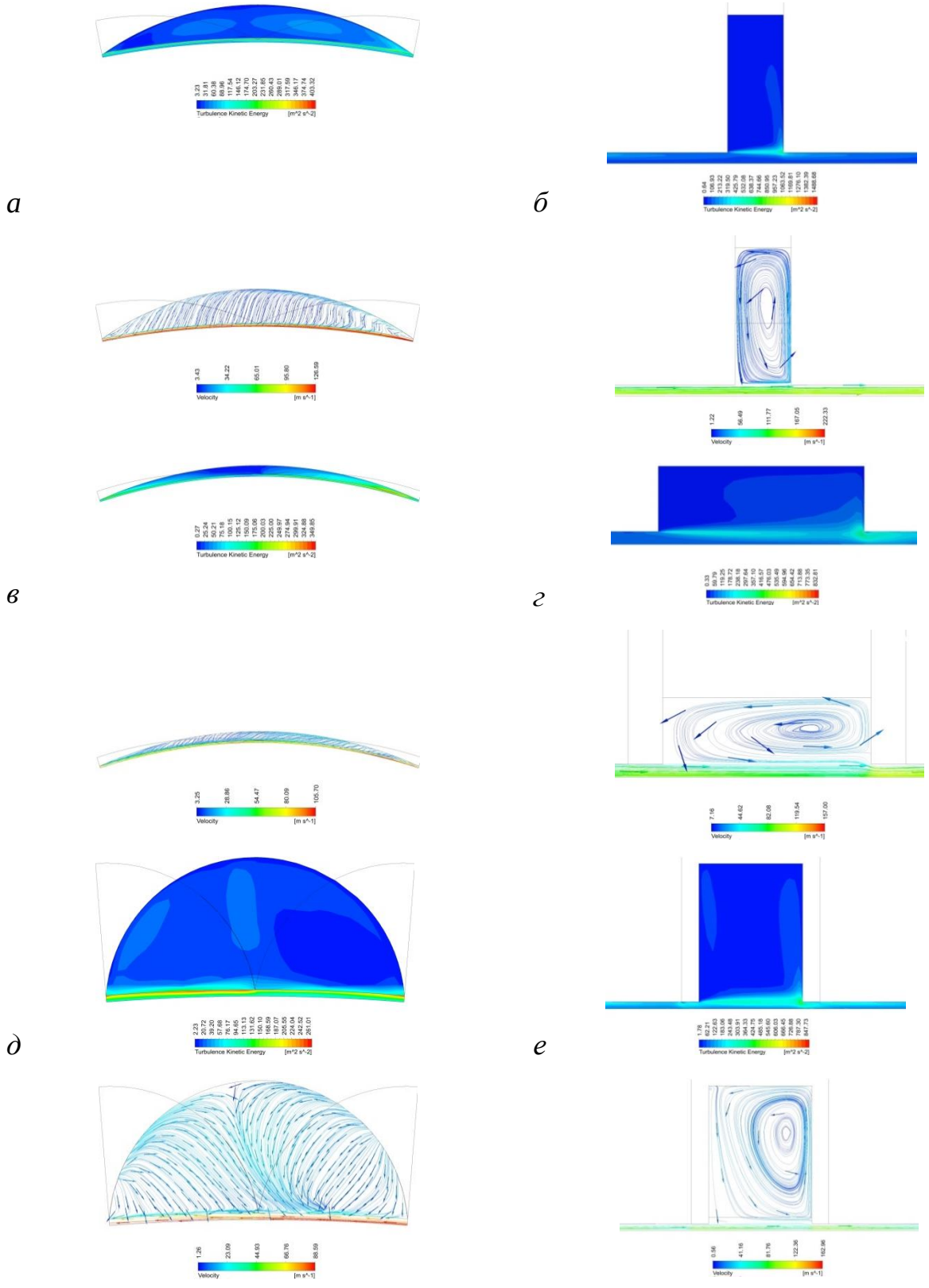


Рисунок 3.72 – 3D лінії току в ЛУСК



а *б* *в* *г* *д* *е*

Рисунок 3.73 – Поля турбулентної кінетичної енергії та ліній току в осьовому та окружному напрямках для трьох конструкцій ЛУСК: з мінімальною шириною лунки (*а*,*б*), з максимальною шириною лунки, з мінімальним числом лунок та глибиною лунки (*в*,*г*) і з максимальною шириною, глибиною та кількістю лунок (*д*,*е*)

3.6.1.3 Порівняння величини витоків в ущільненнях

Для порівняння величини витоків для гладких, лабіринтних, стільникових, з сіткою отворів, кишенькових (звичайне кишенькове ущільнювальне ущільнення (PDS)) і лункових ущільнень, розрахунки були виконані з трьома різними коефіцієнтами тиску: $P_r = P_{out} / P_{in} = 0.13,\ 0.34,\ 0.52.$ Конструкція ущільнення з 30 перехрещеними рядами лунок (глибина лунки 3 мм, ширина лунки 2,5 мм, ширина ребра 1 мм) була базовою. Результати розрахунків представлені в безрозмірному вигляді у вигляді коефіцієнта потоку [144,340]:

$$\Phi = \frac{M\sqrt{\frac{R_c T_{in}}{2\Delta P P_{in}}}}{\pi D C_r P_{in}},$$

де M – масова витрата, R_c – газова стала, P_{in}, T_{in} – вхідний тиск і температура на вході відповідно, ΔP – перепад тиску в ущільненні, C_r – радіальний зазор, D – діаметр валу.

Розраховані значення були додані до графіка, отриманого Чайлдсом [340] для гладких, лабіринтних, з сіткою отворів і стільникових ущільнень (рис. 3.74). Результати кишенькового ущільнення [144] і лункового демпферного ущільнення, представлені на рисунку 3.74, є результатами при швидкості обертання ротора 10200 об/хв, оскільки це мінімізує вплив швидкості обертання на процедуру порівняння. Результати ЛУСК були отримані для двох величин ширини ребер, а саме: ширина ребра=1 мм і ширина ребра=0,5 мм.

Значення коефіцієнта потоку для лункового ущільнення, як виявлено під час параметричного аналізу, суттєво залежить від ширини ребер. Як і в лабіринтних ущільненнях, при меншій ширині ребер зменшується значення масової витрати. Тому ребра лункових ущільнень, а також ребра лабіринтних ущільнень доцільніше виготовляти мінімальною шириною [148]. Масова витрата в лунковому ущільненні порівнянна з лабіринтним ущільненням і ущільненням з сіткою отворів. А при ширині ребра 0,5 мм коефіцієнт потоку для лункового ущільнення менший, ніж для лабіринтного та з сіткою отворів ущільнень, і наближається до стільникового ущільнення.

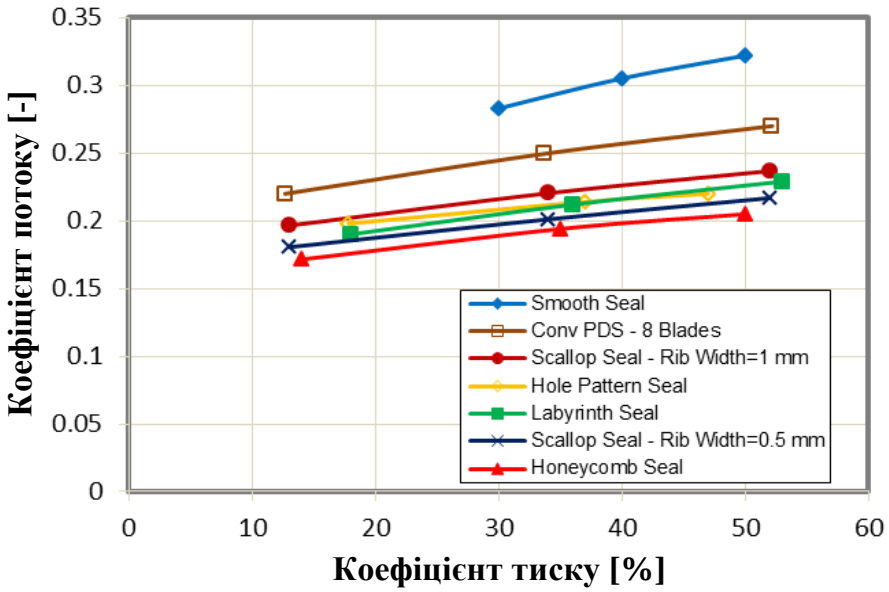


Рисунок 3.74 – Порівняння коефіцієнтів потоку для лункового та інших шпаринних ущільнень [144,340]

3.6.1.4 Висновок

Проведено аналіз величини витоків в лунковому ущільненні з серпоподібними канавками (ЛУСК) в залежності від його геометричних параметрів за допомогою методів стаціонарного гідродинамічного аналізу (Steady State CFD) та планування експерименту (DOE). Такий комплексний підхід до розрахунку за допомогою обчислювальних методів дозволяє удосконалити та оптимізувати існуючі конструкції лункових ущільнень.

Наведено порівняння коефіцієнтів потоку лункового ущільнення в залежності від коефіцієнтів тиску з наявними експериментальними даними для гладкого, лабіринтного та демпферного ущільнень. Дослідження лункового ущільнення з серповидними канавками показали, що значення коефіцієнта потоку для ЛУСК, як виявлено в ході параметричного аналізу, суттєво залежить від ширини ребер. Як і в лабіринтних ущільненнях, при меншій ширині ребер зменшується значення масової витрати. Так, при ширині ребра 0,5 мм коефіцієнт потоку для лункового ущільнення менший, ніж для лабіринтного та ущільнення з сіткою отворів, і наближається до стільникового ущільнення.

3.6.2 Розрахунковий аналіз ротородинамічних характеристик

3.6.2.1 Сили реакції в ущільненні та фізика течії

3.6.2.1.1 Геометрія і сили реакції в ЛУСК

На рис. 3.75 *а-е* і в таблиці 3.11 показані геометричні параметри конструкції ЛУСК та робочі умови. Шість конструкцій ущільнень мають наступну геометрію:

Ущільнення *А* - 30 лунок в окружному напрямку з перехрещеними рядами лунок (зі зміщенням кожного парного ряду лунок відносно попереднього за годинниковою стрілкою на величину напівкута лунки) (**глибина лунки - 3 мм**, ширина лунки - 2,5 мм, ширина ребра - 1 мм) (рис. 3.75 *а*),

Ущільнення *Б* - 30 лунок в окружному напрямку з ребрами і з не перехрещеними рядами лунок (**глибина лунки - 4 мм**, ширина лунки - 2,5 мм, ширина ребра - 1 мм, **ширина гребня - 2 мм**) (рис. 3.75 *б*),

Ущільнення *В* - 16 лунок в окружному напрямку без гребенів і з перехрещеними рядами лунок (**глибина лунки - 3 мм**, ширина лунки - 3 мм, ширина ребра - 0,5 мм) (рис. 3.75 *в*),

Ущільнення *Г* - 16 лунок в окружному напрямку без гребенів і з перехрещеними рядами лунок (**глибина лунки - 5 мм**, ширина лунки - 3 мм, ширина ребра - 0,5 мм) (рис. 3.75 *г*),

Ущільнення *Д* - 8 лунок в окружному напрямку з ребрами і з не перехрещеними рядами лунок (**глибина лунки - 7,48 мм**, **ширина лунки - 2,5 мм**, ширина ребра - 1 мм, **ширина гребня - 2 мм**) (рис. 3.75 *д*),

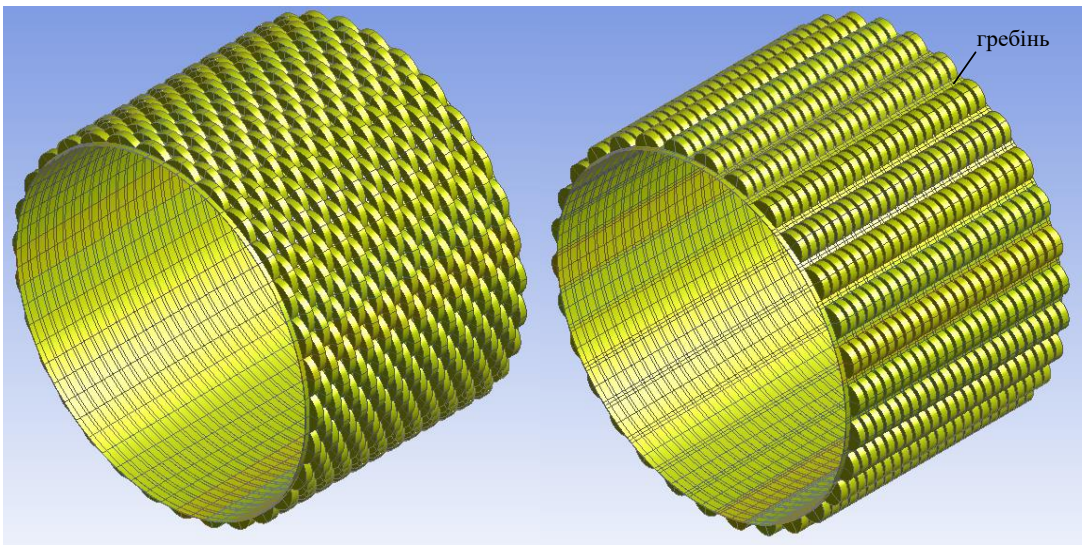
Ущільнення *Е* - 8 лунок в окружному напрямку з ребрами та з не перехрещеними рядами лунок (**глибина лунки - 2,2 мм**, **ширина лунки - 6 мм**, ширина ребра - 1 мм, **ширина гребня - 4 мм**) (рис. 3.75 *е*).

Таблиця 3.11 - Геометричні параметри та робочі умови ЛУСК

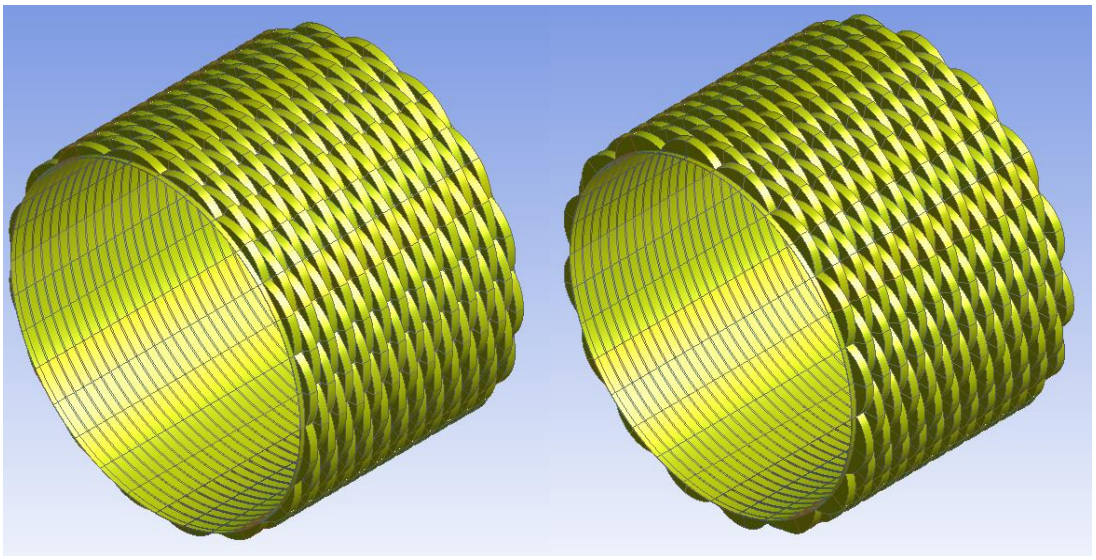
Параметр	Величина
Кількість лунок в окружному напрямку	30, 30; 16, 16; 8, 8 (6 конструкцій)
Глибина лунки	3, 4; 3, 5; 7,48, 2,2 мм
Ширина лунки	2.5, 2.5; 3, 3; 2,5, 6 мм
Ширина ребра	1, 1; 0,5, 0,5; 1, 1 мм
Ширини гребня	0, 2; 0, 0; 2, 4 мм
Вхідний тиск, P_{in}	7,00 МПа
Вихідний тиск, P_{out}	3,15 МПа
Вхідна температура, T_{in}	17,4 °C
Швидкість ротора, ω	20200 об/хв
Зазор, C_r	0,2 мм
Радіус вала, R	57,37 мм
Довжина ущільнення, L	85,7 мм
Рідина	Повітря (Ідеальний газ)

У цьому дослідженні структуровані сітки з різними розмірами елементів використовувалися для описання всіх відповідних характеристик течії. Спочатку створювалася сітка для сектора з обертальною періодичністю, а потім для аналізу повної моделі сітка з поточними параметрами переносилася на повну модель. Сітка з'єднувалася в місцях граничних умов з обертальною періодичністю. Кількість елементів у зазорі дорівнювала 10 елементам. Основуючись на дослідженні сіткової незалежності, для 6 конструкцій лункового ущільнення створювалися необхідні гексаідричні сіткові елементи в зазорі між валом і ущільненням: 5788500 (рис. 3.75 *а*), 6159900 (рис. 3.75 *б*), 5798560 (рис. 3.75 *в*), 6141120 (рис. 3.75 *г*), 4468960 (рис. 3.75 *д*), 4230210 (рис. 3.75 *е*) (рис. 3.69). Розміри сітки для лункових ущільнень подібні до розмірів сітки для інших демпферних ущільнень [165-169].

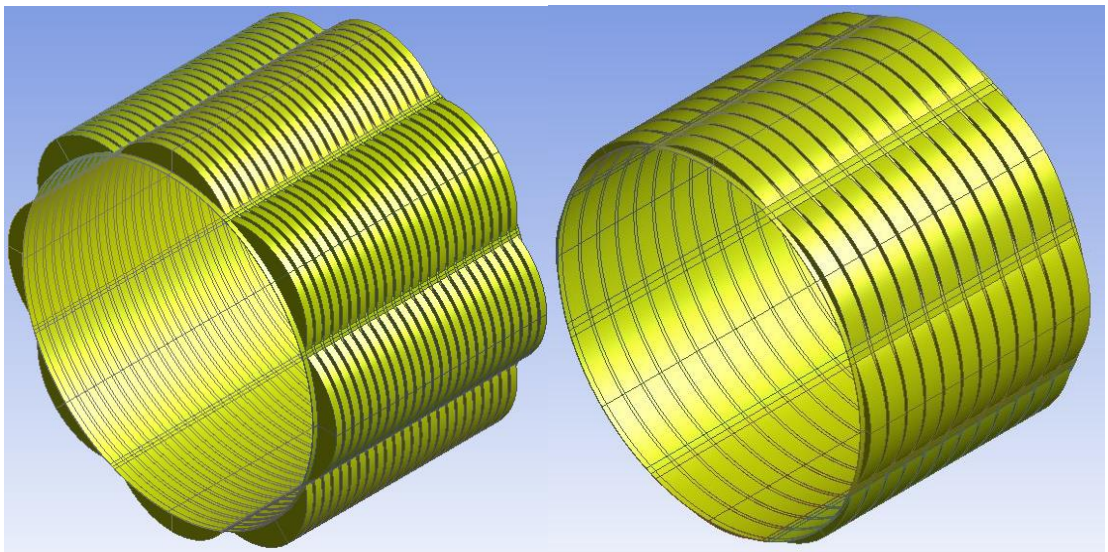
Поле течії розраховувалося за допомогою програми обчислювальної гідродинаміки (CFD) ANSYS CFX. ANSYS CFX розв'язує нестаціонарні рівняння Нав'є–Стокса осередненні за Рейнольдсом (URANS) з використанням k-ε моделі турбулентності для визначення змінних течії в розрахунковій області. Вся розрахункова область задавалася в обертовій системі відліку, яка обертається зі швидкістю обертання ротора ω.



а) *б)*



в) *г)*



д) *е)*

Рисунок 3.75 – конструкції ЛУСК

Стисливість газового середовища описувалась станом ідеального газу для повітря, рівнянням повної енергії, а також рівнянням балансу масової витрати. Граничними умовами (табл. 3.11, рис. 3.69) на вході та виході були статичні тиски. На вході ущільнення встановлювалася температура (табл. 3.11). Для моделювання руху валу за заданою одновимірною траєкторією використовувалася технологія деформованої сітки. На вході і виході задавалися відкриті граничні умови (Opening), що пов'язано з імовірністю зворотних течій за рахунок руху вала. Стінка ущільнення визначалася як стінка зі зворотним обертанням, з граничною умовою відсутності ковзання (рис. 3.76). Для CFD моделювання визначався середньоквадратичний критерій залишкової збіжності 1×10^{-4}.

Вихідними параметрами розрахунку є масова витрата та складові сил реакції ущільнення. Складові сил реакції ущільнення визначалися шляхом інтегрування поля тиску ущільнювального середовища по всій поверхні вала [149].

$$F_x = -R\int_0^L\int_0^{2\pi} p(\theta,z)\,cos\theta\;d\theta\;dz,\; F_y = -R\int_0^L\int_0^{2\pi} p(\theta,z)\,sin\theta\;d\theta\;dz,$$

де R – радіус вала, L – довжина ущільнення.

Рисунок 4.76 – Схема руху вала

На рис. 3.76 наведена схема руху вала з одноосьовим збудженням уздовж осі *y*. Нестаціонарні розрахунки проводилися для шести різних частот із

кроками за фізичним часом, показаними в таблиці 3.12. Залежні від часу сили ротора вздовж осей *x* і *y* в подальшому оцінювалися для отримання ротородинамічних коефіцієнтів.

Частота прецесії поверхні вала $\Omega=2\pi f$ пов'язана з частотою збудження *f* у Гц. Загальний час розрахунку $t_{total}=N/f$ визначався кількістю циклів *N*, поділеною на частоту збудження *f*. Крок за часом $t_{step}=t_{total}/(n\ N)$, де *n* – кількість кроків за цикл. Амплітуда руху валу e_y в даному дослідженні становить 10% від радіального зазору *C* і дорівнює 0,02 мм.

Таблиця 3.12 – Швидкість обертання та крок часу розрахунку

Частота збудження *f*, Гц	Частота прецесії Ω, рад/с	Загальний час t_{total}, с	Час кроку t_{step}, с
40	251,33	0,1250	6,250e-4
70	439,82	0,0714	3,571e-4
100	628,32	0,0500	2,500e-4
200	1256,60	0,0250	1,250e-4
300	1885,00	0,0167	8,333e-5
337,67	2121,60	0,0148	7,404e-5

На рисунках 3.77 *б-г* показано сили реакції рідини, що діють на вал, в залежності від кроку *n* у часі та руху вала (рис. 3.77 *а*) для шести різних конструкцій ущільнень (ущільнення *А* – ущільнення *Е*). З рисунку 3.77 видно, що в результаті розрахунку значення сил реакції стабілізуються. Лише для останньої конструкції (ущільнення *Е*) (рис. 3.77 *г*) на певних частотах неможливо стабілізувати результати розрахунку. Тому, представлені нижче коефіцієнти жорсткості та демпфування не показані для цієї конструкції для всіх частот. Максимальні піки сил зміщені на фазовий кут відносно максимального та мінімального переміщення вала (рис. 3.77 *а*). На рисунках видно, що тангенціальна сила $F_x=F_t$ значно менша за радіальну силу $F_y=F_r$. У двох останніх конструкціях (ущільнення *Д* і ущільнення *Е*) (рис. 3.77 *г*) різниця між тангенціальними і радіальними силами значно зменшується. Зі зменшенням числа лунок і числа гребенів в окружному напрямку кількість перешкод для окружного потоку зменшується і тим самим збільшується

циркуляційна сила. Радіальна сила F_y для другої конструкції з 30 лунками в окружному напрямку (ущільнення *Б*) (рис. 3.77 *б*) досягає трохи більше ніж 700 Н (максимальне значення), тоді як тангенціальна сила F_x становить близько 200 Н. У першій базовій конструкції (ущільнення *А*) радіальні та тангенціальні сили трохи менші ніж у другій конструкції (ущільнення *Б*) (рис. 3.77 *б*). Мінімальні тангенціальні сили виникають у двох конструкціях з 16 лунками в окружному напрямку (ущільнення *В* і ущільнення *Г*) (рис. 3.77 *в*) і дорівнюють приблизно 96 Н і 65 Н відповідно.

На рисунку 3.78 показано розподіл тиску в центральному поперечному перетині ущільнення з 30 лунками в окружному напрямку і з ребрами (ущільнення *Б*). Зона максимального тиску зміщена по окружності від 45 до 90 градусів фазового кута при нульовому зсуві вала (рис. 3.78 *а*) до 90-135 градусів фазового кута при максимальному позитивному зсуві вала (рис. 3.78 *б*). При негативному напрямку зміщення вала зона максимального тиску зміщується в сектор 225-270 градусів і 270-350 градусів фазового кута відповідно. Результуюча сила *F* повертається в напрямку, протилежному повороту потоку газу. Різниця між максимальним і мінімальним тиском на цій ділянці становить близько 0,22 МПа. Максимальне значення радіальної сили F_r відповідає мінімальному значенню тангенціальної сили F_t і навпаки (лінія 3) (рис. 3.77) для перших двох конструкцій (ущільнення *А*, ущільнення *Б* (рис. 3.77 *б*)) і 5-й конструкції (ущільнення *Д* (рис. 3.77 *г*)), і зсувається по фазі на кут, приблизно рівний 1/8 кута повного обертання вала. При цьому максимальне значення радіальної сили F_r спостерігається при 45 градусах фазового кута раніше ніж максимальне переміщення вала (лінія 2 (рис. 3.77 *а*)). Конструкції ущільнення *В*, ущільнення *Г* і ущільнення *Е* мають більший зсув фазового кута. Крім того, максимальний і мінімальний піки радіальних F_r і тангенціальних F_t сил трохи зміщуються під фазовим кутом один відносно одного для різних конструкцій.

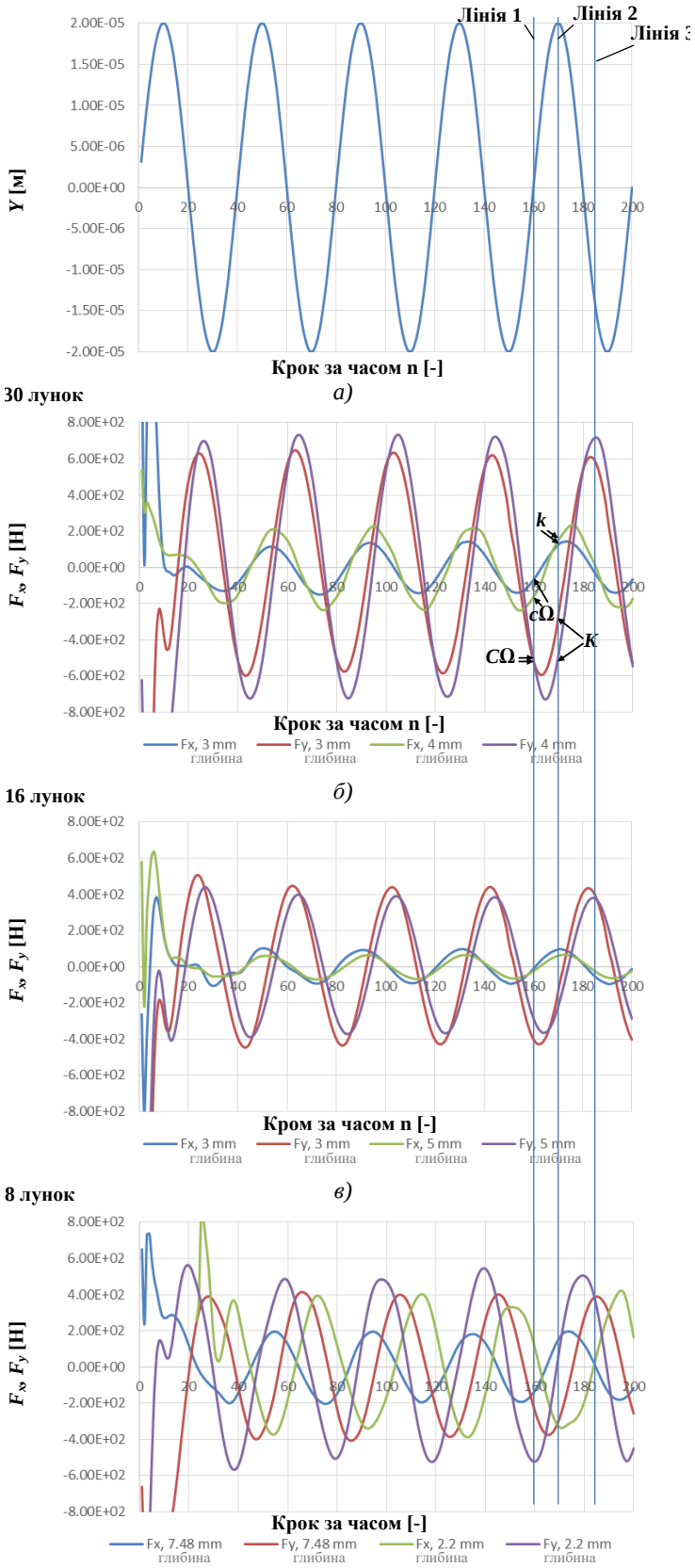
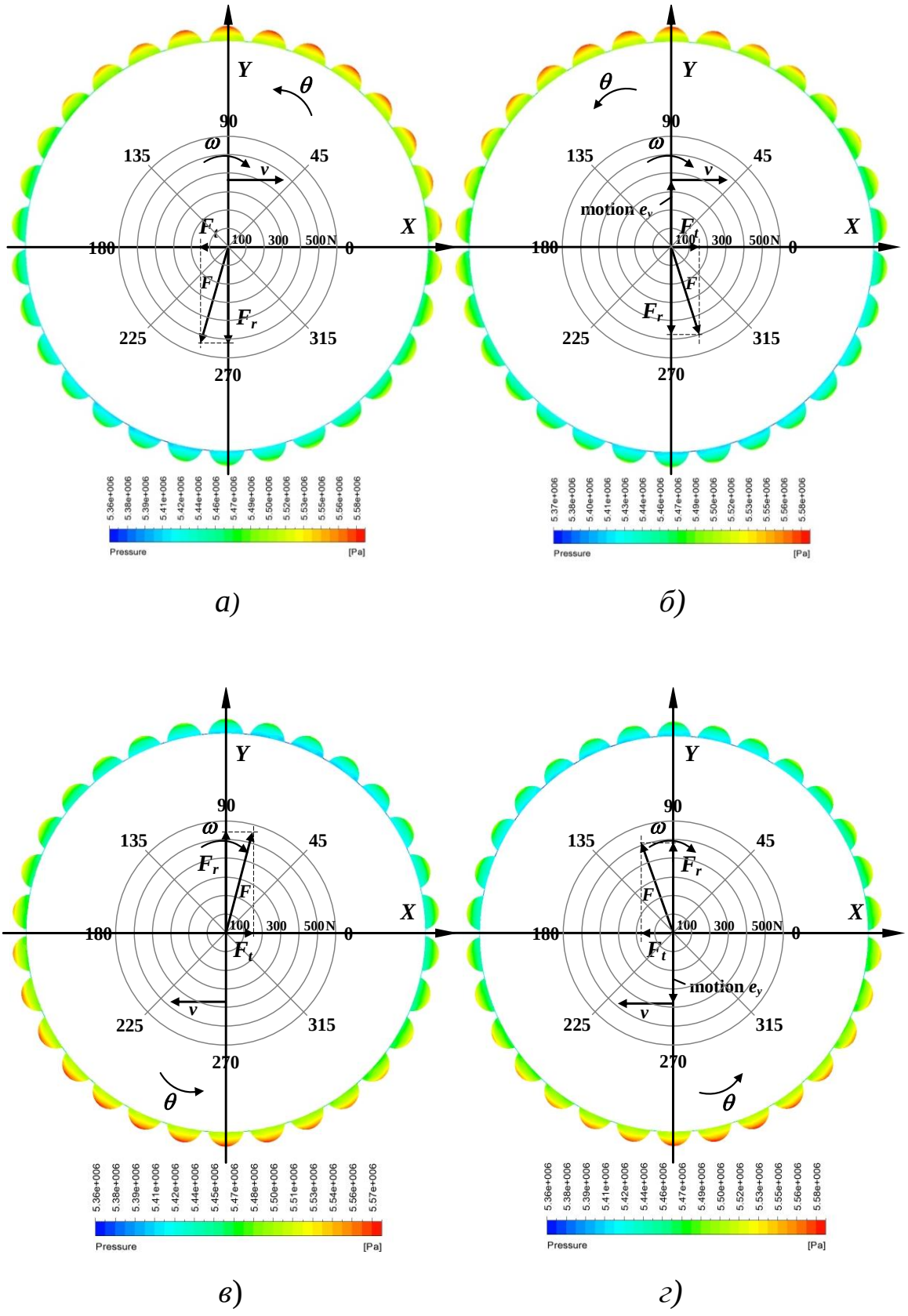


Рисунок 3.77 – Рух вала вздовж осі *y* (*а*) та сили реакції рідини, які діють на вал у лункових ущільненнях з 30 (*б*), 16 (*в*) та 8 (*г*) лунками в окружному напрямку при частоті збудження 300 Гц



а) *б)*

в) *г)*

Рисунок 3.78 – Поле тиску, радіальна F_r і тангенціальна F_t сили в середньому поперечному перетині лункового ущільнення (Ущільнення *В*) при частоті збудження 300 Гц при t =0,0133 с (*а*), 0,0142 с (*б*), 0,0150 с (*в*), 0,0158 с (*г*)

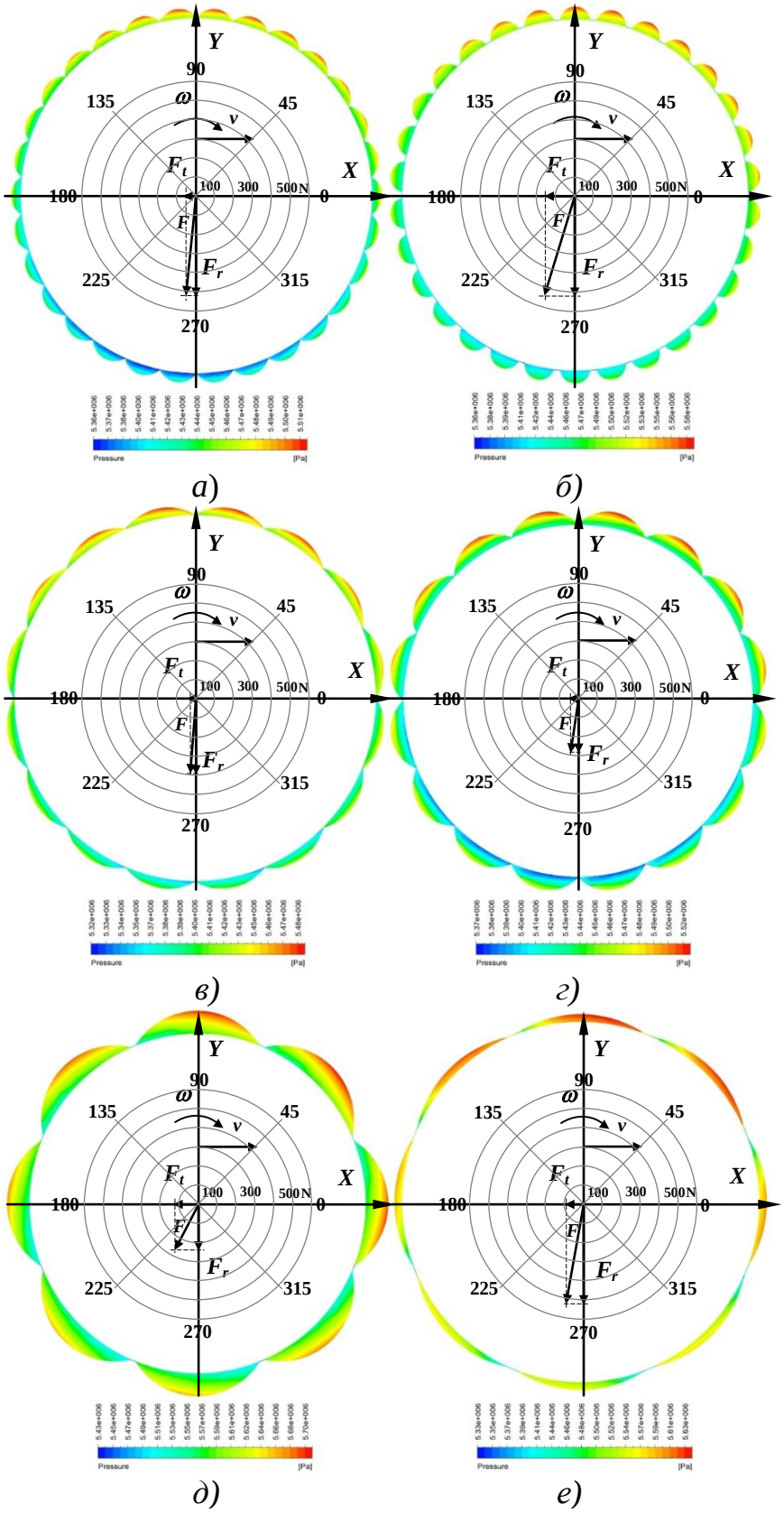


Рисунок 3.79 – Поле тиску та сили демпфування в середньому поперечному перетині для шести конструкцій лункового ущільнення (Ущільнення *А* - Ущільнення *Е*) при частоті збудження 300 Гц при *t*=0,0133 с

На рис. 3.79 показано поле тиску в центральному поперечному перетині для конструкцій ущільнень *A*-*E*. Так в момент часу при нульовому переміщенні вала показано змінення сил демпфування в залежності від конструкцій ущільнення. Таким чином, наявність гребенів і більша глибина лунок збільшують перехресний компонент демпфування F_t результуючої сили F (ущільнення *Б* і ущільнення *Д* (рис. 3.79 *б,д*)). Зменшення кількості лунок призводить до зменшення радіальних F_r і збільшення тангенціальних F_t демпфуючих сил (рис. 3.79 *в-д*). Збільшення глибини лунок призводить до зменшення радіальної сили F_r і незначного збільшення тангенціальної демпфуючої сили F_t (рис. 3.79 *б,г,д*). Максимальна результуюча демпфуюча сила F становить трохи більше 500 Н, і вона спостерігалася в конструкціях ущільнення *А*, ущільнення *Б* і ущільнення *Е* (рис. 3.79 *а,б,е*). Мінімальна сумарна демпфуюча сила F становить близько 260 Н у конструкції ущільнення *Д* з найбільшою глибиною лунки, яка дорівнювала 7,48 мм (рис. 3.79 *д*).

Внаслідок зміщення вала в вертикальному напрямку вгору (рис. 3.76) (центр вала переміщується від центру ущільнення точки O до точки O''), коли потік рідини обертається за годинниковою стрілкою, виникають радіальна негативна F_y і тангенціальна позитивна F_x сили реакції в ущільнювальному зазорі. Перерозподіл тиску виникає в зазорі, який з лівого боку буде більше, ніж з правого боку, а також зверху він буде більшим, ніж знизу. Тому виникає незрівноважена тангенціальна сила, яка діє перпендикулярно до переміщення і прагне перемістити ротор вправо, і незрівноважена радіальна сила, що діє до центру ущільнення точки O. В результаті виникає самопідтримуваний прецесійний рух ротора, який не збігається з напрямком обертання потоку рідини.

Коефіцієнти жорсткості та демпфування оцінювалися для двох точок: при нульовому та максимальному переміщеннях вала вздовж осі y (лінія 1 та лінія 2 на рис. 3.77). Радіальна сила містить прямі коефіцієнти жорсткості та демпфування, тангенціальна сила містить коефіцієнти перехресної жорсткості та демпфування.

3.6.2.1.2 Ідентифікація ротородинамічних коефіцієнтів

Застосовуючи метод нестаціонарних збурень (IPM) [165] для малого руху вала навколо центрального положення всередині лункового газового ущільнення (рух вала достатньо малий порівняно з радіальним зазором), сили реакції ущільнення можна змоделювати за допомогою наступного: сила реакції/ рух вала, яка пов'язує сили реакції (F_x, F_y) через прецесійний рух вала (X, Y) і швидкість ($\dot{X}$, $\dot{Y}$,) через прямі силові коефіцієнти (K, C) і поперечні коефіцієнти перехресних сил (k, c). Додатковими масовими доданками нехтуємо, оскільки для середовища повітря вони мають малі значення [161].

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K(\Omega) & k(\Omega) \\ -k(\Omega) & K(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C(\Omega) & c(\Omega) \\ -c(\Omega) & C(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} \tag{3.22}$$

Для розв'язання частотно-залежних ротородинамічних коефіцієнтів в частотній області, рівняння (3.22) перетворюється на частотну область за допомогою технології швидкого перетворення Фур'є (FFT).

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F_x} \\ \mathbf{F_y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{H_{xx}} \, \mathbf{H_{xy}} \\ \mathbf{H_{yx}} \, \mathbf{H_{yy}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{D_x} \\ \mathbf{D_y} \end{bmatrix}, \tag{3.23}$$

де $\mathbf{D_x}$, $\mathbf{D_y}$ - середні переміщення поверхні вала в нестаціонарних CFD моделюваннях.

Дійсна та уявна частини силових імпедансів $\mathbf{H_{ij}}$ визначає ротородинамічні коефіцієнти за наступним рівнянням

$$\mathbf{H_{ij}} = K_{ij} + j(\Omega C_{ij}) \tag{3.24}$$

Для періодичного руху вала в напрямку у збудження ($\mathbf{D_x} = 0$) рівняння (3.23) буде

$$\begin{cases} -\mathbf{F_x} = \mathbf{H_{xy}} \cdot \mathbf{D_y} \\ -\mathbf{F_y} = \mathbf{H_{yy}} \cdot \mathbf{D_y}, \end{cases} \tag{3.25}$$

де $\mathbf{H_{xx}} = \mathbf{H_{yy}}$, $\mathbf{H_{xy}} = \mathbf{H_{yx}}$.

Використовуючи результати сил і переміщень валу із нестаціонарних CFD розв'язків, частотно-залежні $\mathbf{H_{ij}}$ можна отримати з (3.25). Частотно-залежні ротородинамічні коефіцієнти жорсткості і демпфування можуть бути розв'язані за таким рівнянням:

$$K_{ij} = Re(\mathbf{H_{ij}})$$

$$C_{ij} = Im(\mathbf{H_{ij}})/\Omega \tag{3.26}$$

Підстановка одновимірного періодичного руху вала $X = 0$, $Y = \mathrm{e}_y \sin(\Omega \mathrm{t})$ до рівняння (3.22) для моделі сила реакції/рух вала отримуємо рівняння через гармонічні функції для руху ротора в напрямку y [165,166]

$$-\frac{F_x}{e_y} = k(\Omega)\sin(\Omega t) + c(\Omega)\Omega\cos(\Omega t)$$
$$-\frac{F_y}{e_y} = K(\Omega)\sin(\Omega t) + C(\Omega)\Omega\cos(\Omega t) \tag{3.27}$$

Частотно-залежні коефіцієнти прямої жорсткості K, демпфування C і перехресної жорсткості k, демпфування c можуть бути представлені у вигляді комплексних чисел, імпедансів сили реакції таким чином:

$$Re\left(-F_y/e_y\right) = K(\Omega)$$
$$Im\left(-F_y/e_y\right) = C(\Omega)\Omega$$
$$Re\left(-F_x/e_y\right) = k(\Omega)$$
$$Im\left(-F_x/e_y\right) = c(\Omega)\Omega \tag{3.28}$$

Коефіцієнти прямої та перехресної жорсткості розраховуються за нестаціонарними силами при $\Omega t = 90^0$ (Лінія 2, (Fig. 3.77)) наступним чином:

$$-\frac{F_{xs}}{e_y} = k(\Omega)$$

(3.29)

$$-\frac{F_{ys}}{e_y} = K(\Omega)$$

Коефіцієнти прямого та перехресного демпфування розраховуються за нестаціонарними силами при $\Omega t = 0^0$ (Лінія 1, (Fig. 3.77)) наступним чином:

$$-\frac{F_{xc}}{\Omega e_y} = c(\Omega)$$

(3.30)

$$-\frac{F_{yc}}{\Omega e_y} = C(\Omega)$$

Перехресний коефіцієнт жорсткості k є основним фактором, який дестабілізує роторну систему. Коефіцієнт прямого демпфування C описує здатність шару рідини придушувати коливання вала. Ефективний коефіцієнт

демпфування C_{eff} поєднує коефіцієнт жорсткості k і коефіцієнт прямого демпфування C і визначається за формулою (3.14).

Знак і значення ефективного коефіцієнта демпфування C_{eff} також надає інформацію для оцінки динамічної поведінки системи: негативні значення вказують на динамічну нестійкість. Значення частоти збудження Ω, при якому ефективний коефіцієнт демпфування змінює знак (тобто дорівнює нулю), називається перехресною частотою.

Тангенціальна сила реакції F_x є дестабілізуючою силою, тому ущільнення повинно мати якомога менший коефіцієнт перехресної жорсткості k і високий коефіцієнт прямого демпфування C.

Ефективний коефіцієнт жорсткості K_{eff} представляє собою ефект посилення жорсткості прямим коефіцієнтом жорсткості K та коефіцієнтом перехресного демпфування c (3.21).

На рис. 3.80 наведено результати розрахунку динамічних коефіцієнтів лункових ущільнень та їх порівняння з експериментальними даними для традиційних стільникових і ущільнень з сіткою отворів [165]. Як правило, коефіцієнти прямої жорсткості K лункових ущільнень істотно менші, ніж у стільникових і ущільнень з сіткою отворів (рис. 3.80 *а*). Коефіцієнти прямого демпфування C порівняні та можуть бути навіть більшими, ніж у вищезгаданих ущільнень, особливо на частотах збудження понад 200 Гц (рис. 3.80 *в*). Завдяки перехресним коефіцієнтам c і k (рис. 3.80 *б,г*) різниця між ефективною жорсткістю K_{eff} для порівнянних ущільнень збільшується ще більше (рис. 3.80 *д*), але ефективне демпфування C_{eff} залишається порівнянним із стільниковими та ущільненнями з сіткою отворів (рис. 3.80 *е*). Коефіцієнти максимальної прямої жорсткості K і демпфування C продемонстровані в конструкції лункового ущільнення з 30 лунками в окружному напрямку із ребрами, тобто з дещо зменшеною довжиною лунки, а також із збільшеною глибиною в порівнянні з базовою конструкцією лункового ущільнення (ущільнення A (рис. 3.75 *а*)). Проте цю конструкцію лункового ущільнення дуже важко виконати за допомогою ріжучих інструментів, оскільки глибина лунки близька до радіуса

стержня ріжучого інструменту. Це можна зробити лише за допомогою 3D-принтера. Але з точки зору ефективного демпфування C_{eff}, конструкція з 16 лунками без гребенів і збільшеною глибиною лунки краща, ніж інші конструкції лункового ущільнення. У цій конструкції, хоча і присутні дещо менші значення ефективного демпфування C_{eff} на високих частотах збудження, але на більш низьких частотах (40 Гц) ефективне демпфування C_{eff} практично залишається позитивним. Отже, зміна геометрії ЛУСК впливає на масову витрату та динамічні коефіцієнти наступним чином (рис. 3.80 та табл. 3.13). Зменшення кількості лунок з 30 до 16 і до 8 лунок в окружному напрямку, тобто збільшення довжини лунки, загалом, призводить до зменшення коефіцієнтів прямої жорсткості (ущільнення *В*, ущільнення *Г* і ущільнення *Е*) і демпфування (ущільнення *В*, ущільнення *Г* і ущільнення *Д*). Ущільнення *Е* з найбільшою шириною лунки 6 мм демонструє негативні прямі коефіцієнти жорсткості. Збільшення глибини лунки з 3 мм до 4 мм (ущільнення *А*, ущільнення *Б*), з 3 мм до 5 мм (ущільнення *В*, ущільнення *Г*) і з 2,2 мм до 7,48 мм (ущільнення *Д*, ущільнення *Е*) у всіх випадках призводить до збільшення прямих коефіцієнтів жорсткості, але до зменшення прямих коефіцієнтів демпфування лише для конструкцій ущільнення *В* і ущільнення *Г*, а також для конструкцій ущільнення *Д* та ущільнення *Е*. Наявність гребенів і не перехрещених рядів лунок може збільшити коефіцієнти прямої жорсткості і прямого демпфування, як в ущільненні *Б*, але це може збільшити витоки, як у конструкціях ущільнення *Б* і ущільнення *Е*, а також зсунути перехресні частоти для ущільнення *Б*, ущільнення *Д* і ущільнення *Е* на вищі значення 100-175 Гц.

У таблиці 3.13 наведено ротородинамічні коефіцієнти та масова витрата при частоті збудження 337,67 Гц для традиційного ущільнення з сіткою отворів та шести конструкцій лункових ущільнень. Порівняння лункових ущільнень із ущільненням з сіткою отворів показує, що при частоті збудження, що дорівнює швидкості обертання, характеристики демпфування двох конструкцій лункових ущільнень (ущільнення *А* та ущільнення *Б*) порівнянні з ефективним демпфуванням C_{eff} і трохи перевищують пряме демпфування *С* ущільнення з

сіткою отворів. Але ущільнення з сіткою отворів мають значно вищі коефіцієнти жорсткості та трохи менші значення витоків. Якщо нас цікавить більше демпфування та менші витоки, але менша жорсткість, то серед конструкцій лункових ущільнень краще використовувати конструкцію ущільнення *А*. Можна зменшити витоки у лунковому ущільненні, зменшивши ширину ребра, як у конструкціях ущільнення *В* і ущільнення *Г*.

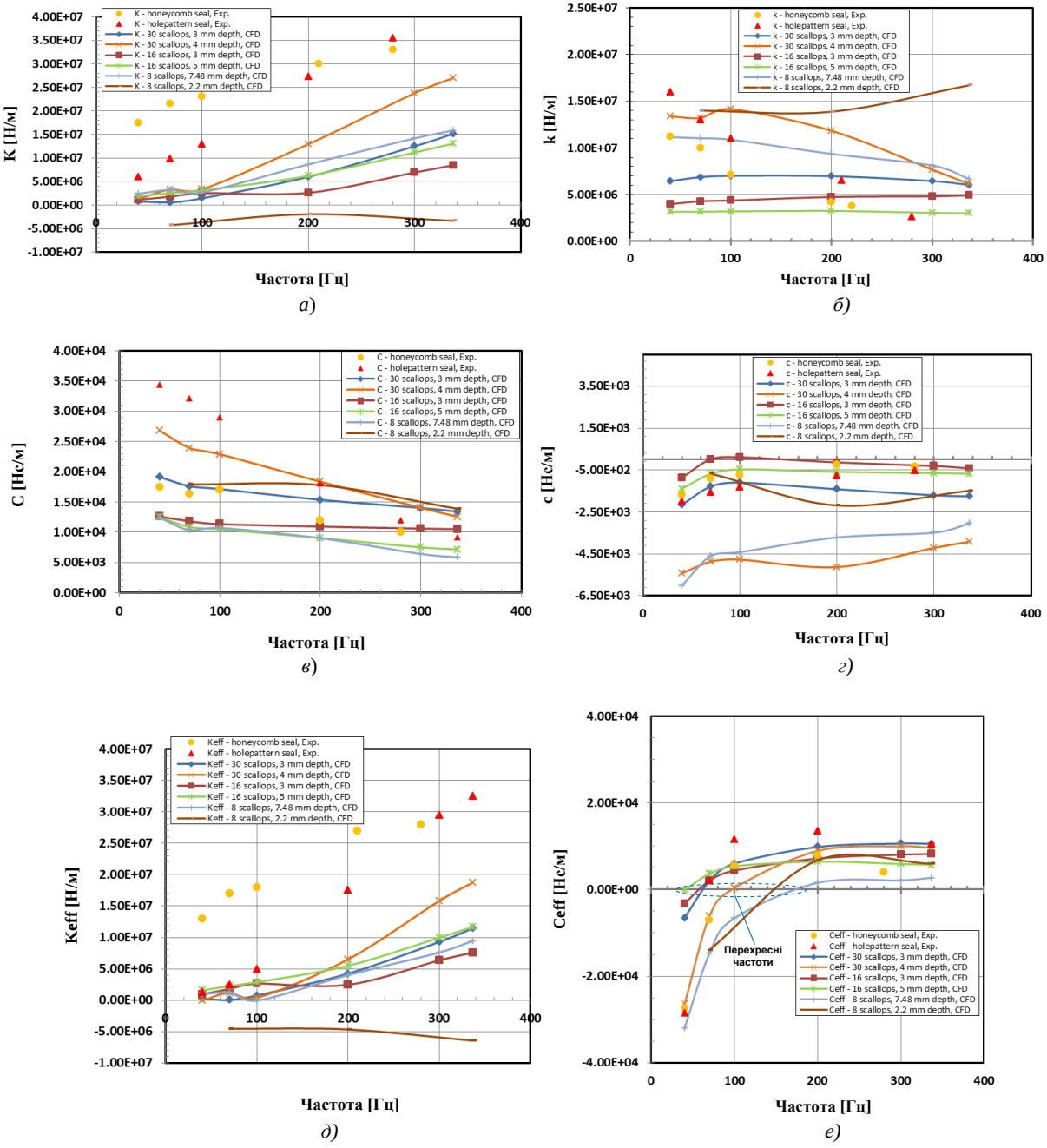


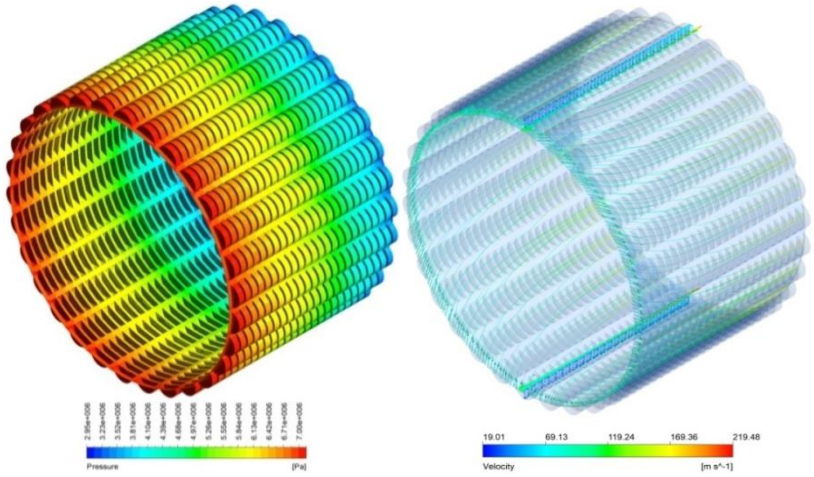
Рисунок 3.80 – Частотно-залежні коефіцієнти жорсткості та демпфування для стільникового, з сіткою отворів [165] і шести конструкцій лункових ущільнень (ущільнення *А*-*Е*)

Таблиця 3.13 – Роторні динамічні коефіцієнти та масова витрата при частоті збудження 337,67 Гц

Тип ущільнення	*K*, Н/м	*k*, Н/м	*C*, Нс/м	*c*, Нс/м	K_{eff}, Н/м	C_{eff}, Нс/м	Масова витрата, кг/с
Ущільнення *А*	1,52e7	6,04e6	1,34e4	-0,18e4	1,14e7	1,05e4	0,415
Ущільнення *Б*	2,7e7	6,14e6	1,26e4	-0,39e4	1,87e7	0,96e4	0,434
Ущільнення *В*	0,85e7	4,92e6	1,05e4	-0,042e4	0,76e7	0,82e4	0,389
Ущільнення *Г*	1,3e7	3e6	0,71e4	-0,067e4	1,17e7	0,57e4	0,387
Ущільнення *Д*	1,6e7	6,67e6	0,59e4	-0,3e4	0,95e7	0,27e4	0,402
Ущільнення *Е*	-0,33e7	1,67e7	1,39e4	-0,15e4	-0,65e7	0,6e4	0,450
Ущільнення з сіткою отворів	3,95e7	0,2e6	0,9e4	-0,35e4	3,23e7	1,0e4	0,409

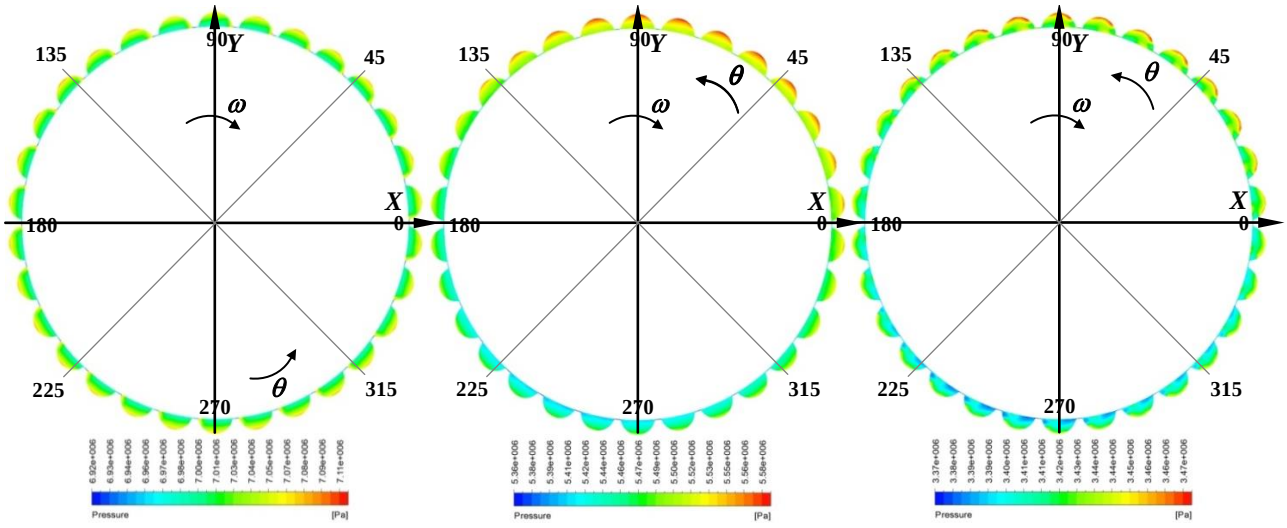
3.6.2.1.3 Фізика потоку в ЛУСК

На рис. 3.81 показано розподіл тиску та лінії току для поздовжнього перетину в окружному напрямку та по довжині ущільнення. Слідуючи вздовж ліній току, можна побачити, що за рахунок лунок, маючи закрутку на вході, течія зменшує окружну складову швидкості на виході ущільнення. І починаючи приблизно з середини поперечного перетину, потік стає фактично прямолінійним. Зона з максимальним тиском також повертається проти годинникової стрілки на вході і далі до центрального поперечного перетину, і не змінює свого положення на виході (рис. 3.82). Цей факт також свідчить про те, що закрутка потоку зменшується. Таким чином, дестабілізація закрученого потоку відбувається здебільшого на вході ущільнення, тому в подальшому доцільно використовувати вихрові гальма на вході у формі напіввідкритої лунки. Хоча результати наведено лише для однієї конструкції, але такий висновок справедливий і для інших конструкцій. Вони мають схожі схеми течії та змінення тиску.



а) *б)*

Рисунок 3.81 – Розподіл тиску (*а*) та лінії току (*б*) у лунковому ущільненні (ущільнення *Б*) при частоті збудження 300 Гц при *t*=0,0133 с



а) *б)* *в)*

Рисунок 3.82 – Поле тиску в трьох перетинах уздовж осьової довжини лункового ущільнення (3,25 мм, 37,75 мм і 81,75 мм) (ущільнення *Б*) при частоті збудження 300 Гц при *t*=0,0133 с

На рис. 3.83 показані лінії току в середньому поперечному перетині для різних конструкцій ущільнень. У перших двох конструкціях (ущільнення *А* і ущільнення *Б*) основний вихор охоплює всю лунку, а найбільше завихрення знаходиться в його верхній правій частині (рис. 3.83 *а, б*). Вихор більший в ущільненні *Б*. Тобто в ущільненні *Б* потік закручується більше, що збільшує тангенціальну складову сили. У ущільненнях *А* і *Б* основний вихор містить

стійкі зони рециркуляції, які запобігають появі дестабілізуючої сили. Найбільший рециркуляційний потік відбувається в двох інших конструкціях ущільнення (ущільнення *В* і *Г*) (рис. 3.83 *в,г*). Додаткові вторинні вихори з'являються поблизу зони рециркуляційного потоку в ущільненнях *В*, *Г* зі зменшенням коефіцієнтів прямої жорсткості *K* і демпфування *C*. У ущільненні *В* зона з рециркуляційним потоком трохи менша. Таким чином, ущільнення *В* має дещо більші коефіцієнти перехресної жорсткості *k*, ніж ущільнення *Г*. Вектори швидкості в ущільненнях *В*, *Г* спрямовані по коловій траєкторії в напрямку, протилежному до ядра потоку. В ущільненні *В* вторинний вихор зміщується вліво. В ущільненнях *Д*, *Е* переважають радіальні потоки, мінімальні рециркуляційні потоки, і вторинний вихор також зміщується вліво в ущільненні *Д*. В ущільненні *Е* домінують радіальні потоки, спрямовані назустріч руху вала. Таким чином, коефіцієнти перехресної жорсткості *k* менші в ущільненнях *А*, *В*, *Г* з великими площами рециркуляційних потоків, швидкості яких спрямовані по коловій траєкторії в напрямку, протилежному ядру потоку. Значення прямої жорсткості *K* і демпфування *C* також залежать від окружної структури потоку, тобто від радіальних потоків, основного та вторинних вихорів.

На рис. 3.84 показані лінії току та поле швидкості вздовж осьової довжини ущільнення для шести конструкцій лункових ущільнень (ущільнення *А*-*Е*). Очевидно, що структури потоку змінюються в залежності від конструкцій ущільнень. Потік в осьовому напрямку має квадратоподібну вихрову структуру [156]. Лише в двох ущільненнях *В*, *Е* (рис. 3.84 *в,е*), починаючи від вхідного потоку, формується основний вихор. В ущільненнях *А*,*Б*,*Г* (рис. 3.84 *а*,*б*,*г*) на вході, поряд з утворенням основного вихору, утворюються кутові вторинні вихори. Чим глибше лунка, тим більша осьова довжина ущільнення необхідна для формування основного вихору. В ущільнення *Д* (рис. 3.84 *д*) основний вихор остаточно формується на виході. Однак на менш ніж половині глибини цієї лунки, а також і в інших лунках ущільнення *Д*, присутні дезорієнтовані асиметричні вихори. Це пов'язано з великою глибиною лунок ущільнення.

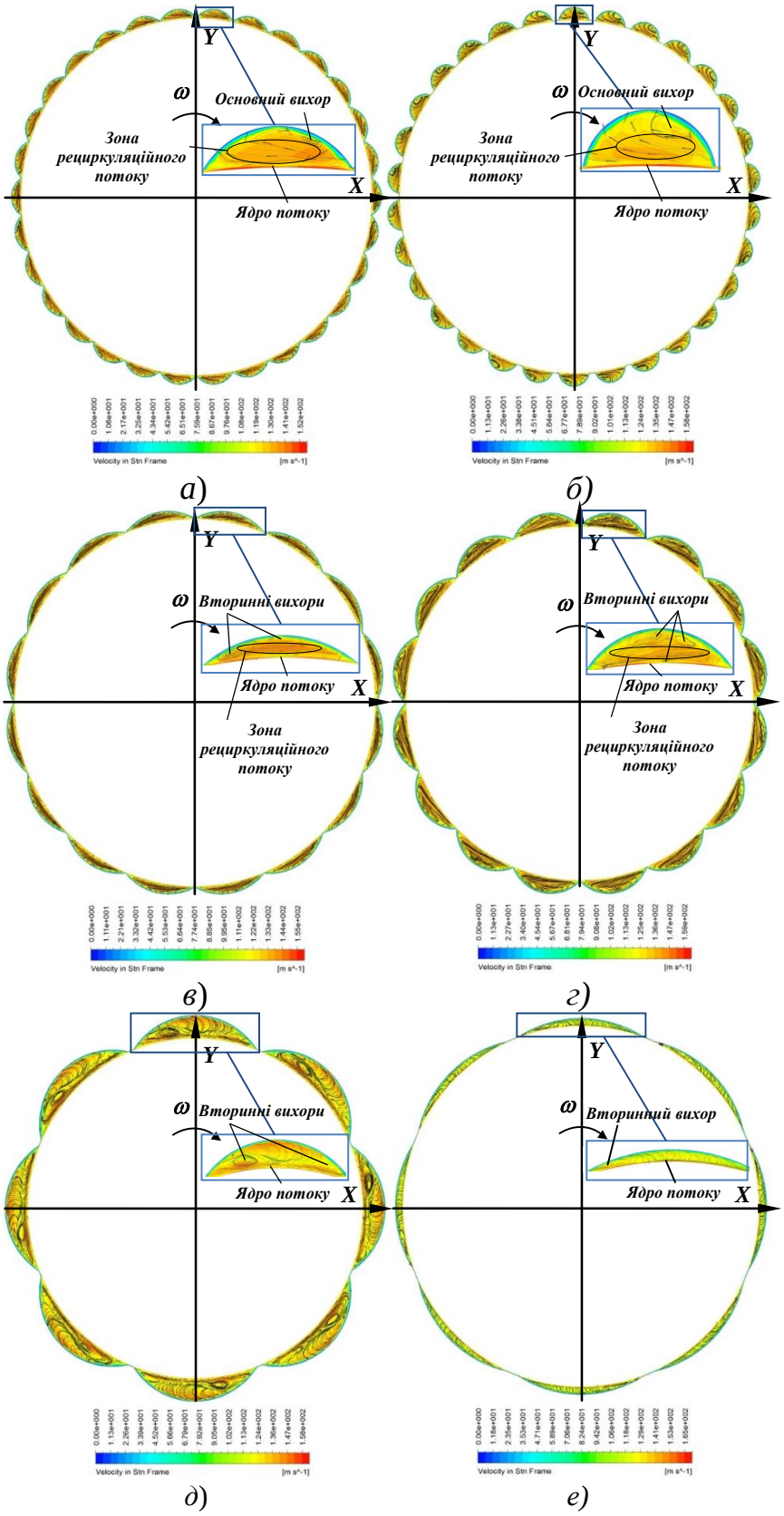


Рисунок 3.83 – Лінії току в середньому перетині для шести конструкцій лункового ущільнення (ущільнення *A*-*E*) при частоті збудження 300 Гц при *t*=0,0133 с

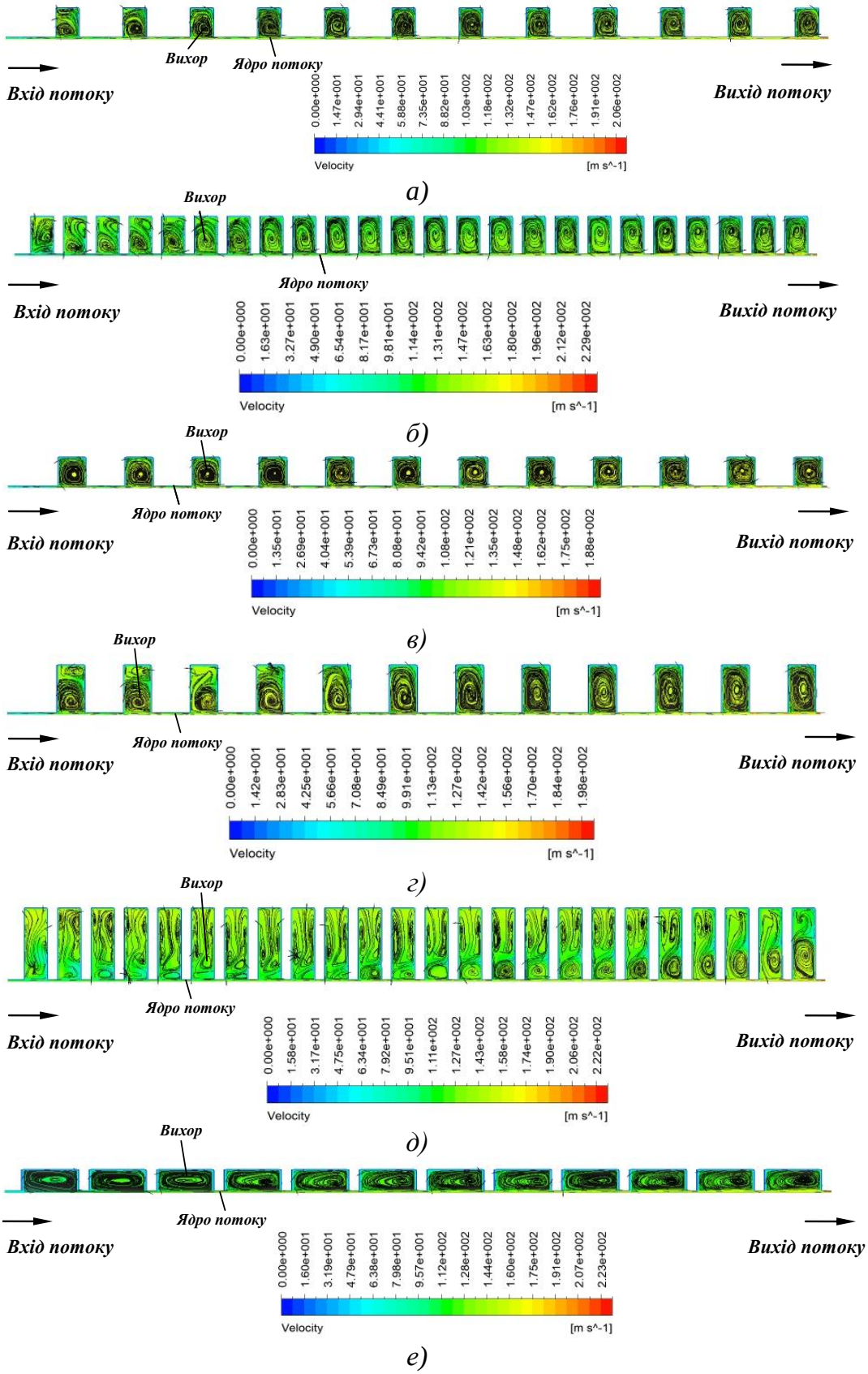


Рисунок 3.84 – Лінії току та поле швидкості вздовж осьової довжини ущільнення для шести конструкцій лункового ущільнення (ущільнення *A*-*E*) при частоті збудження 300 Гц при *t*=0,0133 с

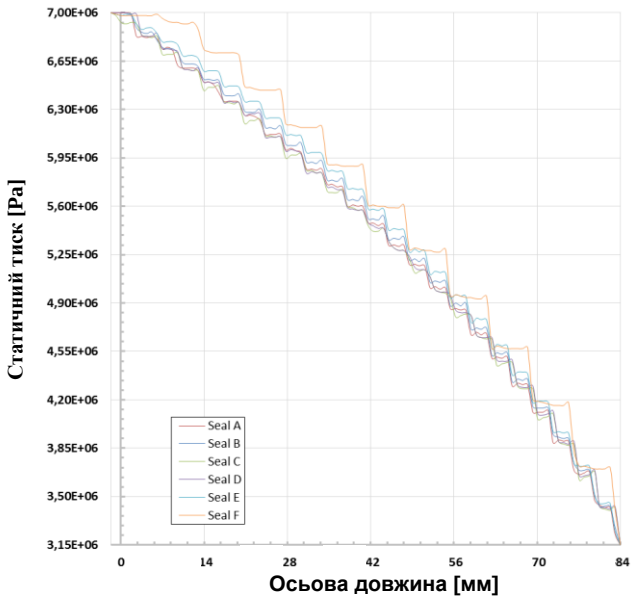


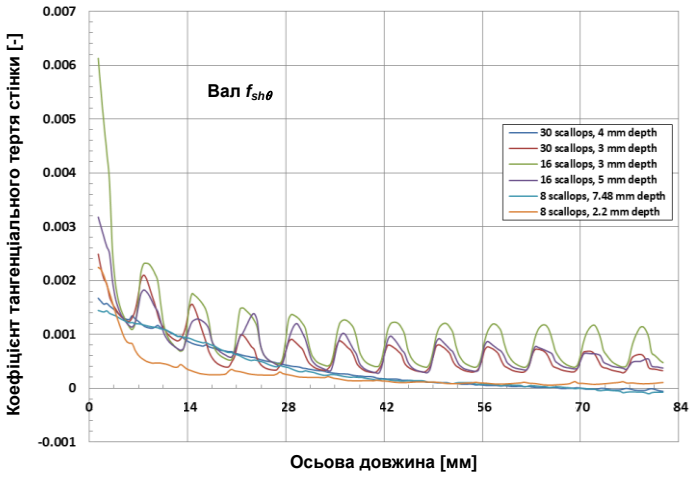
Рисунок 3.85 – Розподіл статичного тиску по осьовій довжині для шести конструкцій лункового ущільнення (ущільнення *А*-*Е*) при частоті збудження 300 Гц при *t*=0,0133 с

З рисунка 3.85 видно, що розподіл статичного тиску різної повноти відповідає різній геометрії ущільнень. Найбільш наповнений графік статичного тиску для ущільнення *Е* з найменшою кількістю рядів лунок в осьовому напрямку, яка дорівнює 12. Для більшості ущільнень (ущільнення *А*-*Г*, ущільнення *Е*) чим менша наповненість графіку статичної тиску, тим менші витоки. Цьому правилу не відповідає лише ущільнення *Д* з найбільшою глибиною лунки 7,48 мм. Можливо, більша глибина лунки та вторинні вихори (рис. 3.84 *д*) сприяють деякому зниженню витоків.

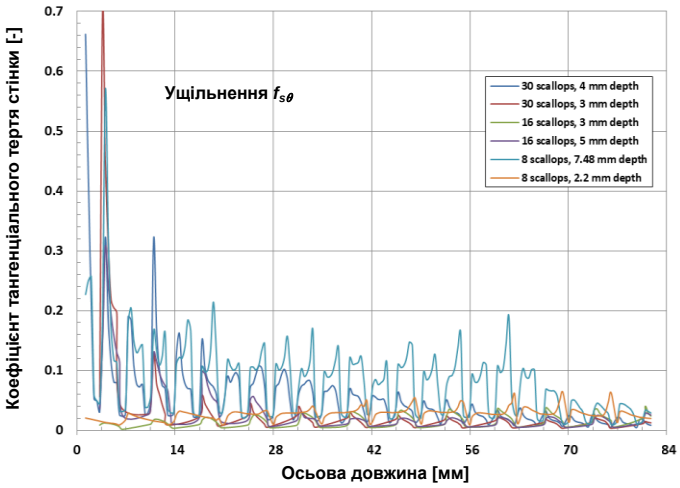
3.6.2.1.4 Механізм втрат. Фактори тертя

Механізм розсіювання енергії визначається коефіцієнтами тангенціального тертя стінки, які відіграють важливу роль у розвитку окружної швидкості потоку та прогнозуванні ротородинамічних силових коефіцієнтів, зокрема перехресної жорсткості. Розглянуто дослідження факторів тертя як функції конструкцій ущільнень.

Визначено коефіцієнти тангенціального тертя стінки для вала $f_{sh\theta}$ і ущільнення $f_{s\theta}$ як функції окружних зсувних напружень стінки $\tau_{sh\theta}$ і $\tau_{s\theta}$, що діють на поверхні вала та ущільнення відповідно (3.16) і (3.17) [158].



а)



б)

Рисунок 3.86 – Розподіл коефіцієнтів тангенціального тертя стінки по осьовій довжині для шести конструкцій лункового ущільнення (ущільнення *A*-*E*) при частоті збудження 300 Гц при *t*=0,0133 с

На рисунку 3.86 показано коефіцієнти тангенціального тертя стінки вздовж осьової довжини для шести конструкцій лункових ущільнень на поверхнях вала та ущільнення, визначених за допомогою CFD моделювання. Аналіз графіків показує, що більшому значенню коефіцієнта тангенціального тертя стінки на валу відповідають менші витоки (табл. 3.13) (рис. 3.86 *а*). Це означає, що витоки через ущільнення також залежать від в’язкого

тангенціального тертя та окружної швидкості потоку. Це також підтверджується лініями току в середньому поперечному перетині (рис. 3.83), тому ущільнення з більшою зоною рециркуляції мають менші витоки. Для поверхні ущільнення (рис. 3.86 *б*) максимальні значення коефіцієнтів тангенціального тертя стінки відповідають найбільшим значенням глибини лунки (ущільнення *Д,Б,Г*). При мінімальній глибині лунки, що дорівнює 2,2 мм (ущільнення *Е*), коефіцієнт тертя дещо збільшується, що, ймовірно, пов'язано з більшою шириною ряду лунок. Існує також певний зв’язок між значеннями коефіцієнтів тангенціального тертя стінки та тангенціальними силами демпфування F_t (рис. 3.78).

3.6.2.1.5 Порівняння коефіцієнтів жорсткості та демпфування

Щоб проаналізувати ефективність лункового демпферного ущільнення, досить важливо порівняти його ротородинамічні силові коефіцієнти з коефіцієнтами інших шпаринних ущільнень.

Для більш надійного порівняння ротодинамічних силових коефіцієнтів, значення демпфування та жорсткості для кожної конструкції ущільнення представлені в термінах нормалізованих коефіцієнтів, визначених рівняннями Чайлдса [340]:

$$C^* = \frac{C}{\left(\frac{LD\Delta P}{C_r}\right)}$$

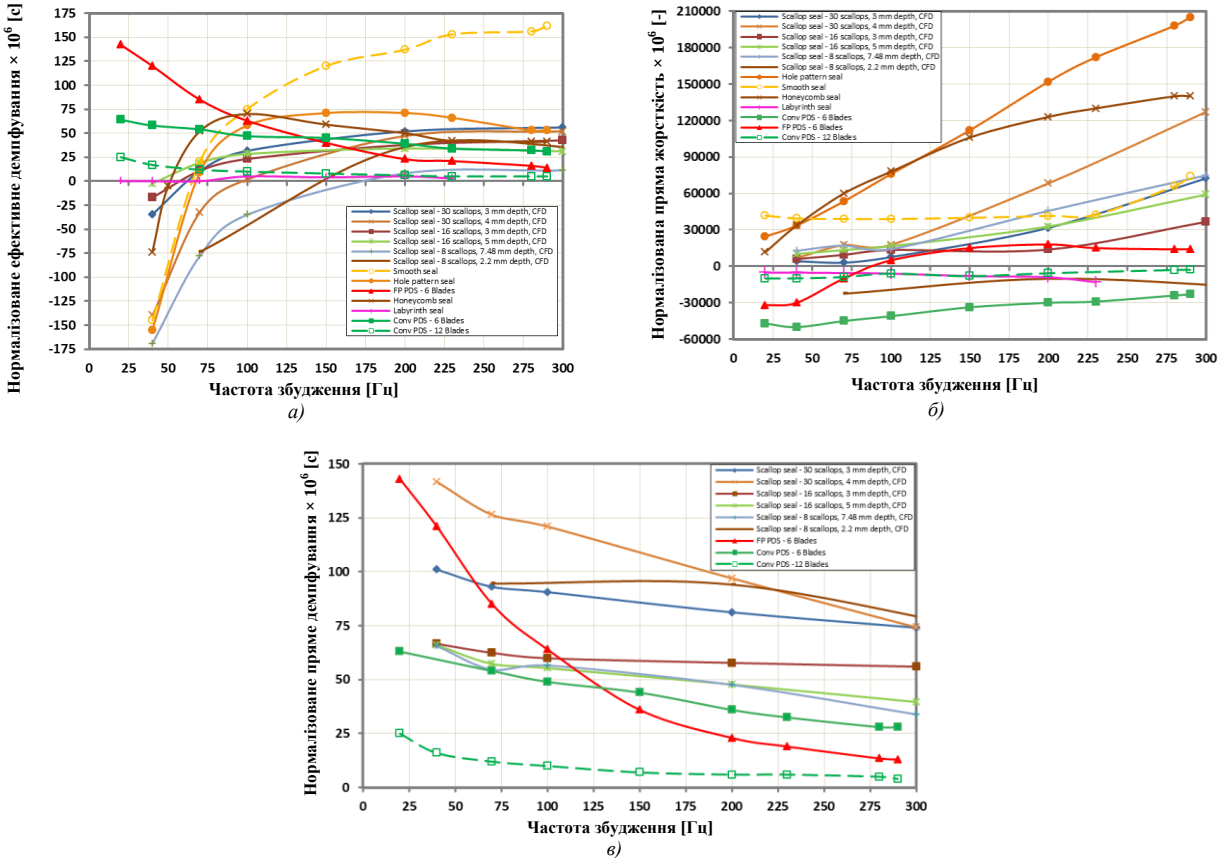
$$K^* = \frac{K}{\left(\frac{LD\Delta P}{C_r}\right)}$$

де L - довжина ущільнення, D - діаметра вала, ΔP - перепад тиску на ущільненні, C_r - радіальний зазор.

Ці рівняння зведені до нормалізованого демпфування з одиницями вимірювання секунди і нормалізованої жорсткості, яка є безрозмірною (на графіках, наведених нижче, нормалізовані значення демпфування та жорсткості помножено на 10^6).

Порівняння експериментальних даних було отримано для досліджених шпаринних ущільнень при вхідному тиску 68,9 бар і різних перепадах тиску.

Графіки взяті з дисертації [144], а результуючі дані для лункового ущільнення розташовані на графіках (рис. 3.87). Графіки (рис. 3.87 *а,б*) показують дані нормалізованого ефективного демпфування та прямої жорсткості для лабіринтного, гладкого, стільникового, з сіткою отворів, звичайного кишенькового демпфера (Conv PDS) двох конструкцій, повністю розділеного кишенькового демпфера (FP PDS) і шести конструкцій лункових ущільнень. Близькість кривих одна до одної в діапазоні випробувальних частот збудження вказує на те, що використані рівняння успішно нормалізовані (відносно перепаду тиску) дані випробувань для цих ущільнень [144].



а) *б)* *в)*

Рисунок 3.87 – Порівняння нормалізованих коефіцієнтів жорсткості та демпфування для лункових та інших шпаринних ущільнень [144]

На рисунку 3.87 *в* показано нормалізоване пряме демпфування для звичайних 6-лопатевих і 12-лопатевих кишенькових ущільнень, а також для 6-лопатевих повністю розділених кишенькових демпферних ущільнень PDS. У випадку 6- та 12-лопатевих ущільнень дані стосуються як прямої, так і

дивергентної конфігурацій [144]. Значення прямого демпфування шести конструкцій лункових ущільнень у більшості випадків перевищують такі величини для кишенькових демпферних ущільнень, особливо на високих частотах збудження від 125 до 300 Гц. Як і в інших демпферних ущільненнях, пряме демпфування найбільше на низьких частотах, і його значення зменшується зі збільшенням частоти збудження, але зменшується дещо менше.

Значення нормалізованої прямої жорсткості в більшості конструкцій лункових ущільнень (ущільнення *А*-*Е*) перевищують значення для кишенькових демпферних ущільнень (рис. 3.87 *б*), і вони позитивні, лише в ущільненні *Е* коефіцієнт прямої жорсткості становить негативне значення. Але в порівнянні з стільниковими і з ущільненнями з сіткою отворів ці прямі коефіцієнти жорсткості значно менші. Ефективні значення демпфування в лункових ущільненнях на низьких частотах 40-65 Гц (ущільнення *А*, ущільнення *В* і ущільнення *Г*), до 100 Гц (ущільнення *Б*) і до 150-175 Гц (ущільнення *Д* і ущільнення *Е*) , а також у стільникових і ущільненнях з сіткою отворів мають негативні знаки. У порівнянні з лабіринтними ущільненнями більшість конструкцій лункових ущільнень мають більшу жорсткість і більші коефіцієнти демпфування.

Для лункових ущільнень, а також для стільникових і ущільнень з сіткою отворів із збільшенням кількості лунок підвищується характеристики жорсткості і демпфування. Для кишенькових демпферних ущільнень збільшення кількості кишень призводить до зменшення демпфування, але деякого збільшення жорсткості. Гладкі ущільнення порівняно з лунковими ущільненнями мають значно більше ефективне демпфування та порівняні коефіцієнти прямої жорсткості на високих частотах збудження від 125 до 300 Гц.

3.6.2.1.6 Висновки

Використовуючи неодноразово протестовані нестаціонарні методи CFD для моделювання прецесійного руху вала в ущільненні (метод одночастотних

траєкторій) та ідентифікації динамічних коефіцієнтів (метод нестаціонарних збурень) для демпферних ущільнень, витоки та динамічні характеристики лункового ущільнення з серповидними канавками (ЛУСК) в залежності від його конструкції були предметом аналізу. Проведено порівняння розрахункових характеристик лункового ущільнення з наявними в літературі експериментальними даними для гладкого, лабіринтного та демпферного ущільнень. Досліджено фізику течії та механізм втрат на тертя з точки зору коефіцієнтів тангенціального тертя стінки та їх вплив на динамічні характеристики та витоки в лунковому ущільненні. Крім того, досліджено вплив геометрії ущільнення на втрати на тертя та величини падіння тиску по довжині ущільнення. Це дослідження підтвердило досить високі динамічні характеристики лункових ущільнень, а також їх частотні залежності.

Дослідження лункового ущільнення з серповидними канавками показали, що для зменшення витоків, ребра та гребені ущільнення повинні бути достатньо вузькими, а для підвищення динамічних характеристик, особливо для ефективного демпфування на низьких частотах збудження, необхідно виконувати вихрові гальма у вигляді напіввідкритих лунок на вході в ущільнення [146,169], і додатково, впливати на масову витрату і роторно-динамічні характеристики лункових ущільнень із забезпеченням відповідного вибору геометричних розмірів рядів лунок. Доцільно використовувати ступінчасту та гібридну конструкції лункових ущільнень [146,164], що знижують значення витоків ущільнювального середовища при достатньо високих динамічних характеристиках.

Дослідження підтвердили, що серповидні лунки створюють перешкоди окружному потоку робочого середовища. Зменшення окружної швидкості газового потоку збільшує гідравлічний опір в канавках, і в той же час зменшує циркуляційні сили, які створюють прецесійних рух ротора, який призводить до вібрації, в той же час лункові ущільнення мають гарні демпферні властивості.

Висновки до розділу 3

1. Аналіз динамічних характеристик підтвердив значну перевагу «довгої» щілини над «короткою» при використанні їх у якості ущільнень-опор. Для «довгої» щілини отримані значно більші значення коефіцієнтів жорсткості та демпфування. При чому, у «короткій» щілині значно переважає осьовий потік. У «довгій» щілині суттєвий вплив має окружний потік. Форми кривих окружної складової швидкості мають класичний вигляд, який характерний для зсувної течії. Однак тільки коли середня окружна швидкість значно переважає над середньою осьовою швидкістю у «довгій» щілині при ламінарному режимі течії потік стає спіралеподібної форми.

2. Порівнюючи динамічні коефіцієнти ущільнення-опори можна говорити про те, що при достатньо великому ексцентриситеті коефіцієнт прямої жорсткості значно перевищує його значення при малому ексцентриситеті. Коефіцієнти демпфування та перехресної жорсткості навпаки більші в ущільненні з малим ексцентриситетом. Це пояснюється тим, що товщина плівки в цих випадках відрізняється, так при більшій товщині плівки її демпфуючі властивості більш виражені ніж жорсткісні, і навпаки.

3. Аналіз амплітудно-частотних характеристик ротора показує, що перехресні жорсткості та прямі і перехресні демпфування ущільнення-опори значно впливають на динаміку ротора багатоступеневого відцентрового насоса.

4. Аналіз результатів двохфазного розрахунку показав, що бульбашковий потік у шпаринному ущільненні має дуже складне явище (розподіл бульбашок різного діаметра відбувається в осьовому, радіальному та окружному напрямках). В розрахункових моделях необхідно враховувати дію сил, що не є силами опору (підйомну силу, силу змащення стінки, турбулентну силу розсіювання) в однорідній Ейлер-Ейлер полідисперсній з багатьма групами розмірів (MUSIG) моделі балансу популяцій, що дозволить побачити реальну картину фізичного процесу, який має місце, та більш точніше визначити динамічні коефіцієнти у двохфазному шпаринному ущільненні.

5. Розрахунковими методами обчислювальної гідродинаміки проаналізовано вплив осьових та радіальних розмірів з’єднувальної камери, зазору другої шпарини, присутності ребер в з’єднувальних камерах та дифузору на другій шпарині на статичні і динамічні характеристики двох- та трьохшпаринних ущільнень.

6. Аналіз динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування для закріпленого кільця деформованого ущільнення базової конструкції з товщиною вхідного і вихідного буртів 5 мм і конструкції з товщиною вхідного і вихідного буртів 1 мм, показує наявність негативної величини прямої жорсткості. Яка обумовлена збільшенням сумарної швидкості руху рідини у місці мінімального зазору. При чому зменшення товщини буртів зменшує величину мінімального зазору та призводить до збільшення абсолютної величини динамічних коефіцієнтів прямої та перехресної жорсткості та демпфірування. Не глядячи на негативну пряму жорсткість забезпечується динамічна стійкість вала в ущільненні. Проте негативне значення прямої жорсткості необхідно враховувати при розрахунку критичної частоти обертання вала.

7. Проведено аналіз величини витоків в лунковому ущільненні з серпоподібними канавками (ЛУСК) в залежності від його геометричних параметрів за допомогою методів стаціонарного гідродинамічного аналізу (Steady State CFD) та планування експерименту (DOE). Наведено порівняння коефіцієнтів потоку лункового ущільнення в залежності від коефіцієнтів тиску з наявними експериментальними даними для гладкого, лабіринтного та демпферного ущільнень. Дослідження лункового ущільнення з серповидними канавками показали, що значення коефіцієнта потоку для ЛУСК, як виявлено в ході параметричного аналізу, суттєво залежить від ширини ребер. Як і в лабіринтних ущільненнях, при меншій ширині ребер зменшується значення масової витрати. Так, при ширині ребра 0,5 мм коефіцієнт потоку для лункового ущільнення менший, ніж для лабіринтного та ущільнення з сіткою отворів, і наближається до стільникового ущільнення.

8. Використовуючи неодноразово протестовані нестаціонарні методи CFD для моделювання прецесійного руху вала в ущільненні (метод одночастотних траєкторій) та ідентифікації динамічних коефіцієнтів (метод нестаціонарних збурень) для демпферних ущільнень, витоки та динамічні характеристики лункового ущільнення з серповидними канавками (ЛУСК) в залежності від його конструкції були предметом аналізу. Проведено порівняння розрахункових характеристик лункового ущільнення з наявними в літературі експериментальними даними для гладкого, лабіринтного та демпферного ущільнень. Досліджено фізику течії та механізм втрат на тертя з точки зору коефіцієнтів тангенціального тертя стінки та їх вплив на динамічні характеристики та витоки в лунковому ущільненні. Крім того, досліджено вплив геометрії ущільнення на втрати на тертя та величини падіння тиску по довжині ущільнення. Це дослідження підтвердило досить високі динамічні характеристики лункових ущільнень, а також їх частотні залежності.

РОЗДІЛ 4 ЧИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ТА ПІДШИПНИКІВ

Основні результати досліджень за відповідним розділом відображено в наступних публікаціях [307,326,374,378,380,397,399,401,412,417,418,421,423], [424,426,428,431-433,436,437,440,445,447] за особистим внеском здобувача.

4.1 Числове розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя

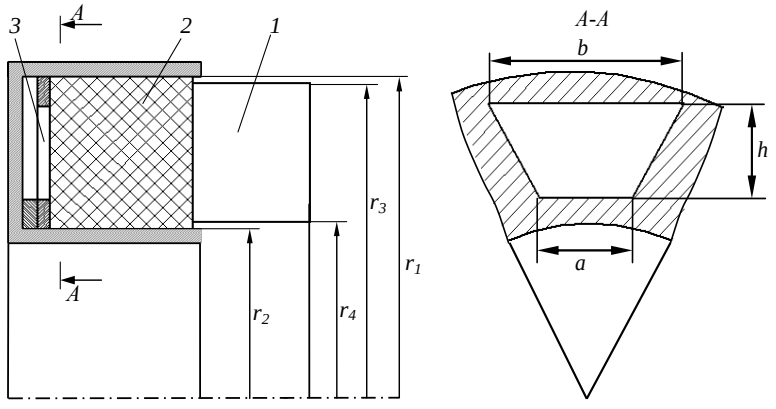
Розрахунок торцевого сальникового ущільнення (ТСУ) зводиться до розв'язання задачі гідропружності, яка дозволяє розглянути взаємний вплив рідини і контактуючих кілець ущільнення. Розв'язання цієї задачі потребує спільного розв’язання рівнянь теорії пружності та гідродинаміки за допомогою числових методів, які реалізовані в сучасних програмних комплексах. В даному випадку використовувався універсальний програмний комплекс ANSYS WORKBENCH, в якому реалізований зв'язок між аналізом напружено-деформованого стану (НДС) і гідродинамічним розрахунком у вигляді технології Fluid-Structure Interaction (FSI). Алгоритм задачі FSI полягає в ітеративному розв’язанні задач для деформованого тіла і для області течії з використанням вирішувачів ANSYS Mechanical і ANSYS CFX. Ці вирішувачі мають можливість запускати розрахунок як одночасно, так і послідовно при виконанні внутрішнього циклу. Зовнішній цикл (MF Time Step) описує процес розв’язання пов'язаної задачі в часі, а внутрішні цикли (Stagger Iteration) контролюють відповідність розрахунків в ANSYS Mechanical і ANSYS CFX, а також керують процесом обміну даними. Використовується неявна процедура поєднання процесів розрахунку при розв’язанні FSI задачі. Залежними змінними є переміщення сальникової набивки і сила гідродинамічного тиску в зазорі ущільнення.

На рисунку 4.1 представлена розрахункова схема ТСУ з трапецієвидними пазами на дні обойми під сальниковою набивкою. Для спрощення розрахунку геометрія кілець ущільнення представлена у вигляді 1/8 частини. Торцеве сальникове ущільнення зі спеціальною формою пазів на дні гнізда обойми (рис. 4.1 а) складається з опорного кільця *1*, кільця сальникової набивки *2* і податливого дна *3*, в якому виконані пази трапецієвидної геометрії (рис 4.1 б).

Для розрахунку приймалися такі геометричні розміри ущільнення: r_1 = 45 мм і r_2 = 35 мм - зовнішній та внутрішній радіуси набивки; r_3 = 44,5 мм і r_4 = 35,5 мм - зовнішній та внутрішній радіуси опорного кільця. Геометричні розміри пазів податливого дна: h = 6 мм; a, b = 18 мм, 10 мм відповідно.

Для розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення задавалися розподіл гідростатичного і гідродинамічного тиску в парі тертя, а також постійна величина еквівалентного зазору (за профілограмою шорсткості сальникової набивки), які отримані експериментально. Модуль пружності сальникової набивки – 50 МПа, коефіцієнт Пуассона сальникової набивки – 0,4. Модуль пружності стального опорного кільця – $2{,}1\cdot10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3.

За рахунок попереднього статичного навантаження і контакту між сальниковою набивкою *2* і опорним кільцем *1*, набивка деформується у місці пазів *3*, утворюючи на контактній поверхні необхідний профіль, який створює додатковий гідродинамічний тиск у парі тертя під час обертання вала.



а) *б)*

Рисунок 4.1 - Розрахункова схема ТСУ з трапецієвидними канавками на дні обойми під сальниковою набивкою

Експериментальні і розрахункові дослідження показали (рис. 4.2), що в парі тертя торцевого сальникового ущільнення створюється додатковий гідродинамічний тиск p_{sg} та гідродинамічна розкриваючи сила F_s. На виході з ущільнення формуються розподіли контактних тисків p_{cg1}, p_{cg2}. Зменшення зовнішнього навантаження F_e в парі тертя зменшує величину гідродинамічного тиску p_{ss} та збільшує площу контакту (див. розподіли контактних тисків p_{cs1}, p_{cs2}) при зменшенні витоків до 0,1 л/год. Вплив пазів у податливому дні ілюструється (рис. 4.2) контурами початкового контактного тиску p_{c01}, p_{c02} (гідродинамічний тиск не враховується) та полями контактного тиску та зазору під дією гідродинамічного тиску.

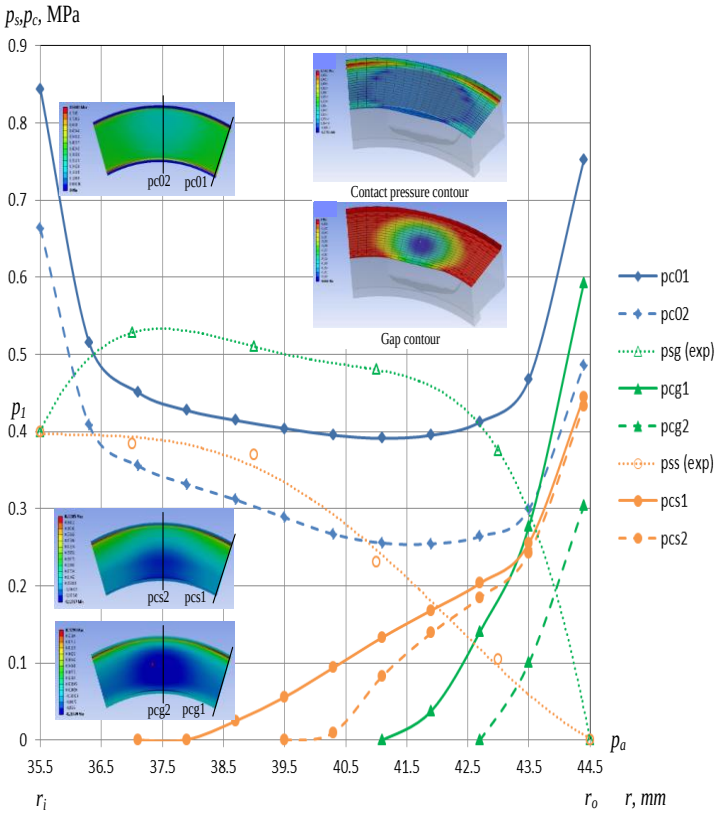


Рисунок 4.2 - Розподіл гідродинамічного та контактного тиску в торцевому сальниковому ущільненні з пазами в податливому дні

Результати розрахункових досліджень торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками на опорному кільці (рис. 4.3) узагальнено на рисунку 4.4. Із рисунка видно, що на виході з канавки за рахунок обертання вала зростає гідродинамічний тиск p_{sg1}. При цьому, початкове значення контактного тиску p_{c0} зменшується до контактних тисків

p_{cg1}, p_{cg2} розвантаженої пари тертя. Спостерігається зворотне нагнітання частини потоку назад в сторону ущільнювального середовища.

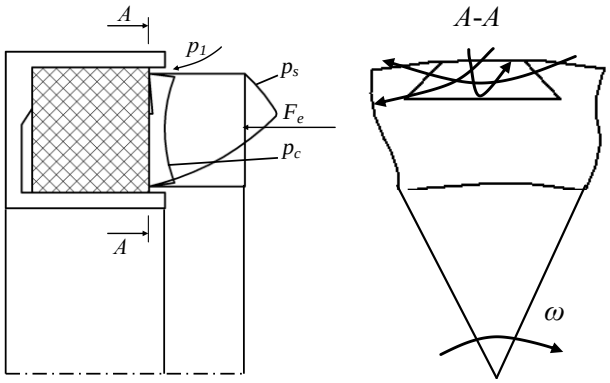


Рисунок 4.3 - Пара тертя торцевого ущільнення з реверсивними канавками

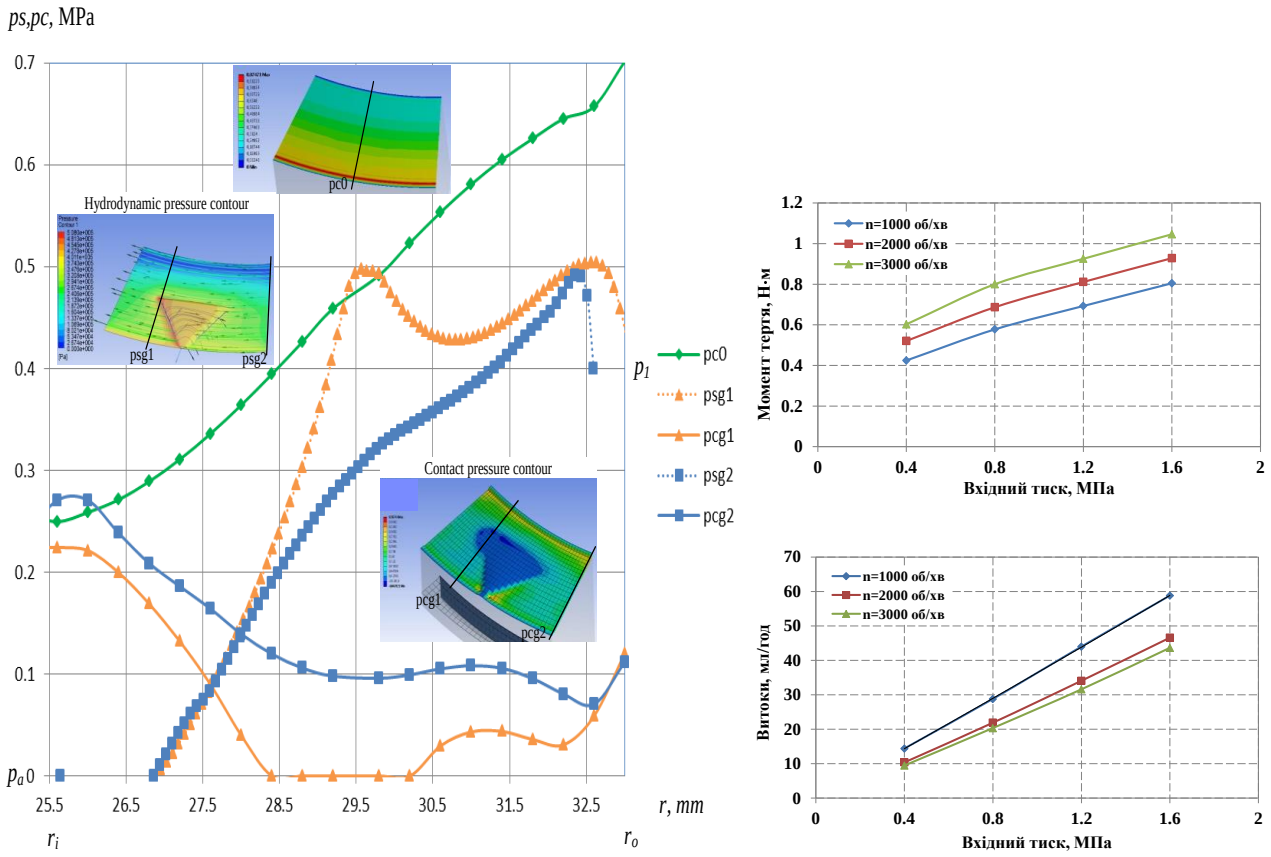


Рисунок 4.4 - Розподіл гідродинамічного та контактного тисків, витоків та моменту тертя в сальниковому ущільненні з реверсивними канавками

Отримані результати досліджень підтверджують можливість створення гідродинамічного розвантаження в парі тертя торцевого сальникового ущільнення, що можливо при належному виборі геометричних розмірів, а також зовнішнього навантаження в торцевій парі торцевого сальникового ущільнення.

4.2 Числове дослідження зношування вала сальниковою набивкою з використанням моделі Арчарда

4.2.1 Модель зношування

В програмному комплексі ANSYS, використовують модифіковане рівняння Арчарда (4.1), де $\dot{W}$ – швидкість зношування, K – безрозмірний коефіцієнт зношування, H – твердість матеріалу, що зношується, v – швидкість ковзання, P – прикладений тиск.

$$\dot{W} = \frac{K}{H} \times v \times P \tag{4.1}$$

Найбільшу цікавість має коефіцієнт зношування К, визначення якого можливе лише в результаті проведення експерименту. Так в роботі [341] наведені величини інтенсивності зношування (мг/год), прикладеного тиску (МПа), швидкості ковзання – 3 м/с. Матеріал захисної втулки – нержавіюча сталь, твердість якої можна вважати 1/3 від границі текучості (σ_y). Для нержавіючої сталі значення границі текучості прийнято 207 МПа. Тому величина твердості дорівнює (4.2)

$$H = \frac{\sigma_y}{3} = \frac{207}{3} = 69 \text{ (МПа)} \tag{4.2}$$

Таким чином, з рівняння (4.1) можемо виразити коефіцієнт К (4.3), значення якого наведені в таблиці 4.1:

$$K = \frac{\dot{W} H}{vP} \tag{4.3}$$

Також важливим моментом при розв’язанні зносоконтатної задачі є знаходження відповідності між експериментальною інтенсивністю зношування (J) та швидкістю зношування за Арчардом ($\dot{W}$). Відповідність наведено у формулі (4.4):

$$\dot{W} = J \frac{10^{-6}}{\rho \cdot 3600} \tag{4.4}$$

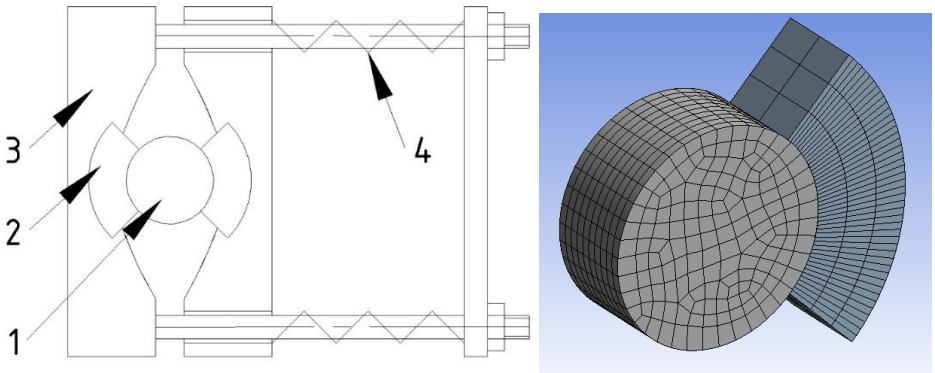
де ρ – густина матеріалу втулки.

Для проведення числових досліджень створена тривимірна модель досліджуваного вузла (рис. 4.5) [341]. Модель складається із двох колодок 3, в

яких встановлені попередньо опресовані зразки сальникової набивки *2*. Зразки встановлені таким чином, щоб не змінювалось їх положення за рахунок обертання вала з захисною втулкою *1*. Вал приводиться в обертальний рух з частотою обертання від 640 до 3200 об/хв. Сила робочого стиснення зразків набивки регулюється стисненням пружин *4* в діапазоні 10-150 Н.

Таблиця 4.1 – Показники інтенсивності, швидкості та коефіцієнту зношування в залежності від прикладеного тиску, визначені в експерименті [341]

Інтенсивність зношування експериментальна (мг/год)	Прикладений тиск (МПа)	Швидкість зношування експериментальна ($м^3/с*10^{-14}$)	Коефіцієнт зношування (10^{-8})
0.21	0.08	0.752	0.706
0.67	0.12	2.401	1.503
0.93	0.17	3.333	1.472
2.44	0.25	8.746	2.627
3.68	0.34	13.190	2.910
7.00	0.46	25.090	4.096



а) *б)*

Рисунок 4.5 – Схема (а) та тривимірна модель вузла (б)

Модель досліджуваного вузла має контактну пару тертя: вал діаметром 30 мм та зразок сальникової набивки квадратного поперечного перетину 13х13 мм. Матеріал вала – нержавіюча сталь 30Х13 (модуль пружності – 2.1 ГПа, коефіцієнт Пуассона – 0.31), матеріал сальникової набивки – АФТ (модуль пружності – 50 МПа, коефіцієнт Пуассона – 0.45).

Для моделювання зношування використовувалась модель контакту із тертям. Контактною поверхнею є поверхня втулки вала, цільовою поверхнею

виступає поверхня сальникової набивки. Коефіцієнт тертя між поверхнями дорівнює 0.04. Розв'язання контактної задачі проводилося на основі розширеного формулювання Лагранжа. Вигляд скінченно-елементної сітки представлений на рис. 4.5 б. Кількість елементів дорівнювала – 4290, вузлів – 22158. У якості граничних умов задані: зовнішній тиск, прикладений на поверхню сальникової набивки та лінійна швидкість обертання вала - 3 м/с. При цьому обидва твердих тіла обмежені в осьовому переміщені, а вал має можливість обертання навколо власної осі.

Для визначення зношування вала використовувалась вбудована команда (4.5), яка використовує видозмінену формулу Арчарда (4.6). Де коефіцієнти m та n є показниками ступеня при тиску та швидкості відповідно.

$$\begin{gathered} TB,WEAR,1,,,ARCD \\ TBDATA,1,K,H,m,n \end{gathered} \tag{4.5}$$

$$\dot{W} = \frac{K}{H} \times P^m \times v^n \tag{4.6}$$

В процесі зношування не враховується змінення температури в контакті. Це пов'язано з припущенням про повне відведення тепла протікаючою через ущільнення рідиною.

Числовий розрахунок проводився при змінних значеннях тиску робочого середовища та швидкості обертання вала. Величини робочих параметрів представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Робочі параметри

Назва параметра	Величина				
Робочий тиск (МПа)	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
Лінійна швидкість обертання вала (м/с)	1	2	3	4	5

4.2.2 Верифікація розрахункової моделі та результати розрахунків

В результаті верифікації розрахункової моделі зношування вала сальниковою набивкою за величиною інтенсивності зношування від прикладеного навантаження (рис. 4.6) та відносного зносу втулок вала,

виготовлених з різних матеріалів (рис. 4.7) визначено, що при показниках ступеня m=1.5 і n=1.3 (4.6) запропонована модель достатньо добре співпадає з експериментом. Величина відхилення не перевищує 10%.

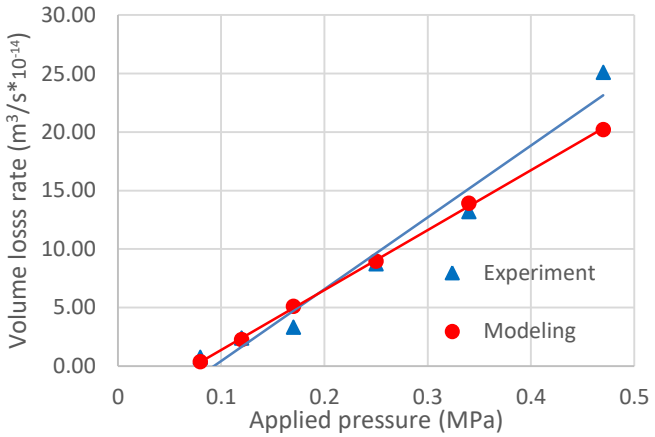


Рисунок 4.6 – Залежність величини об'ємної інтенсивності зношування від прикладеного навантаження

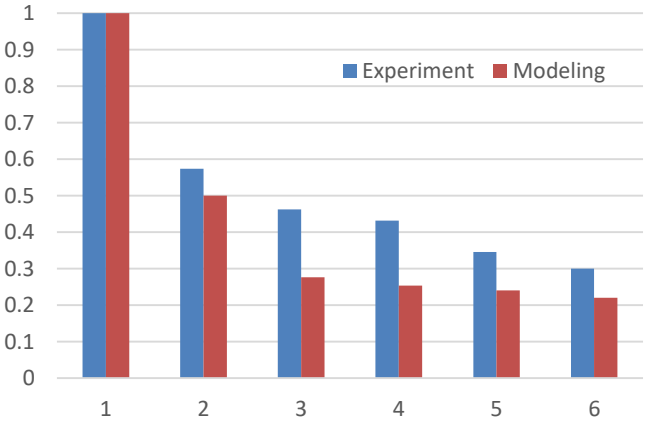
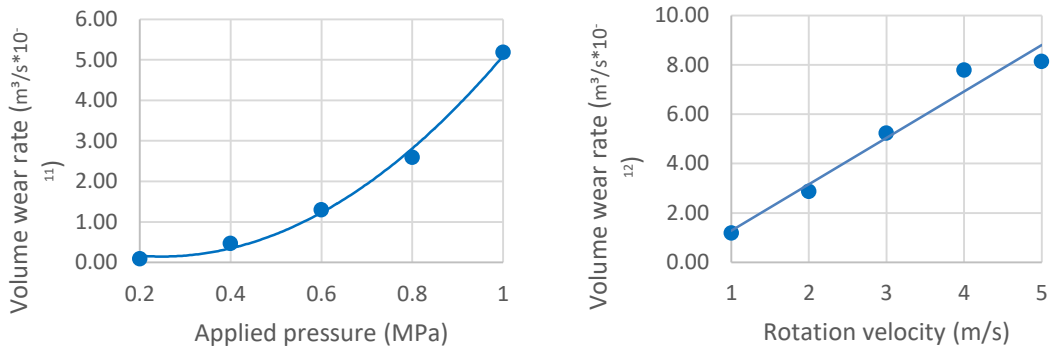


Рисунок 4.7 - Відносний знос втулок вала, виготовлених з різних матеріалів: 1) чавун СЧ-18; 2) чавун СЧ 18 з індукційним гартуванням; 3) сталь 40Х з ізотермічним гартуванням; 4) чавун СЧ 18 з індукційним гартуванням і навуглецюванням; 5) сталь Ст 20 з азотуванням; 6) сталь 45Х

В результаті проведених досліджень визначено величину інтенсивності зношування вала набивкою в залежності від змінення робочого тиску (рис. 4.8 а) та лінійної швидкості обертання (рис. 4.8 б). Так, зі зміненням швидкості обертання вала спостерігається лінійний ріст інтенсивності зношування. При цьому, зі збільшенням величини робочого тиску інтенсивність зношування збільшується нелінійно. Така різниця в отриманих залежностях пояснюється

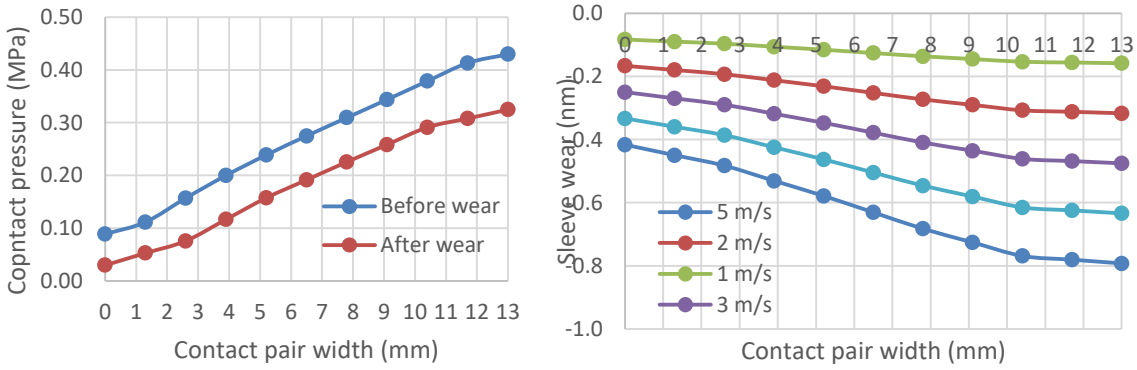
тим, що при розрахунку інтенсивності зношування при зміненні робочого тиску, також змінюється коефіцієнт зношування.



а) *б)*

Рисунок 4.8 – Залежність інтенсивності зношування від тиску робочого середовища *(а)* та лінійної швидкості обертання вала *(б)*

Наведено приклади розподілу контактного тиску до і після зношування (рис. 4.9 а) та змінення форми контактної поверхні втулки вала (рис. 4.9 б). Із графіків видно, що після зношування контактний тиск зменшується по всій ширині пари тертя. А найбільшої втрати матеріалу зазнає ділянка з максимальним контактним тиском на виході з ущільнення.



а) *б)*

Рисунок 4.9 – Розподіл контактного тиску до та після зношування *(а)* та змінення форми контактної поверхні за час 10^7 с *(б)*

Представлена числова модель враховує вплив робочого тиску і швидкості обертання на інтенсивність зношування втулки вала сальниковою набивкою. Її можна використовувати для прогнозування зношування поверхонь захисних втулок та терміну служби торцевих сальникових ущільнень.

4.3 Числовий розрахунок теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання

4.3.1 Розрахункова модель та граничні умови

В ході розрахункового дослідження за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX спільно розв’язувалися задачі гідродинамічного змащення у рідинному мастильному шарі (ламінарна течія), конвективного теплообміну між рідиною та твердими деталями підшипника, теплопровідності та теплопередачі між твердими деталями підшипника. Розглядався сектор величиною 45°, який включав: опорний диск, мастильний шар, колодку та корпус підшипника (рис. 4.10). Розрахункову сітку (рис. 4.10) було створено в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу MultiZone, який дозволяє побудувати структуровану гексаедричну сітку. По товщині мастильного шару було задано 10 елементів. В результаті розрахункова сітка складалася приблизно з 1,5 млн. гексаедричних елементів.

Було задано відкриті граничні умови на вході і виході (Opening), температура подачі масла, яка дорівнює 60°С, тиск подачі масла 0,15 МПа, тиск на виході з підшипника 0 МПа. На бічних частинах сектору моделі задані граничні умови обертальної періодичності. Між мастильним шаром і опорним диском та колодкою задані граничні умови конвективного теплообміну. Між колодкою і корпусом підшипника граничні умови теплопередачі. Задавалась обертальна швидкість від 1000 об/хв до 9500 об/хв на стінці мастильного шару зі сторони опорного диску. Протилежна стінка була нерухомою та мала постійним кут нахилу колодки, який становив 0,01°. Під час розрахунку змінювалась мінімальна товщина мастильного шару від 4 до 20 мкм в залежності від частоти обертання вала при постійному навантаженні. Основні термодинамічні властивості мастила: питома теплоємність, коефіцієнт динамічної в’язкості та густина змінювалися в залежності від тиску та температури та задавались емпіричними залежностями. Для спрощення

розрахункової моделі та розрахунків на зовнішніх стінках опорного диску та корпусу підшипника були задані граничні умови адіабатної стінки.

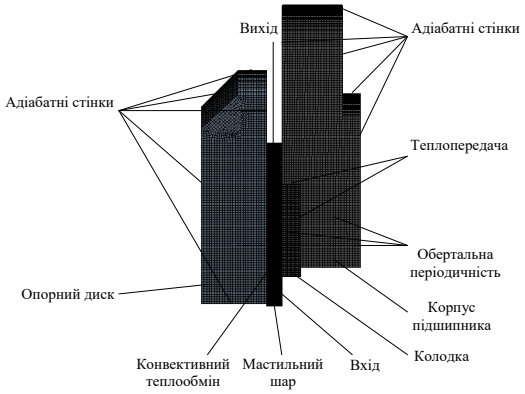
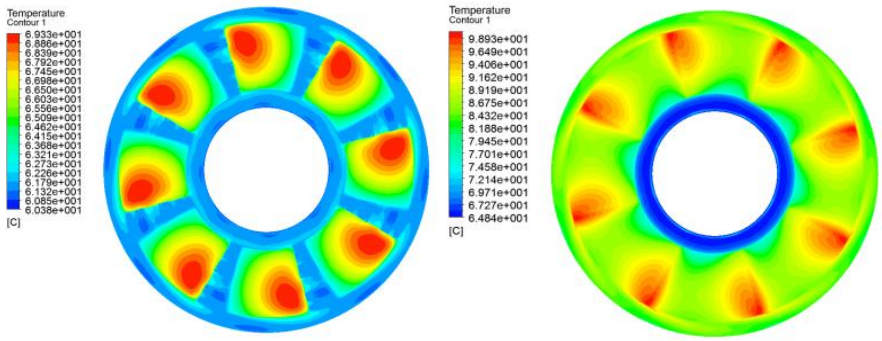


Рисунок 4.10 – Розрахункова сітка та граничні умови

4.3.2 Результати числового розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними

Тепловий стан мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання представлено на рисунку 4.11 *а,б*. Як видно з результатів, зі збільшенням частоти обертання вала значно підвищується максимальна та середня температура нагріву колодки, поле температур дещо зміщується і нагріває також мастило в міжколодковому просторі. Таким чином, мастило в міжколодковому просторі не встигає охолоджуватися і на вхід наступної колодки поступає вже достатньо перегрітим, що не дозволяє підвищити несучу здатність підшипника.

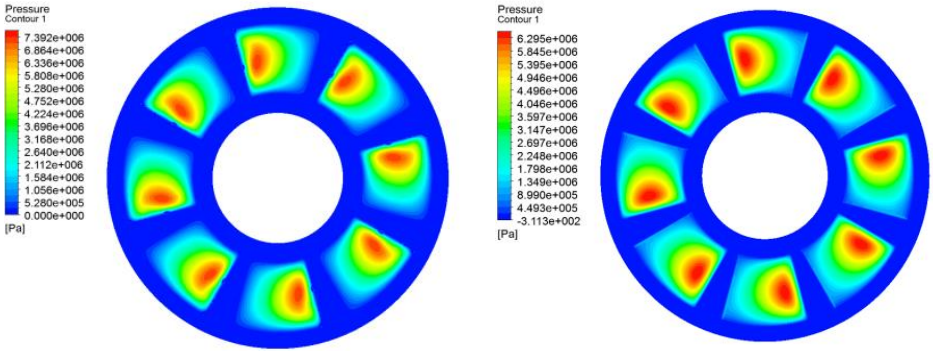


а) *б)*

Рисунок 4.11 – Поле температур мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання вала: 1000 об/хв(*а*), 9500 об/хв(*б*)

Максимальний тиск на поверхні колодки (рис. 4.12 *а,б*) зі збільшенням частоти обертання вала навпаки зменшується, це пов’язано зі збільшенням

мінімальної товщини мастильного шару (рис. 4.13), але площа максимального поля тиску збільшується (наповненість епюри мастильного клину), що забезпечує підтримання постійного осьового навантаження.



а) *б)*

Рисунок 4.12 – Поле тиску мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання вала: 1000 об/хв(*а*), 9500 об/хв(*б*)

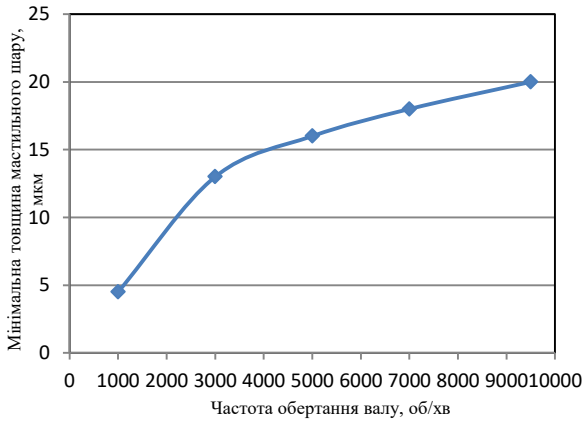
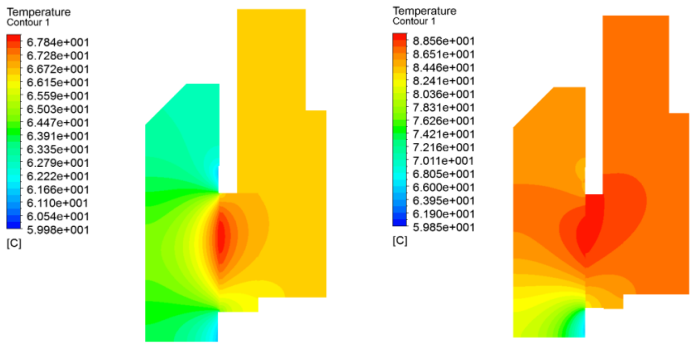


Рисунок 4.13 – Залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання вала



а) *б)*

Рисунок 4.14 – Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання вала: 1000 об/хв (*а*), 9500 об/хв (*б*)

Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання представлений на рисунку 4.14 *а,б*. Очевидно, що нагрівання підшипника відбувається за рахунок нагріву мастила у мастильному шарі. Чим більше частота обертання вала, тим більше прогріваються опорний диск, колодка і корпус підшипника. Конвективного охолодження за рахунок подачі свіжого мастила у міжколодковий простір недостатньо для зменшення температури нагріву підшипника. Необхідно застосовувати інші конструктивні заходи по охолодженню поверхні колодок підшипника.

Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними (рис. 4.15) показало достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%. Несуча здатність підшипника при частоті обертання вала 9500 об/хв і середній температурі колодок 98 ^{0}С дорівнювала 41000 Н.

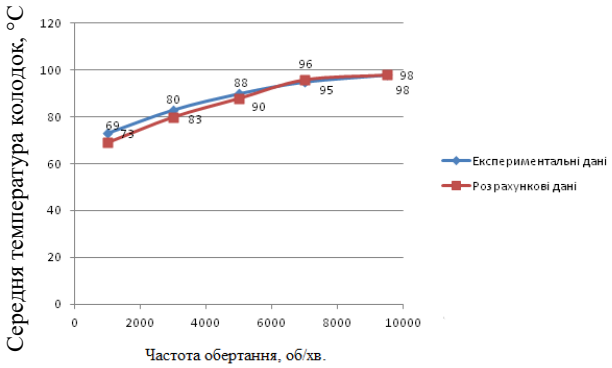


Рисунок 4.15 – Залежність середньої температури колодок від частоти обертання вала

4.3.3 Висновки

1. Проведено експериментальне та числове дослідження теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Отримано залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході та в навантажувальній камері; поля температур і тиску мастильного шару та тепловий стан у поперечному перетині розрахункової

моделі упорного колодкового підшипника ковзання при різних частотах обертання; залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу. Визначено максимальну несучу здатність підшипника, яка при допустимій температурі 98 ^{0}С дорівнює 41000 Н.

2. Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними показало їх достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%.

3. Аналіз результатів досліджень показав, що існує можливість підвищення несучої здатності упорного колодкового підшипника ковзання за рахунок покращення його теплового стану.

4.4 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання

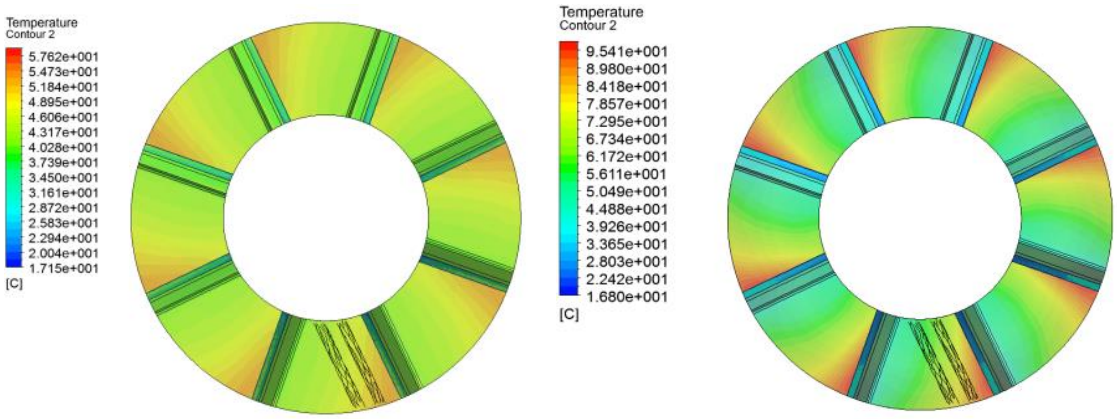
Задача розв'язувалася за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Для моделювання упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони було створено 4 домени (сектор - 1/8 частина упорного підшипника): рідинний домен - проточна частина підшипника з урахуванням скребків і отворів для охолодження, домени твердих тіл - обертального диску, бабітового покриття, колодки.

В розрахунку використані наступні матеріали: обертальний диск, колодка – сталь, проточна частина – масло ТП22, бабітове покриття – Б83.

Розв'язувалася задача гідродинамічного змащення з теплопередачею через тверді тіла. На вільних поверхнях твердих тіл задавався коефіцієнт тепловіддачі 25 Вт/м^2·К. Побудована структурована гекса сітка проточної частини і тетра сітка для твердих тіл.

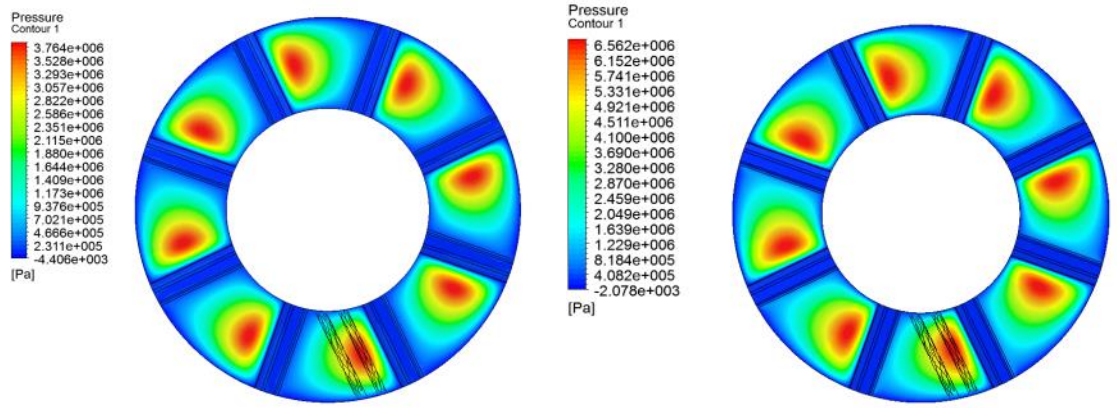
Поле температур, тисків та лінії току упорного колодкового підшипника ковзання зі скребками та охолодженням масляної плівки при двох частотах обертання валу (2000 і 10000 об/хв) приведені на рис. 4.16 (а,б,в). Зі збільшенням частоти обертання в п'ять разів, максимальна температура

збільшується на 37 ^{0}C (до 95 ^{0}C), а максимальний тиск на колодці збільшується з 3,76 МПа до 6.56 МПа.



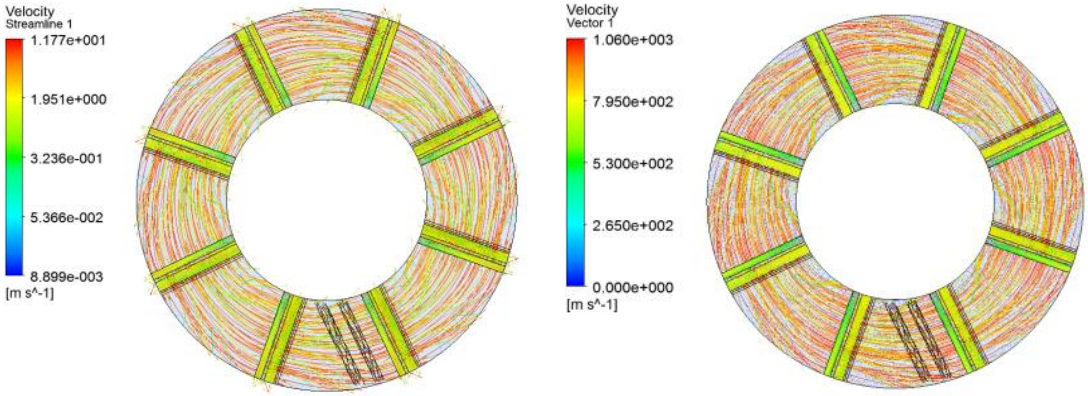
2000 об/хв 10000 об/хв

а)



2000 об/хв 10000 об/хв

б)



2000 об/хв 10000 об/хв

в)

Рисунок 4.16 – Поле температур *(а)*, поле тисків *(б)* та лінії току *(в)* упорного підшипника з охолодженням масляної плівки

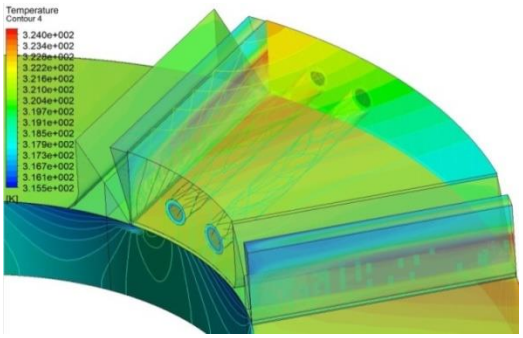


Рисунок 4.17 – Охолодження масляної плівки

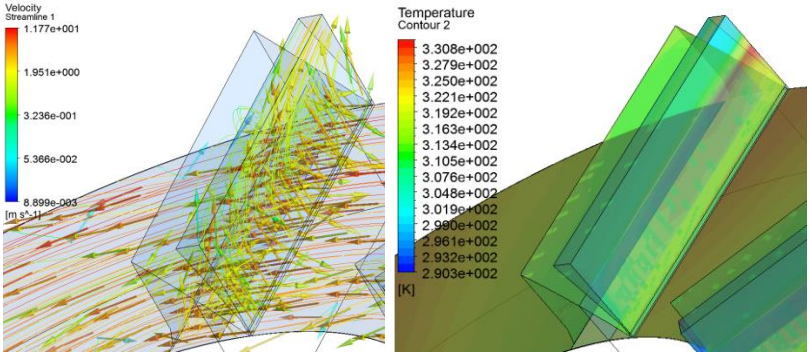
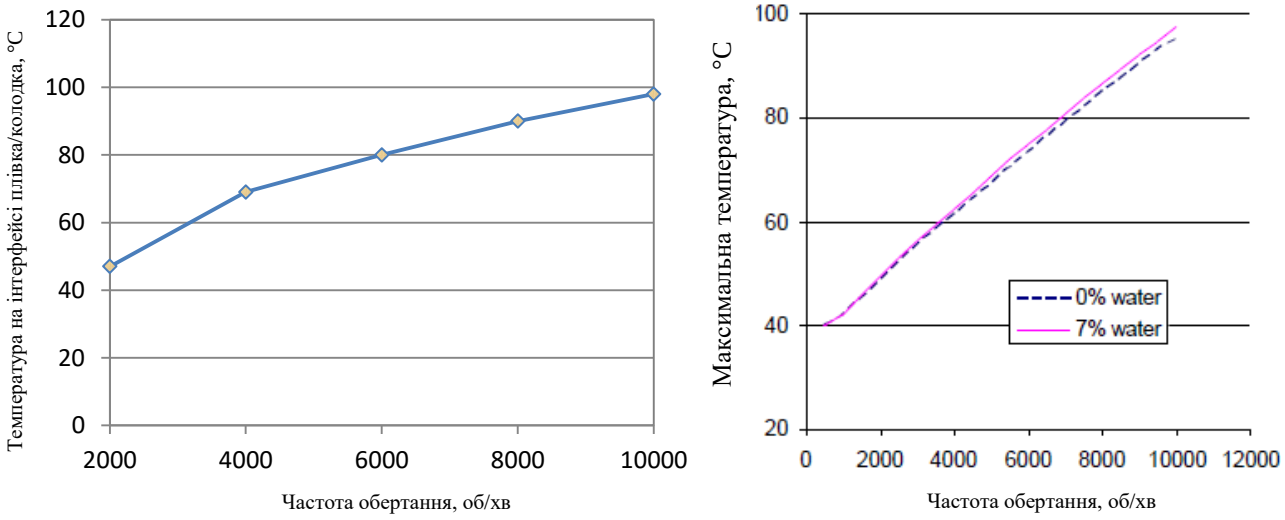


Рисунок 4.18 – Лінії току і розподіл температури на скребку



а) *б)* [253]

Рисунок 4.19 – Залежність між температурою колодки і частотою обертання вала

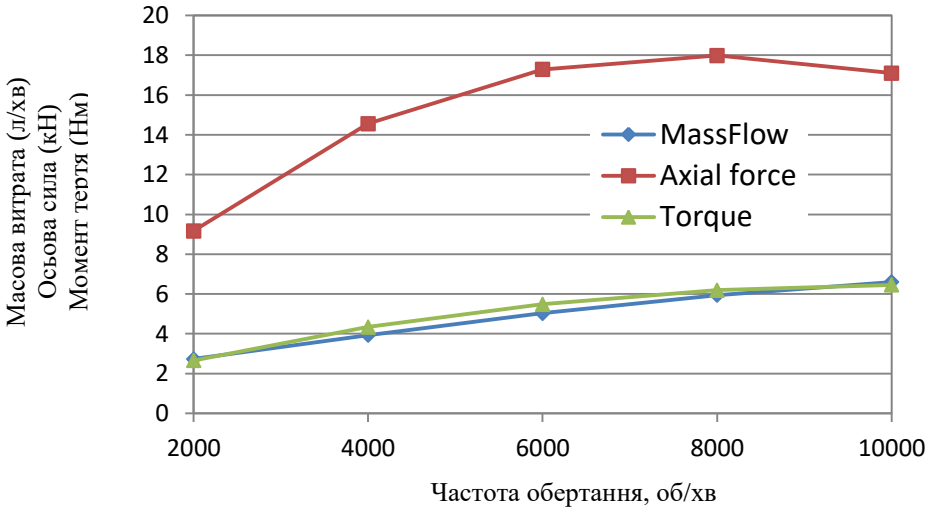


Рисунок 4.20 – Залежність між масовою витратою, осьовою силою, моментом тертя та частотою обертання

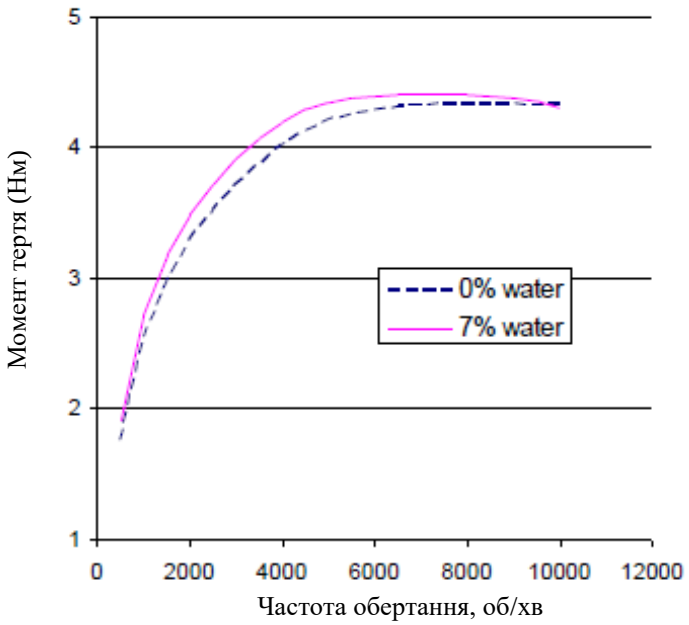


Рисунок 4.21 – Залежність між моментом тертя та частотою обертання [253]

Охолодження масляної плівки відбувалось за допомогою двох охолоджуючих отворів, виконаних у тілі колодки (рис. 4.17) та маслоз'ємних скребків (рис. 4.18). З рисунку 4.18 видно, що частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки. На рисунках 4.19 *а,б* і 4.20, 4.21 наведено порівняння максимальної температури від частоти обертання для підшипника з охолодженням масляної плівки та для традиційної конструкції 8 колодкового

підшипника ковзання з наявністю 0; 7 % води в маслі (осьова сила на підшипнику дорівнює 8 кН, результати експерименту). Так при частоті обертання вала 2000 об/хв в традиційній конструкції підшипника спостерігається дещо більший момент тертя при меншому осьовому навантаженні і подібній максимальній температурі. При збільшенні частоти обертання вала значно збільшується осьова сила в підшипнику зі скребками та охолодженням термонавантаженої зони, максимальне значення якої сягає 18 кН при частоті обертання – 8000 об/хв. При цьому момент тертя становить 6-6,2 Нм, а максимальна температура сягає 90 ^{0}С (8000 об/хв) та 98 ^{0}С (10000 об/хв). Для порівняння в традиційній конструкції підшипника при частоті обертання вала 8000 об/хв, максимальна температура на колодці дорівнює 82 ^{0}С, момент тертя приблизно 4,4 Нм, але в 2,25 рази меншій осьовій несучий здатності. Що підтверджує ефективність конструкції досліджуваного підшипника. При збільшенні частоти обертання з 8000 об/хв до 10000 об/хв момент тертя має незначне змінення для обох конструкцій підшипників ковзання.

Залежності максимальної температури колодки, масової витрати, осьової сили, моменту тертя упорного колодкового підшипника від частоти обертання валу отримані за допомогою числових методів планування експерименту.

Висновок.

Дослідження конструкції упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки показало, що завдяки скребкам частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки, що дозволило 2,25 рази збільшити несучу здатність досліджуваного підшипника при подібній максимальній температурі (різниця 8 ^{0}С, 9 %) та моменті тертя (різниця 1,6 Нм, 27 %) в порівнянні з традиційною конструкцією підшипника при однакових геометричних розмірах. Встановлено, що відведення нагрітого потоку та охолодження мастильного шару дозволяє зменшити зазор в точці опори з 42 до 22 мкм і підвищити трибологічну ефективність упорного підшипника.

4.5 Комп'ютерне моделювання та результати числових досліджень кріогенного кулькового підшипника

Схема кулькового підшипника з основними розмірами наведена на рисунку 4.22. Геометрія підшипника представлена в таблиці 4.3.

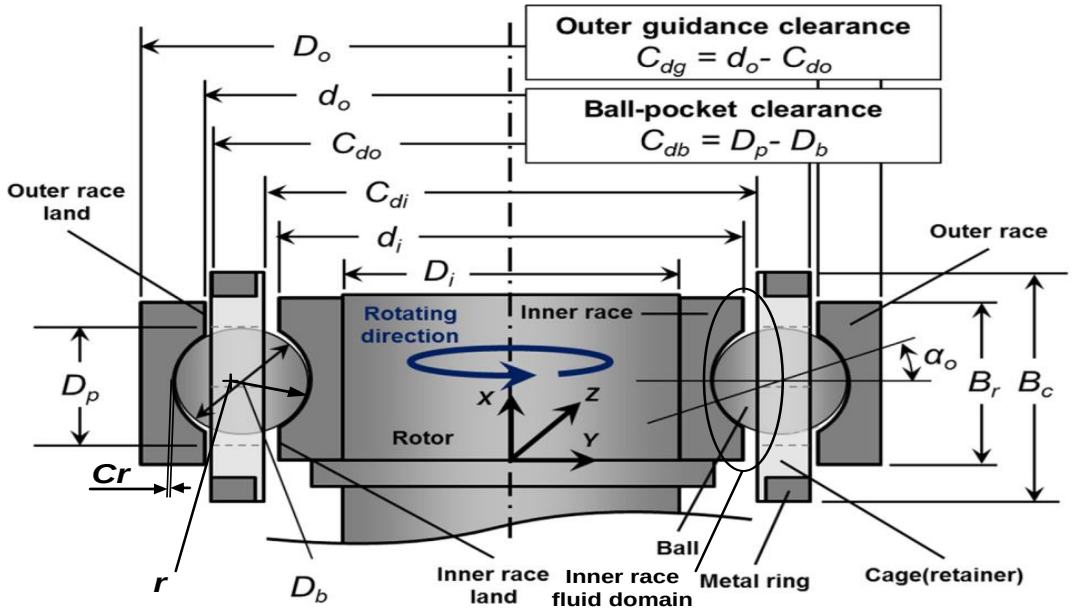


Рисунок 4.22 – Схема кулькового підшипника [342,343]

Таблиця 4.3 – Геометрія кулькового підшипника

Внутрішній діаметр внутрішньої обойми, D_i	70 мм
Зовнішній діаметр внутрішньої обойми, d_i	87,14 мм
Зовнішній діаметр зовнішньої обойми, D_0	125 мм
Внутрішній діаметр зовнішньої обойми, d_0	108,14 мм
Ширина зовнішньої доріжки, L_w	4 мм
Внутрішній діаметр сепаратора, C_{di}	89,2 мм
Зовнішній діаметр сепаратора, C_{d0}	107, 107,1 мм
Діаметр кишені сепаратора, D_p	18,66 мм
Ширина сепаратора, B	33 мм
Кількість кульок, Z	10
Діаметр кульки, D_b	17,44 мм
Зовнішній направляючий зазор, C_{dg}	1,14, 1,04 мм
Зазор між кулькою і кишенею сепаратора, C_{db}	1,22 мм
Радіус окружних канавок внутрішньої і зовнішньої кільцевої канавки, r	9,0266 мм
Зазор між кулькою і доріжкою, C_r	58,6, 10 мкм
Гібрідна сітка з гекса та тетраелементами	3114500

Таблиця 4.4 – Граничні умови і параметри турбулентної течії

Моделювання турбулентності	Стандартна k-ε модель з функцією масштабування стінки
Шорсткість стінок	Гладкі стінки
Y+ величини	30-300
Навколишнє середовище	Азот (низький тиск – від 10 kПа до 400 kПа, температура – від 50 K до 400 K)
Двофазний аналіз	Однорідна бінарна суміш (модель Redlich Kwong, Real Gas - Aungier Redlich Kwong)
Тепловий аналіз	Повна енергія з адіабатичними стінками
Область обертання рідини, глобальна вісь обертання X (швидкість обертання внутрішньої доріжки, кульок і стінок сепаратора)	5000, 8000, 11000 об/хв
Обертові стінки кульок, локальна вісь обертання (швидкість обертання)	-5000, -8000, -11000 об/хв
Прецесія внутрішньої доріжки	Не розглядається
Прецесія сепаратора з круговою траєкторією (амплітуда обертання)	80, 100, 180 мкм
Вхід (середній масовий потік, без попереднього закручення)	0,1 кг/с
Вхід (температура)	93 K
Вхід (масова частка рідкого азоту)	1,0
Вихід (середній статичний тиск), відкрита гранична умова	2,5 атм

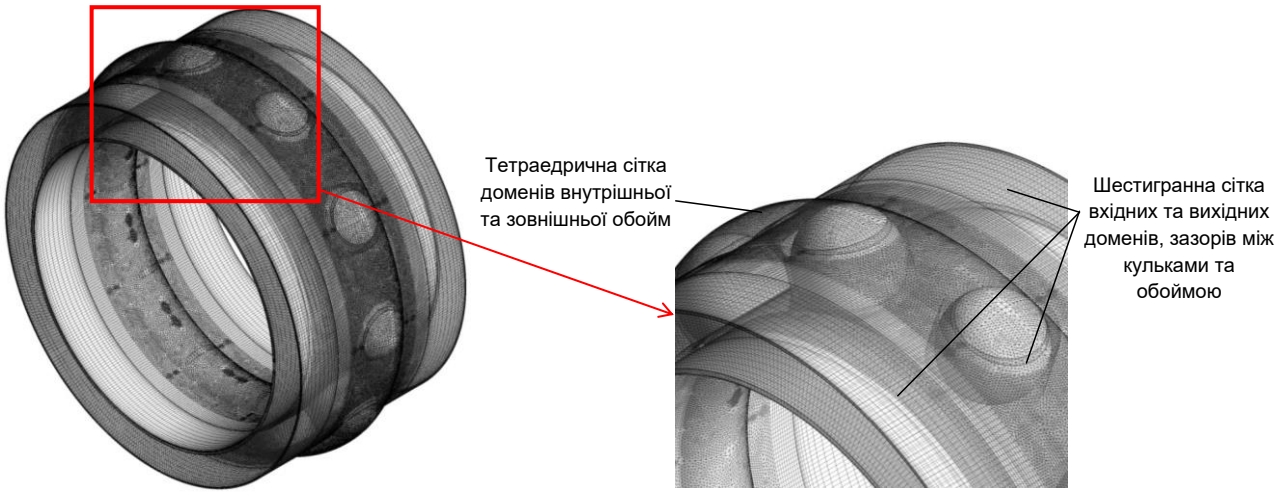


Рисунок 4.23 – Розрахункова сітка рідинної області кулькового підшипника кочення

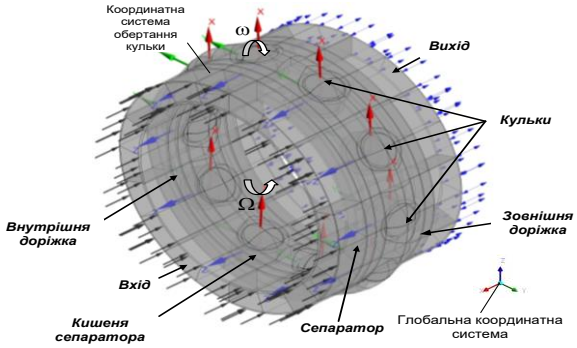
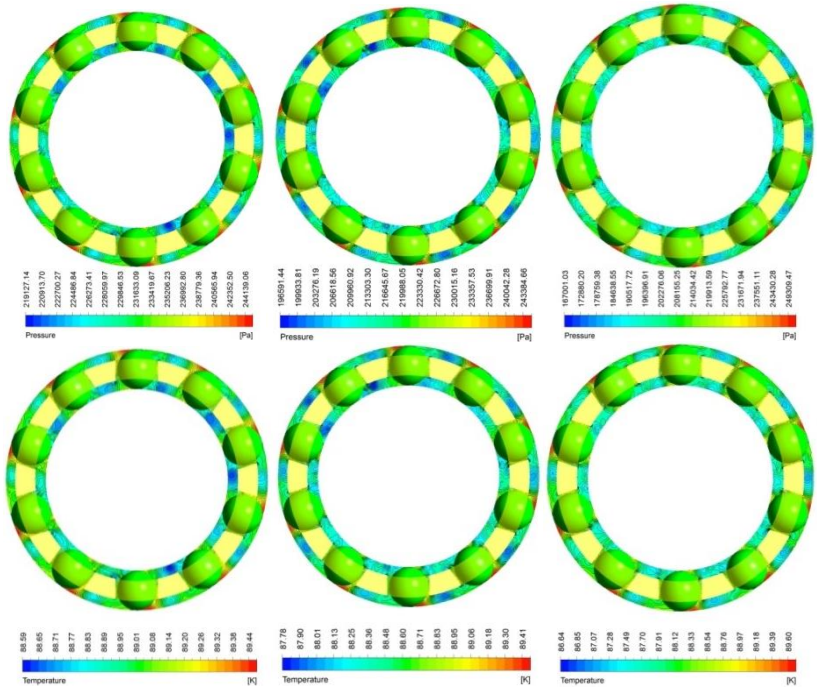


Рисунок 4.24 – Граничні умови

Моделювання течії рідини в підшипнику відбувалось за допомогою програми ANSYS CFX. Гібридна гекса-тетра сітка побудована в ANSYS Meshing (рис. 4.23). Розглядалось обертання рідинної області з частотою Ω навколо горизонтальної осі *X* в глобальний системі координат з обертанням кожної кульки навколо власної осі *Z* в локальній системі координат. Враховувалась кругова прецесія сепаратора в глобальній системі координат, в кишенях якого з зазорами знаходились 10 кульок (рис. 4.24). Граничні умови та параметри турбулентної течії наведені в таблиці 4.4.



5000 об/хв 8000 об/хв 11000 об/хв.

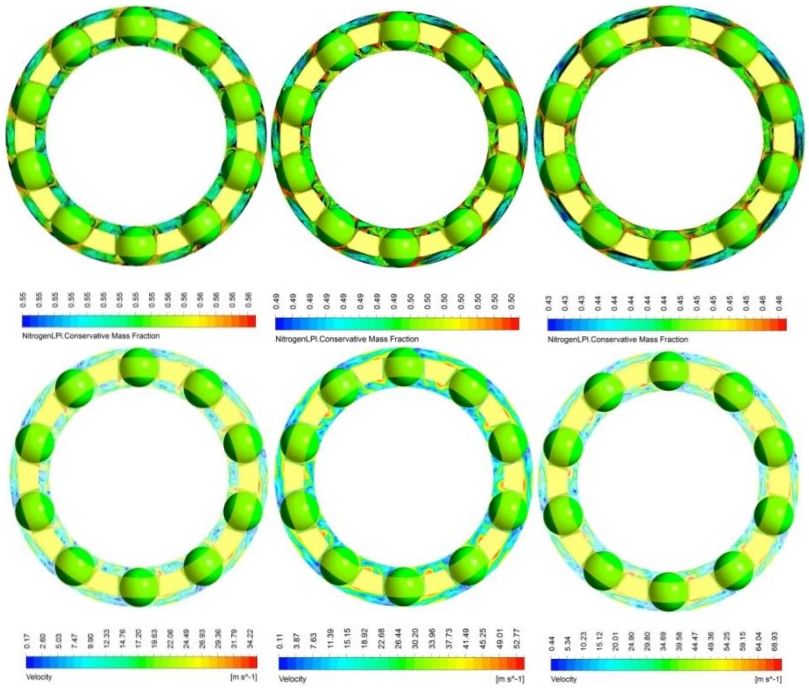
Рисунок 4.25 - Контури тиску та температури в окружному напрямку

В дослідженні розглядалися лише гідродинамічні умови. На рисунку 4.25 показані результати розрахунку в перетині кулькових підшипників.

Представлені розподіли тиску та температури між кульками, сепаратором, внутрішніми і зовнішніми доріжками в окружному напрямку. Напрямок обертання області рідини з кульками і сепаратором проти годинникової стрілки. Кульки обертаються навколо своєї осі за годинниковою стрілкою. З картині течії видно, що максимальний тиск виникає в зоні збіжного зазору на напрямі обертання кульки між кульками та нерухомою зовнішньою стінкою. Відповідно до розподілу тиску можна сказати, що радіальна сила на сепаратор від зовнішньої бічної стінки кочення більша, ніж від внутрішньої стінки. Картина розподілу температури подібна до розподілу тиску. Більші температури виникають також при збіжному зазорі. Зі збільшенням швидкості обертання різниця тиску і температури збільшується.

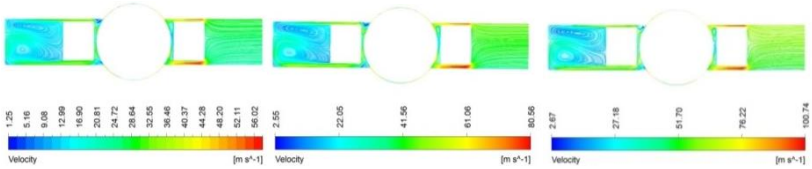
З картини розподілу масової частки рідкого азоту (рис. 4.26) видно, що в розглянутій області співвідношення рідини і пари приблизно в рівних пропорціях становить близько 50 відсотків. Зі збільшенням швидкості обертання частка рідини дещо зменшується. Максимальні значення рідкої фракції знаходяться в зонах зазорів на лицьовій стороні кульок, а також на зовнішніх і внутрішніх стінках колодок у напрямку обертання підшипника. Між несучими частинами: кульками, сепаратором і кільцями утворюються вихрові зони. За задньою поверхнею кульок утворюються вихрові зони з мінімальною швидкістю течії, потік рідини сповільнюється. Зі збільшенням швидкості обертання збільшується і максимальна швидкість потоку.

У поздовжньому перетині підшипника (рис. 4.27) в напрямку потоку утворюються вихрові зони у вхідній зоні, потім потік також сповільнюється перед кульками і спостерігається максимальна швидкість потоку між сепаратором і внутрішнім і зовнішнім кільцями. Повна картина потоку рідини в шарикопідшипнику за допомогою ліній току представлена у ізометричному та бічному вигляді (рис. 4.28). Усі ілюстрації представлені для таких значень зазору: зазор між сепаратором та зовнішнім кільцем C_{dg}=1,14 мм, між сепаратором та кульками C_{db}=1,22 мм (зазор в кишені), між кульками та зовнішньою і внутрішньою доріжками C_r=58,6 мкм.



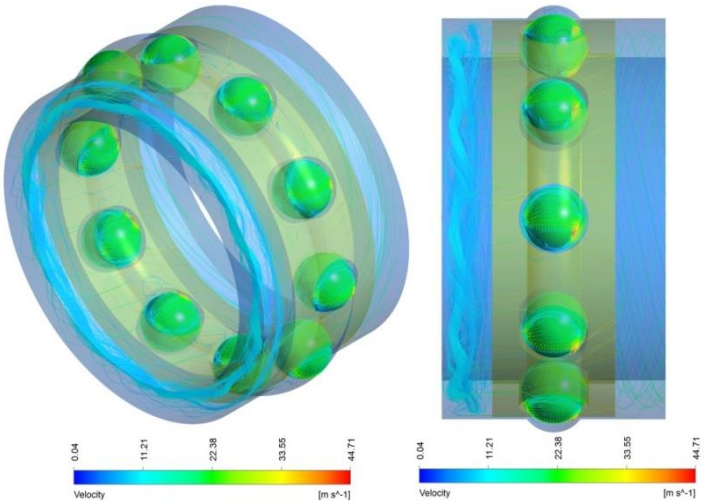
5000 об/хв 8000 об/хв 11000 об/хв

Рисунок 4.26 - Масова частка рідкого азоту та контур швидкості в окружному напрямку



5000 об/хв 8000 об/хв 11000 об/хв.

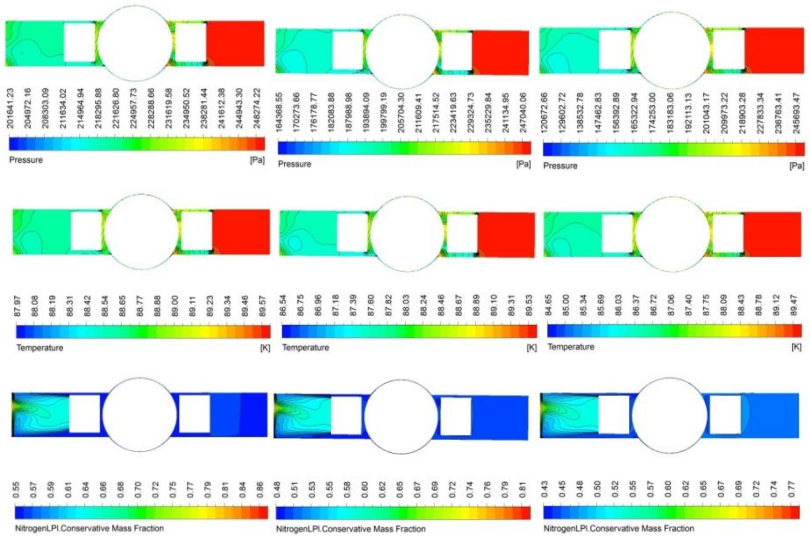
Рисунок 4.27 – Лінії току в повздовжньому перетині



Ізометричний та боковий вигляд

Рисунок 4.28 – Лінії току вздовж осі обертання *X*

Показані поля тиску, температури та розподілу масової частки рідкого азоту в поздовжньому перетині за напрямком потоку (рис. 4.29). Як і в окружному напрямку, зі збільшенням швидкості обертання збільшуються різниця тиску і температур. Масова частка рідкого азоту істотно зменшується відразу на вході в кульковий підшипник.

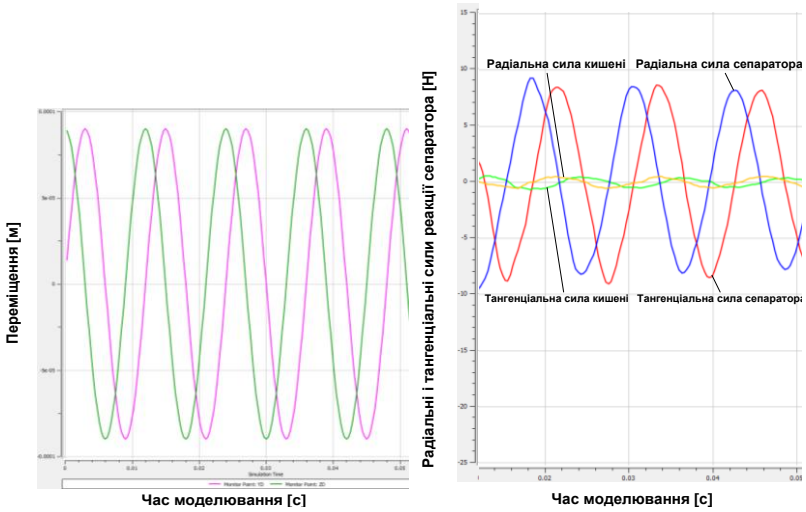


5000 об/хв 8000 об/хв 11000 об/хв

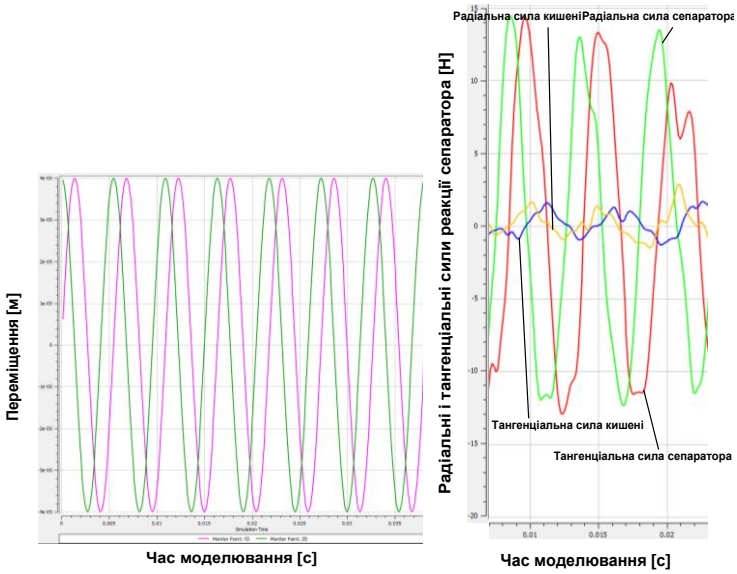
Рисунок 4.29 – Поля тиску, температури та розподілу масової частки рідкого азоту вздовж осі обертання *X*

На рисунку 4.30 показано переміщення центру мас сепаратора по *Y* та *Z* круговій траєкторії. Середні значення амплітуди прецесії взято з експерименту [342,343]. Також зображено графіки змінення радіальних і тангенціальних сил, які діють на сепаратор підшипника при двох швидкостях обертання – 5000 і 11000 об/хв при прецесійному русі в часі. Загальні радіальні та тангенціальні сили, що діють на сепаратор, набагато більше, ніж сили, що діють на сепаратор в зазорах кишень. Зі збільшенням швидкості обертання ці сили також збільшуються (рис. 4.31 *б*).

Проведено порівняння результатів моделювання з експериментальними даними для моменту тертя при різних швидкостях обертання внутрішньої доріжки в умовах гідродинамічного змащення (рис. 4.31 *а*). Мінімальна різниця спостерігається при більших швидкостях обертання.



амплітуда прецесії - 180 мкм, 5000 об/хв

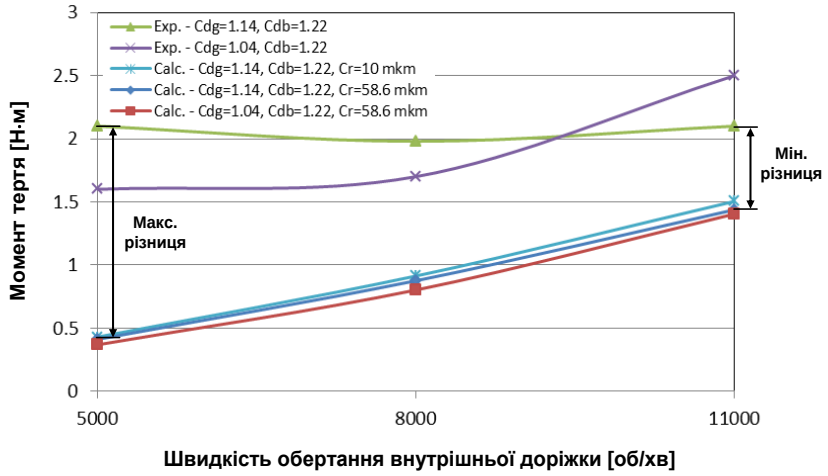


Амплітуда прецесії - 80 мкм, 11000 об/хв

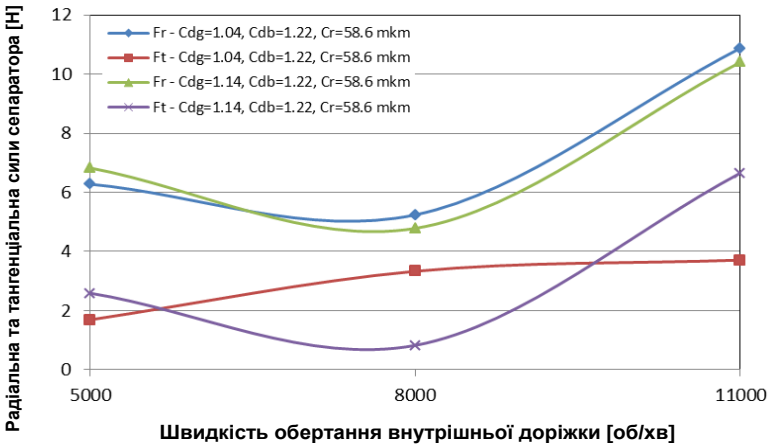
Рисунок 4.30 – *Y* і *Z* переміщення прецесійної траєкторії, радіальні та тангенціальні сили реакції сепаратора

Висновки. При CFD-моделюванні кулькових підшипників розглянуто турбулентну течію кріогенного середовища (однорідна бінарна суміш азоту, рідина-пар) у обертовій області з прецесійним рухом сепаратора та обертовими кульками при різних швидкостей обертання. Граничні умови: швидкість обертання; вхідна масова витрата, температура, тиск; та середня траєкторія прецесії сепаратора взята з існуючого експерименту [342,343]. Дослідження було зосереджено на аналізі динамічних сил рідини, які діють між обертаючимися кульками, і прецесуючим сепаратором, а також між

прецесуючим сепаратором та обертовою внутрішньою та нерухомою зовнішнішньою доріжками кріогенного кулькового підшипника. В результаті проведено порівняння результатів моделювання та експерименту моменту тертя при різних швидкостях обертання в умовах гідродинамічного змащення. Тепловий аналіз проводився з адіабатичними стінками і не враховував теплообмін між рідиною і твердими тілами. Отримано розподіли ліній току, тиску, температури та масової частки рідкого азоту, що дає змогу краще зрозуміти явища гідродинамічного змащення кріогенним середовищем. Для більш кращого узгодження результатів розрахунку та експерименту необхідно розв'язувати задачу пружногідродинамічного змащення для неконформних контактів кульок із внутрішньою і зовнішньою доріжками.



а)



б)

Рисунок 4.31 – Момент тертя (*а*), радіальна та тангенціальна сили сепаратора в залежності від швидкості обертання внутрішньої доріжки підшипника

4.6 Розв’язання нестаціонарної задачі течії газу у запірному торцевому імпульсному ущільненні

4.6.1 Обґрунтування досліджень

Найбільш поширеними ущільненнями, які використовуються в турбомашинах вважаються механічні ущільнення на газовому змащенні, які у цей час майже повністю замінили ущільнення на рідинному змащенні. Як правило, для таких цілей використовуються пари газодинамічних ущільнень зі спіральними канавками.

Особливої уваги заслуговує конструкція запірного ущільнення компанії Честертон (4400 Type), яка використовує разом з газостатичним газодинамічний принцип розвантаження контактної пари. У цьому ущільненні на обертовому кільці пари тертя виконані спіральні канавки, які постійно з’єднані з джерелом буферного середовища через кільцеву канавку, яка виконана на аксіально-рухомому кільці, що не обертається. Для підтримки постійного перепаду тиску між ущільнювальним і буферним середовищем в цю конструкцію ущільнення вбудований регулятор перепаду тиску.

Проте у порівнянні з газодинамічними ущільненнями зі спіральними канавками, торцеві імпульсні ущільнення мають значні переваги: вони простіші у виготовленні і більш економічні. Робота торцевого імпульсного ущільнення супроводжується складними нестаціонарними гідродинамічними процесами, точне математичне описання яких дуже складне. Тому застосування сучасних універсальних програмних комплексів обчислювальної гідродинаміки, таких як ANSYS CFX, є раціональним для вивчення газодинамічних характеристик запірних імпульсних ущільнень. Тим більше, що існує можливість розв’язання задачі в нестаціонарному формулюванні для визначення фактичного поля тиску в зазорі запірного імпульсного ущільнення з урахуванням не тільки радіальних, але і окружний потоків, а також для визначення тиску в камерах і на кільцевому пояску між ними у будь-який момент часу. Такий метод забезпечує точне визначення розподілу тиску і теплові деформації ущільнювальних кілець, а

також оптимальні геометричні та енергетичні характеристики, які необхідні для створення надійних ущільнень обертових машин.

4.6.2 Конструкція і принцип роботи запірного торцевого імпульсного ущільнення

Конструкція запірного імпульсного ущільнення з подачею запірної рідини чи газу показана на рисунку 4.32, 4.33. На опорному кільці *1* ущільнення виконані замкнуті камери *4,9* і кільцева запірна канавка *8*, яка подає запірне середовище через зовнішні живильники з тиском p_e. На обертовому кільці *2*, виконані декілька (2-4) замкнутих радіальних *7* і окружних *6* каналів. Попереднє стиснення кілець ущільнення забезпечується сильфоном *3*. За короткий проміжок часу, коли радіальний чи окружний живильник зв'язаний з камерою, тиск у камері різко підвищується до величини p_{2max}. Імпульс тиску призводить до сжимання запірного середовища у камері. Протягом періоду часу, коли камера *9,4* повністю ізольована від кільцевої канавки *8* чи зовнішнього живильника *5* від тиску запірного середовища, стиснуте в камері середовище повільно витікає через невеликий (1…5 мкм) торцевий зазор h, і тиск у камері знижується до мінімальної величини p_{2min}, яка менше, ніж більше торцевий зазор. Як результат, осереднений за цей період тиск у камерах *4,9* та відповідно сила тиску, яка розкриває зазор тим менше ніж більше зазор.

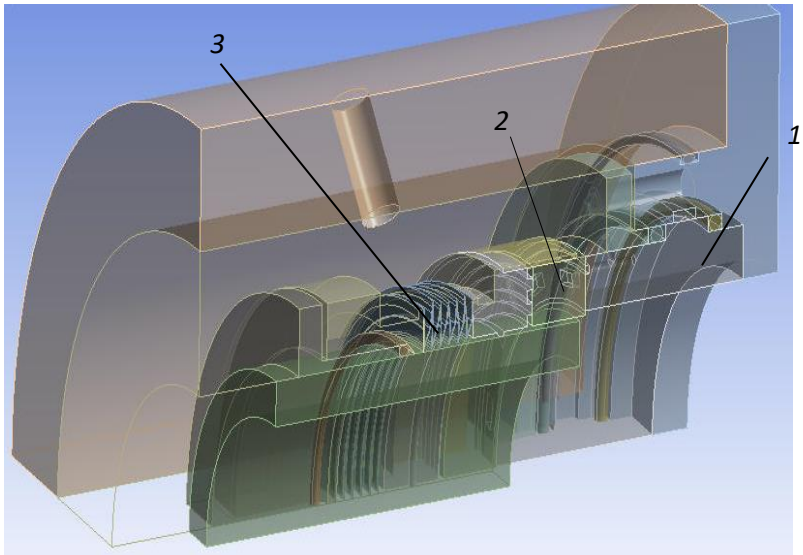
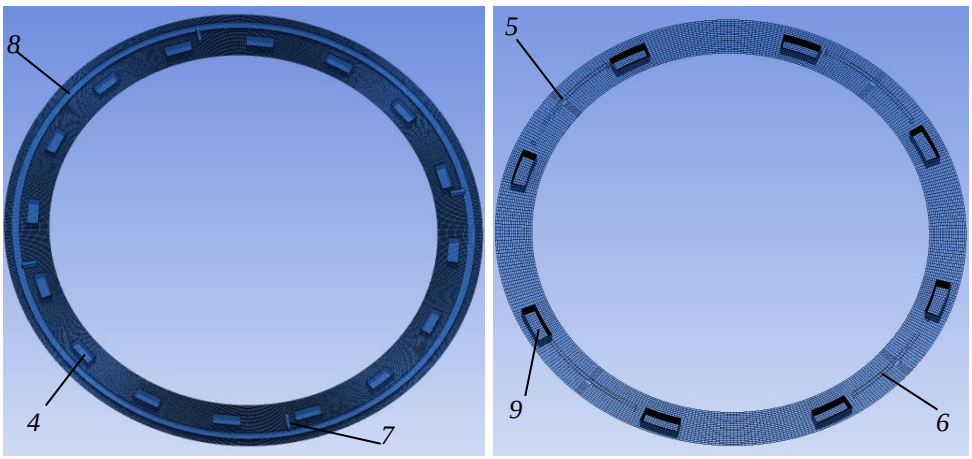


Рисунок 4.32 – Конструкція запірного торцевого імпульсного ущільнення



а) *б)*

Рисунок 4.33 – Геометрія та гекса сітка розрахункових областей запірних імпульсних ущільнень з безперервним підводом (*а*) із внутрішніми живильниками (*б*)

Спрощені діаграми тиску на торцевих поверхнях кілець запірного імпульсного ущільнення показані на рисунку 4.34 *а,б*. Аналіз основних теоретичних залежностей показує, що двоступінчате імпульсне ущільнення з дросельним живильником є системою автоматичного регулювання зазору та фактично виконує функції регулятора перепаду тиску. Так аналіз рівняння рівноваги $F_e + F_k = F_s$ показує, що для підтримки постійного перепаду тисків Δp між ущільнювальним p_1 і усередненим тиском на розвантажувальному пояску камер $\bar{p}_2$ ($\Delta p = p_1 - \bar{p}_2$) необхідно, щоб зовнішня сила тиску ущільнювального середовища F_e урівноважувалася тією частиною сили тиску в проміжку F_s, яка відповідає площі епюри 1, а сила попереднього стиснення пружин F_k повинна урівноважуватися силою тиску відповідної площі епюри 2 (рис. 4.34 *а,б*). Величина коефіцієнта навантаження k і зусилля від пружин F_k в цьому випадку визначаються наступними співвідношеннями:

$$k = \frac{A_1 + A_2 + 0.5A_3}{A_c}, \tag{4.7}$$

$$F_k = \Delta p(0.5A_1 + A_2 + 0.5A_3), \tag{4.8}$$

де $A_c = A_1 + A_2 + A_3$ - площа контактної поверхні кілець ущільнення.

Сила стиснення пружин являється по суті зовнішнім настроюванням регулятора перепаду тиску. Робота ущільнення як регулятора перепаду тиску здійснюється таким чином (рис. 4.34 *б*): так при постійному тиску запірного середовища $p_e > \overline{p}_2$ підвищення тиску ущільнювального середовища p_1 викличе деяке зменшення зазору h і призведе до збільшення сили, що розкриває торцевий стик F_s за рахунок збільшення підвідного тиску $p'_e < p_e$ на виході з дроселя, при цьому мінімальний тиск в камері $p_{2\min}$ також підвищиться і відновиться рівновага сил, що діють на аксіальне рухоме кільце, забезпечуючи задане значення перепаду тиску Δp. Підвищення тиску запірного середовища p_e при не змінному ущільнювальному тиску p_1 приведе до збільшення сили тиску в зазорі F_s і викличе незначне підвищення тиску на виході з дроселя p'_e за рахунок збільшення величини зазору h при збереженні постійного значення усередненого тиску на розвантажувальному пояску камер $\overline{p}_2$. Таким чином, перепад тиску Δp визначається зовнішнім навантаженням і забезпечується залежністю підвідного тиску на виході з дроселя p'_e і мінімального тиску в камері $p_{2\min}$ від величини зазору h.

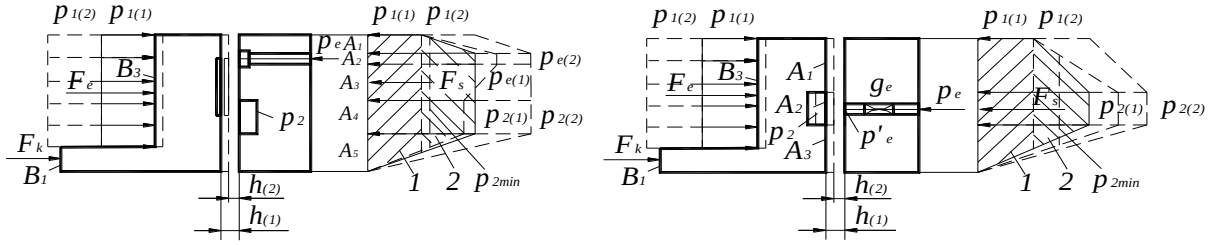


Рисунок 4.34 – Діаграми тиску на торцевих поверхнях кілець запірного імпульсного ущільнення

4.6.3 Результати числового моделювання і обчислювального експерименту

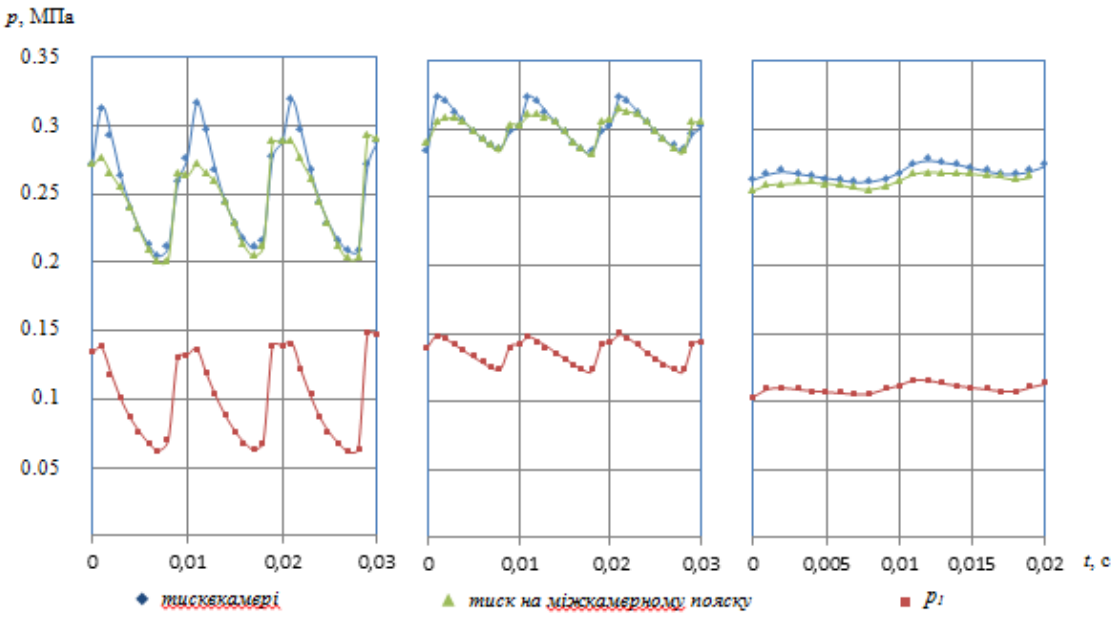
Виконано моделювання нестаціонарного потоку газу в зазорі торцевих запірних імпульсних ущільнень з неперервним і дискретним підводом.

Використовувався нестаціонарний ротор-статор інтерфейс у програмі Ansys CFX. На рисунку 4.33 (*а, б*) представлені повні трьохвимірні області ротора та статора. Розрахункова гекса сітка дорівнювала 1.5 млн. комірок. Для числового моделювання вибрані кільця ущільнень з наступними геометричними розмірами: зовнішній радіус - r_1 = 64 мм, внутрішній радіус - r_3 = 52, 54 мм, ущільнювальний зазор h = 3,10 мкм, глибина камери a = 2,0.3 мм, глибина живильника b = 1,0.05 мм.

Моделювання було виконано для одного повного оберту кільця. Модель робочого середовища – повітря як ідеальний газ. Розглядалась стисливість і тепловий стан потоку газу. Частота обертання - n = 1500, 15200 об/хв. Граничні умови: величина запірного тиску p_e = 0.19, 0.32, 0.37, 2.6 МПа, величина тиску на виході p_3 = 0 МПа, величина ущільнювального тиску визначалась залежністю:

$$p_1 = (F_s - F_k)/A_c. \tag{4.9}$$

Сила гідростатичного тиску в зазорі F_s визначалась при числовому моделюванні на кожній рівноважній ітерації.



а) *б)* *в)*

Рисунок 4.35 – Осцилограми тиску в торцевій парі запірного торцевого імпульсного ущільнення з дискретним підведенням

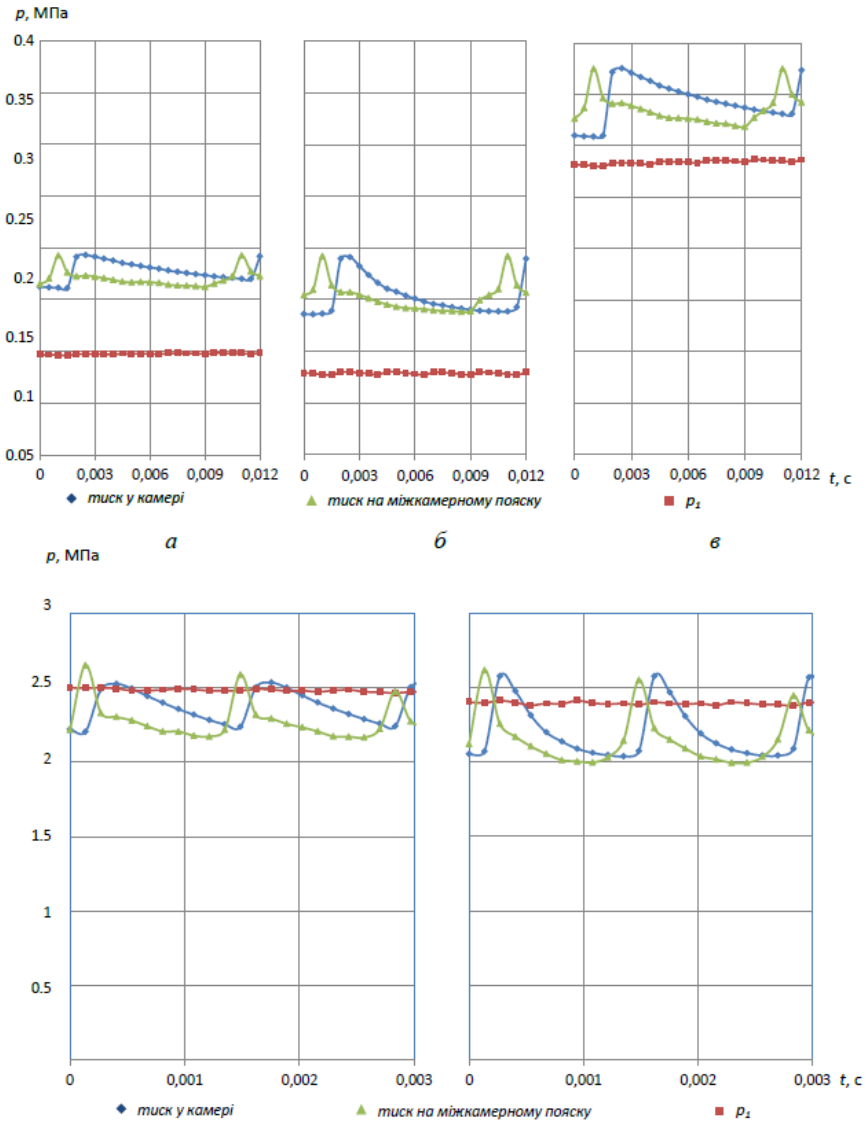


Рисунок 4.36 – Осцилограми тиску в торцевій парі запірного імпульсного ущільнення з неперервним підведенням

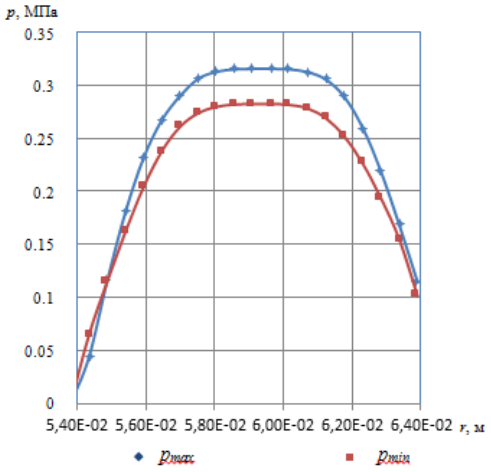


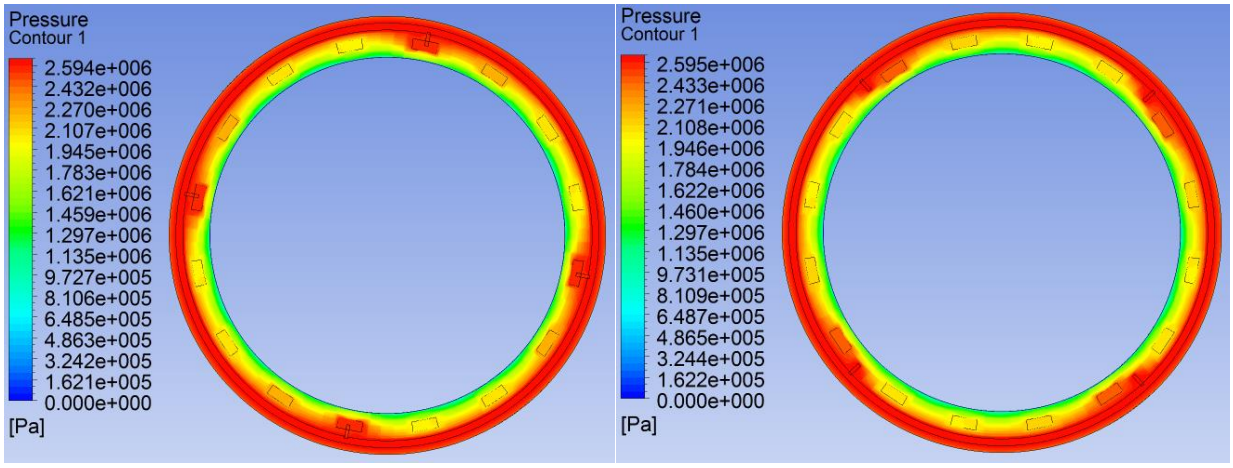
Рисунок 4.37 – Розподіл тиску по радіусу торцевої пари запірного імпульсного ущільнення з дискретним підведенням

На рисунках 4.36 *а-д* представлені пульсації тиску в камерах і на міжкамерному пояску для запірного торцевого імпульсного ущільнення з неперервним підведенням (рис. 4.38 *а, б*). Порівняння рисунків 4.36 *а,б* показує, що незначне підвищення в різниці між запірним і ущільнювальним тиском Δp з 0.09 до 0.11 МПа призводить к суттєвому підвищенню зазору h від 3 до 10 мкм та амплітуди пульсацій тиску в камерах від 0.029 до 0.051 МПа. Різниця тиску Δp = 0.09 МПа, отримана при постійному зазорі h = 3 мкм, зберігається зі збільшенням запірного тиску p_e до 0.37 МПа, але при цьому амплітуда пульсацій тиску в камерах збільшується майже удвічі (рис. 4.36 *в*). Аналіз рисунків 4.36 *г,д* показав, що амплітуда пульсацій тиску збільшується до 0.6 МПа при збільшені величині запірного тиску і з зменшенням глибини камери від 2 до 0.3 мм (рис. 4.36 *д*), а також дещо зменшується зі збільшенням швидкості обертання до 11200 об/хв.

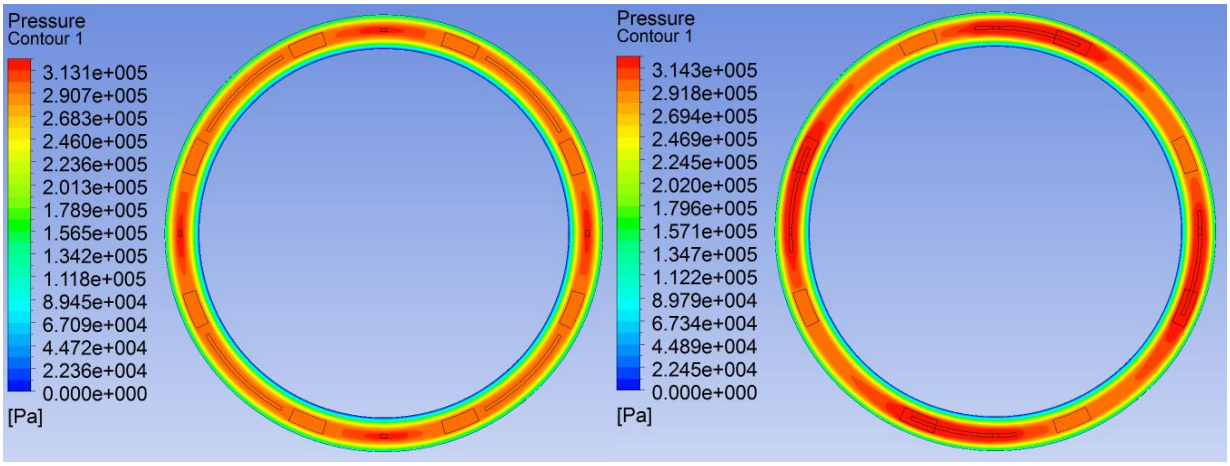
На рисунку 4.35 *а-в* представлені осцилограми тиску у торцевій парі запірного торцевого імпульсного ущільнення дискретним підведенням. Амплітуда пульсацій тиску знижується зі збільшенням торцевого зазору від 10 мкм (рис. 4.35 *а*) до 3 мкм (рис. 4.35 *б*) і глибини живильника від 1 мм (рис. 4.35 *а,б*) до 0,05 мм (рис. 4.35 *в*). За рахунок дроселювання тиску у живильнику знижується тиск, який подається в камеру. Розподіл тиску по радіусу пари тертя в різні моменти часу показано на рисунку 4.37. У цій конструкції ущільнення за рахунок відсутності кільцевої буферної канавки при значному збільшенні запірного тиску може відбутися прорив ущільнювального середовища в атмосферу.

На рисунку 4.38 *а-г* показане поле гідростатичного тиску на торцевих поверхнях кілець запірного імпульсного ущільнення з неперервним і дискретним підведенням у моменти часу коли живильник з’єднаний з камерою та знаходиться між камерами. Можна замітити, що поле тиску обертається разом з роторним кільцем в конструкції з неперервним підведенням (рис. 4.38 *а,б*). Сила гідростатичного тиску є пульсуючою, що пов'язано зі зміною поля тиску в залежності від положення підвідного каналу у випадку, коли

неоднакова кількість підвідних і живильних каналів (рис. 4.38 *в,г*). В конструкції запірного імпульсного ущільнення з дискретним підведенням можливо підвищити різницю тиску між запірним і ущільнюючим середовищем. У цьому ущільненні запірне середовище «розмазується» по торцевій поверхні живильними каналами, які обертаються (рис. 4.38 *в,г*). Величина зовнішніх витоків запірного середовища в атмосферу при зазорі 3 мкм становить 2,6 л/хв, що добре узгоджується з результатами експерименту.



а) *б)*



в) *г)*

Рисунок 4.38 – Поле гідростатичного тиску на торцевій поверхні запірного імпульсного ущільнення: з неперервним (*а,б*) і дискретним підведенням (*в,г*)

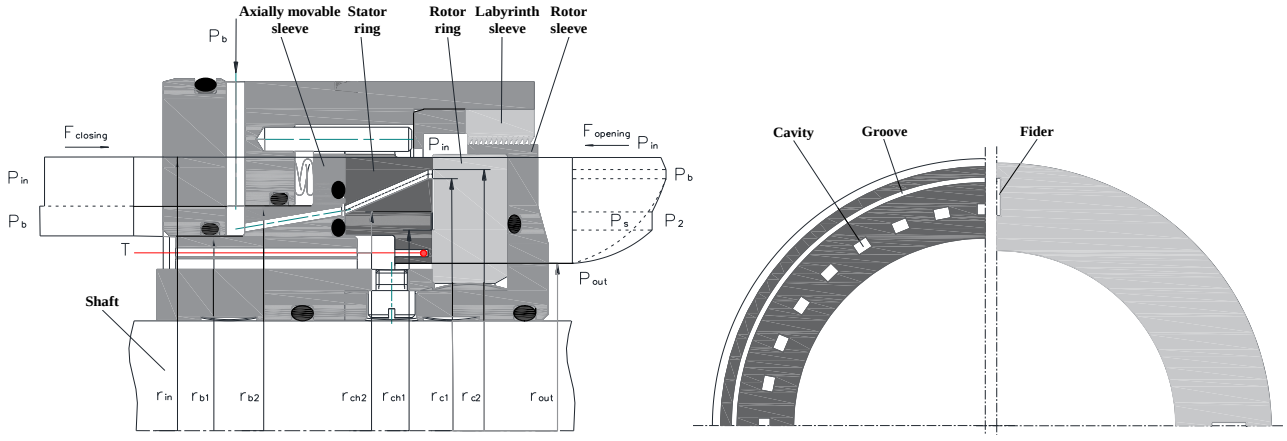
4.7 Числове розв'язання задачі термогідродинамічного змащення запірного газового імпульсного ущільнення

4.7.1 Описання конструкції та розрахункової моделі термогідродинамічного і деформівного аналізу

Конструкція ущільнення представлена на рисунку 4.39 а,б і складається із статорного і роторного кілець та втулки проміжного лабіринту. Статорне кільце розташовано в аксіально-рухомій попередньо підпружиненій втулці, яка на зовнішній частині поверхні до вторинного ущільнення від радіуса r_{in} до радіуса r_{b2} навантажується вхідним тиском P_{in}, а на внутрішній частині поверхні від вторинного ущільнення на радіусі r_{b2} до радіуса r_{b1} навантажується запірним тиском P_b, створюючи силу $F_{closing}$, яка закриває ущільнювальний зазор. Роторне кільце встановлено в роторній втулці і обертається разом з валом. Сила $F_{opening}$, яка розкриває зазор, утворюється за рахунок того, що в запірну канавку аксіально-рухомого статорного кільця підводиться тиск запірного середовища P_b, що перевищує тиск ущільнювального середовища P_{in} на 1 атм, який дроселюється в зазорі запірного імпульсного ущільнення. Запірне середовище під меншим перепадом тиску P_b-P_{in} витікає в ущільнювальне середовище на зовнішньому радіусі r_{in}, а під суттєво більшим перепадом тиску P_b-P_{out} в атмосферу на внутрішньому радіусі r_{out}. Живильник, розташований на роторному кільці, є постійно з'єднаним з запірною канавкою і з тиском запірного середовища P_b. При обертанні вала живильник періодично проходить повз замкнені камери статорного кільця і з'єднує їх з джерелом підвищеного тиску, а за рахунок стиснення газу, підвищує тиск в них. Поки живильник не з'єднаний з камерою, газ через зазор на внутрішньому торцевому пояску ущільнення витікає назовні і тиск в камері падає до мінімального значення. При з'єднані камери з наступним живильником тиск знову підвищується. Середнє значення тиску між максимальним і мінімальним тиском в камері визначає осереднений тиск на пояску камер P_2. Таким чином, відбувається періодичне імпульсне живлення камер. Формується розподіл динамічного тиску в зазорі

ущільнення і сила, яка розкриває торцевий зазор $F_{opening}$. Ця сила є більшою за силу, що формується гідростатичним тиском P_s в торцевому газовому ущільненні з гладкими поверхнями. Динамічне регулювання розкриваючої сили дозволяє автоматично підтримувати зазор при зміненні робочих параметрів. На рисунку 4.39 а також показано місце встановлення датчика температури на виході з зазору ущільнення в експерименті (датчик позначений червоним кольором).

За допомогою спільного розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса руху рідини, суцільності середовища та енергії для ламінарної течії в програмі CFD [332] виконувався нестаціонарний термогідродинамічний аналіз з урахуванням динамічного живлення камер живильниками і теплопередачею через поверхні твердих кілець ущільнення у зовнішнє середовище. Для цього створювалися сіткові моделі статорної і роторної частин зазору (рис. 4.40 а,б), а також сіткові моделі кілець ущільнення (рис. 4.40 в,г). Для зменшення розмірності моделі розглядалася ¼ частина геометрії кілець. Створювалася структурована гекса сітка. Передача даних між сітковими моделями зазору і кілець ущільнення відбувалася за допомогою спеціальних статор-ротор і теплових інтерфейсів. Рівняннями ідеального газу і повної енергії враховували стисливість робочого середовища і зміненння температури під дією тиску.



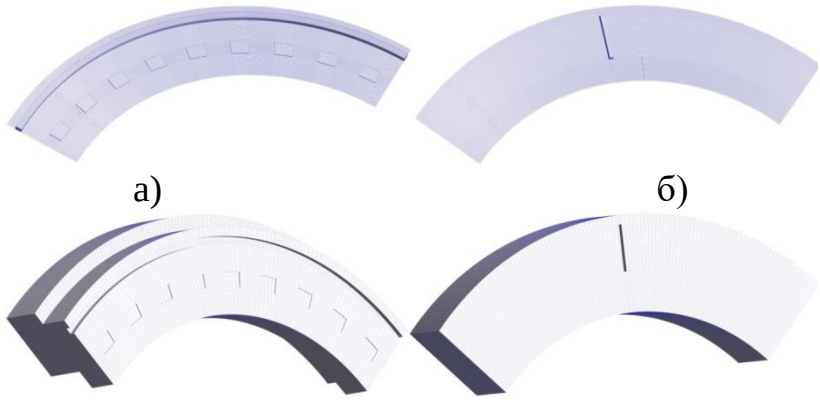
а) б)

Рисунок 4.39 – Поперечний перетин (а) і кільця (б) конструкції запірного імпульсного ущільнення з неперервним підводом запірного середовища в торцеву пару

Коефіцієнти тепловіддачі від поверхонь кілець ущільнення визначалися за методикою представленою в роботах [344,345]. В залежності від розмірності розглядалися три розрахункові сітки рідинної частини: груба (295440 елементів), середня (729308 елементів) і гарна (1919100 елементів) сітки. Подальше збільшення розмірності сітки мало мінімальне змінення результатів розрахунку за величиною витоків, температури і сили розкриття зазору. Тому для остаточної обчислювальної моделі було вибрано 1919100 елементів для рідинної частини і 459920 елементів для твердотільної частини. Граничними умовами є: статичний тиск P_b і статична температура T_b в запірній канавці, статичні тиски P_{in}, P_{out} і статичні температури T_{in}, T_{out} на зовнішньому і внутрішньому радіусах торцевого зазору відповідно. Температура запірного середовища T_b на вході в запірну канавку змінювалася при підвищенні вхідного ущільнювального тиску P_{in} за рахунок нагрівання повітря в камері ущільнення і дорівнювала при P_{in}=10 атм – T_b=20 ^{0}C, P_{in}=30 атм – T_b=23 ^{0}C, P_{in}=50 атм – T_b=25 ^{0}C (дані експерименту). Схема кілець ущільнення з граничними умовами для термогазодинамічної і деформаційної задач представлена на рис. 4.41. При виконанні розрахункових досліджень змінювалася величина вхідного ущільнювального тиску P_{in}=10,30,50 атм і швидкість обертання вала $\omega = 2029.6, 4059.2, 6088.8, 8118, 10150$ об/хв. Розглядалось одне повне обертання роторного кільця поділене на 72 кроки за часом. Сумарний час і час кроку розрахунку залежали від швидкості обертання вала. Для кожної розрахункової точки перевірялось виконання рівняння рівноваги $F_{closing}$=$F_{opening}$ і підбиралася величина зазору. Параметри задачі і граничні умови представлені в таблиці 4.5. Геометричні параметри наведені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.5 – Параметри задачі та граничні умови

Параметр	Величина
Модель робочого середовища	Повітря як ідеальний газ
Модель течії	ламінарна
Тиск запірного середовища P_b, атм	11,31,51
Вхідний тиск P_{in}, атм	10,30,50
Вихідний тиск P_{out}, атм	0
Температура в запірній канавці T_b, ^{0}C	20,23,25
Швидкість обертання вала ω, об/хв	2029.6,4059.2,6088.8,8118,10150



а) б)

в) г)

Рисунок 4.40 – Сіткові моделі статорної (а) і роторної частин зазору (б), сіткові моделі кілець ущільнення (в,г). Розрахункова модель з 36 камерами і 4 живильниками

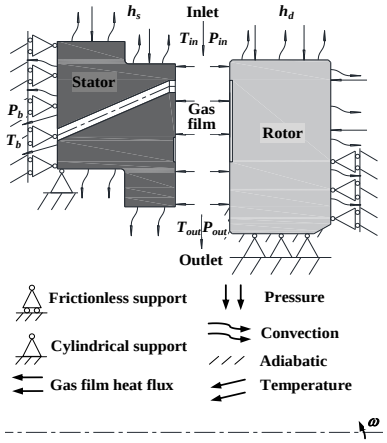


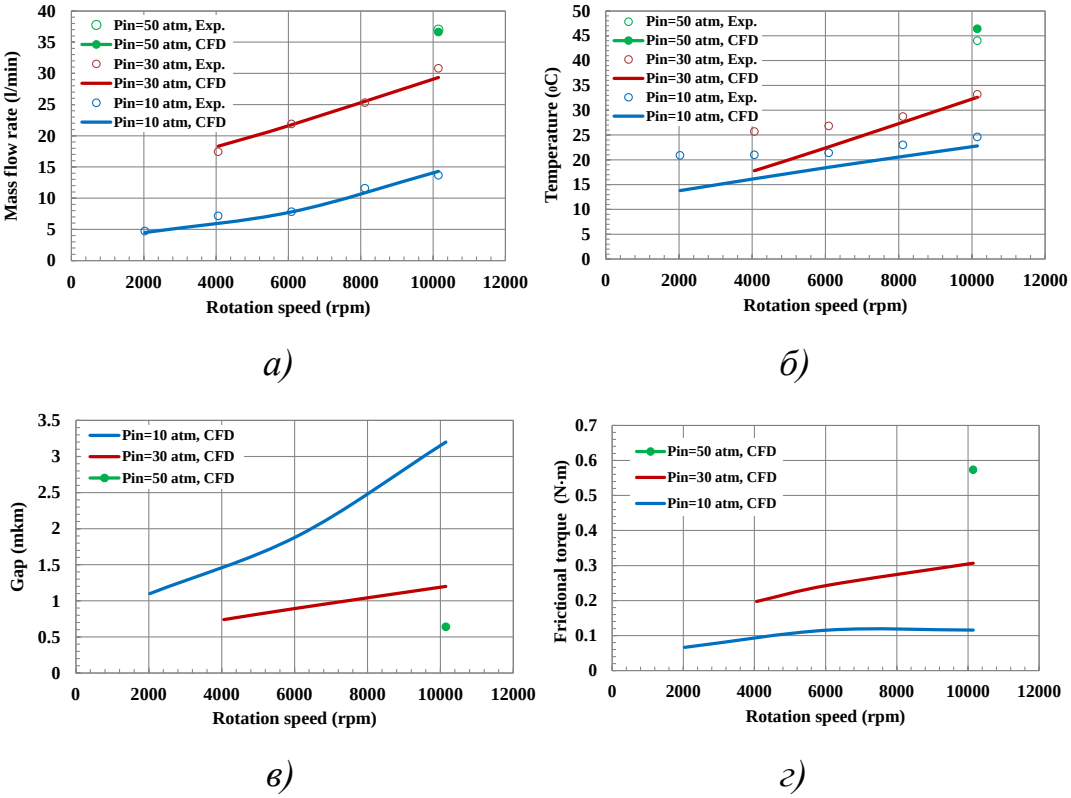
Рисунок 4.41 – Схема кілець ущільнення з граничними умовами термогазодинамічної і деформаційної задач

Таблиця 4.6 – Геометричні параметри

Описання	Величина
Зовнішній радіус кілець ущільнення r_{in}, мм	67
Внутрішній радіус кілець ущільнення r_{out}, мм	49.5
Зовнішній радіус запірної канавки r_{c2}, мм	65
Внутрішній радіус запірної канавки r_{c1}, мм	63.5
Зовнішній радіус камер r_{ch2}, мм	58
Внутрішній радіус камер r_{ch1}, мм	55
Зовнішній радіус запірного середовища r_{b2}, мм	59
Внутрішній радіус запірного середовища r_{b1}, мм	54
Площа дії запірного середовища B_2	$\pi(r_{in}^2-r_{b2}^2)$
Площа дії ущільнювального середовища B_1	$\pi(r_{b2}^2-r_{b1}^2)$
Кількість камер N	36,32,28,20
Кількість живильників n	4
Глибина камери H_{ch}, мм	0.15,0.25,0.5,0.75
Кут камери α, град	4.1
Глибина живильника H_f, мм	1

4.7.2 Верифікація результатів розрахунку і експерименту. Аналіз полів тиску і температури

Верифікація розрахункової моделі виконана для значень ущільнювальних тисків і швидкостей обертання, які використовувалися при експериментальних дослідженнях запірних імпульсних ущільнень з неперервним підводом на спеціально сконструйованих експериментальних установках [346,347]. На рисунку 4.42 а,б,в показано порівняння експериментальних даних з результатами розрахунків для зовнішніх витоків, середньої температури на виході з ущільнювального зазору та розрахункових значень зазору. Так при максимальному ущільнювальному тиску P_{in}=50 атм і швидкості обертання ω=10150 об/хв отримано максимальну величину витоків Q=37 л/хв (рис. 4.42 а) і температури T=46.4 ^{0}C (рис. 4.42 б) при мінімальному зазорі h=0.64 мкм (рис. 4.42 в). Максимальний зазор h=3.2 мкм відповідає мінімальному тиску P_{in}=10 атм і максимальній швидкості обертання вала ω=10150 об/хв. Бачимо, що зазор зменшується при збільшенні вхідного тиску і зменшенні швидкості обертання. Діапазон змінення зазору зменшується зі збільшенням ущільнювального тиску. Так при швидкостях обертання від 4059.2 до 10150 об/хв для вхідного тиску P_{in}=10 атм діапазон змінення зазору h=1.45-3.2 мкм, а для вхідного тиску P_{in}=30 атм діапазон змінення зазору вже h=0.74-1.2 мкм. Загалом результати розрахунку підтверджують результати експериментів. Збільшення швидкості обертання і вхідного тиску призводить до збільшення витоків і температури. За величиною витоків різниця між результатами не перевищує 5%. За величиною температури, при менших швидкостях обертання ω=2029.6-6088.8 об/хв різниця суттєво більша ніж при більших швидкостях обертання ω=8118-10150 об/хв і доходить до 34 %. Це пов’язано з особливостями проведення експериментальних досліджень. Кожен перехід на більшу величину тиску супроводжувався зупиненням обертання вала експериментальної установки і поверхні кілець та повітря в запірній і ущільнювальній камерах не встигали повністю охолоджуватися.

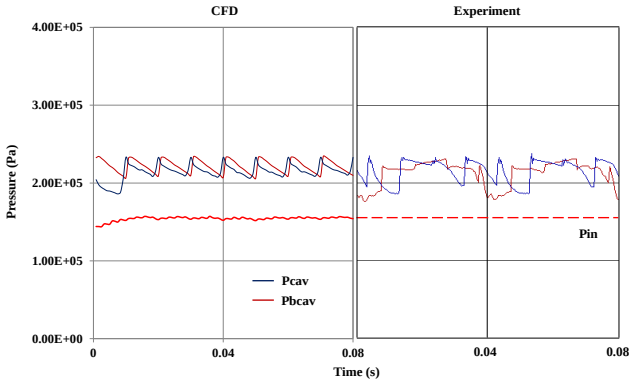


а) *б)*

в) *г)*

Рисунок 4.42 – Змінення зовнішніх витоків *(а)*, середньої температури на виході з ущільнювального зазору *(б)*, зазору *(в)* та моменту тертя (*г*) в залежності від швидкості обертання вала

На рисунку 4.43 а,б показано порівняння пульсацій тиску в камерах і на міжкамерному пояску, отриманих при розрахунку і експерименту для конструкції запірного імпульсного ущільнення з неперервним підводом при ущільнювальному тиску P_{in}=1.5 атм і запірному тиску P_b=2.3 атм та частоті обертання вала ω=1500 об/хв.



а) *б)*

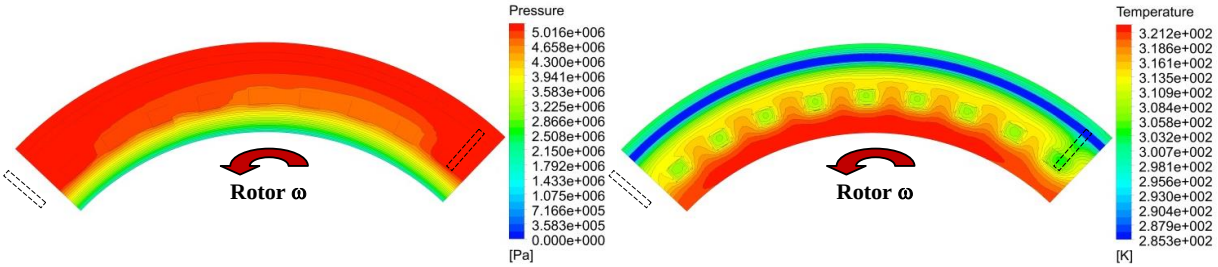
Рисунок 4.43 – Пульсації тиску в камерах і на міжкамерному пояску, отриманих при розрахунку *(а)* і експерименту *(б)* для конструкції запірного імпульсного ущільнення з неперервним підведенням

Видно, що розрахунок в середньому близький до експерименту. Присутні значення мінімального тиску в камерах і на міжкамерному пояску, які як менші, так і більші значень отриманих в розрахунку. Це пояснюється неточностями проведення експериментальних досліджень, можливим перекосом роторного кільця ущільнення.

Швидкість обертання вала ω та вхідний тиск P_{in} впливають на амплітуду пульсацій тиску в камерах і на міжкамерному пояску. Збільшення швидкості обертання збільшує зазор і амплітуду пульсацій тиску. Більший вхідний тиск також підвищує амплітуду пульсацій тиску при суттєвому зменшенні зазору.

З полів тиску і температури по окружності торцевих кілець ущільнення (рис. 4.44 а,б) видно, що між сусідніми живильниками на пояску камер відбувається поступове падіння тиску. Тиск запірного середовища (рис. 4.44 а), який подається живильниками в камери має деякий вплив на суміжні камери і прилеглі границі суміжних торцевих поясків. Відбувається обертання хвильового поля тиску разом з роторним кільцем і живильниками. Температура (рис. 4.44 б) практично рівномірно розподіляється по окружності кільця. Нагрівання починається на торцевому пояску між запірною канавкою і камерами та підвищується на міжкамерних поясках і досягає своєї максимальної величини на вихідному торцевому пояску. Температура в камерах дещо менша ніж на сусідніх торцевих поясках, що пов’язано з підводом в камери більш холодного запірного середовища і більшим об’ємом камер ніж величина зазору (відбувається розширення газу в камерах за рахунок його витікання через зазор). Камера, що живиться, має дещо меншу температуру в порівнянні з іншими камерами, які мають більший вплив зі сторони сусідніх торцевих поясків. При живлені камери відбувається складний процес - подача холодного запірного середовища, його нагрівання в камері за рахунок стиснення та вплив температури сусідніх ділянок торцевого зазору. Тому температура в камері, яка живиться, більша за температуру запірного середовища. З камер, які не пов’язані з живильниками газ витікає на зовні в атмосферу, зменшуючи температуру в них. При цьому при малій величині

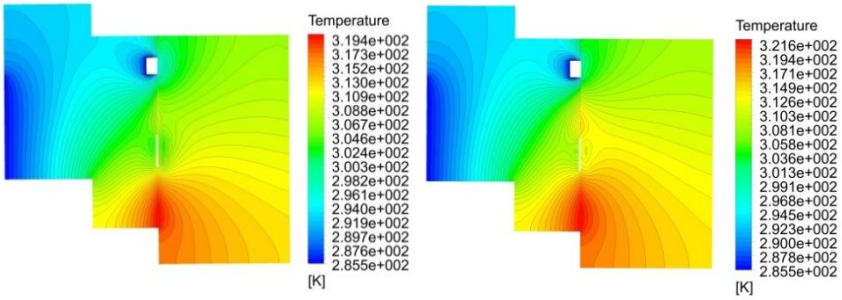
зазору h=0.64 мкм існує суттєвий вплив сусідніх ділянок торцевого зазору. Тому температура в камері, яка живиться менша за температуру в інших камерах.



а) *б)*

Рисунок 4.44 – Поля тиску *(а)* і температури *(б)* по окружності кілець ущільнення (h=0.64 мкм, H_{ch}=0.15 мм, N=36)

Температурне поле в поперечному перетині кілець торцевого ущільнення в місці живлення камери живильником (рис. 4.45 а) і середньому перетині (рис. 4.45 б) показує, що аксіально-рухоме статорне кільце охолоджується зі сторони запірного середовища, далі охолоджене середовище подається в запірну канавку і потім по мірі радіальної течії в ущільнювальне і атмосферне середовище, нагріваючись в зазорі нагріває кільця запірного торцевого імпульсного ущільнення.



а) *б)*

Рисунок 4.45 – Поле температур в поперечному перетині кілець торцевого ущільнення в місці живлення камери живильником θ=5 град *(а)* і середньому перетині θ=45 град *(б)* (h=0.64 мкм, H_{ch}=0.15 мм, N=36)

Це відноситься насамперед до роторного кільця, але при цьому статорне кільце знаходиться під дією більшої різниці температур, пов'язаною з попередніми граничними умовами досліджуваного вузла в експерименті. Найбільше нагрівання кілець відбувається на вихідному радіальному пояску ущільнення, у місці встановлення датчика температури в експерименті. Найбільш охолоджена

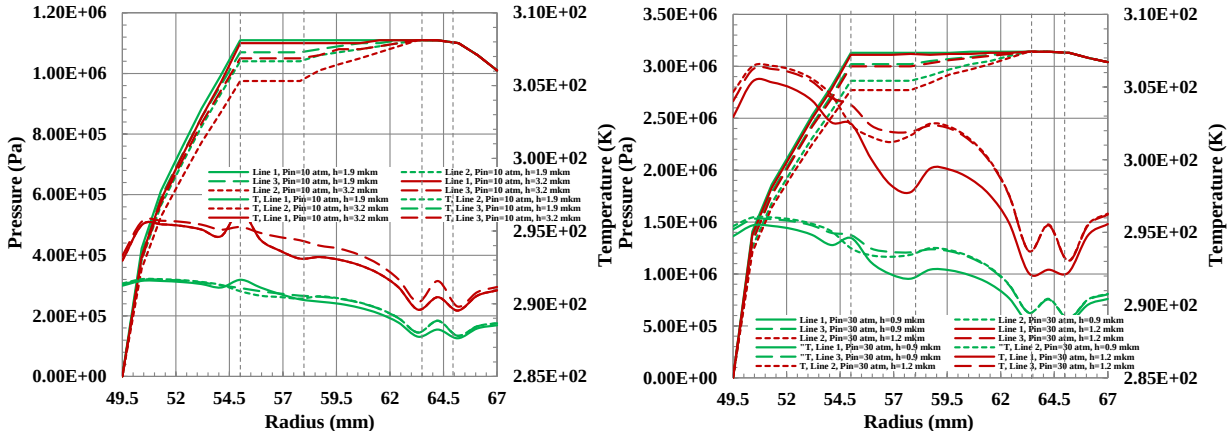
частина роторного кільця це ділянка зовнішнього радіусу. В середньому перетині ущільнення газ більше нагрівається на радіальному пояску між запірною канавкою і камерами, а також безпосередньо в камерах і тому загалом температура кілець підвищується.

Радіальні розподіли тиску і температури по радіусу торцевої пари демонструють вплив швидкості обертання вала і ущільнювального тиску на величини змінення температури і тиску (рис. 4.46 а,б). Так при збільшенні ущільнювального тиску зростає різниця між розподілами температури і тиску при двох різних швидкостях обертання ω=6088.8 об/хв і ω=10150 об/хв. Змінення температури по радіусу торцевої пари значно менші при меншому тиску P_{in}=10 атм (рис. 4.46 а). Розподіли тиску і температури отримані в трьох різних положеннях по окружності кільця при θ=5, 45, 75 град (Line 1,2,3).

4.7.3 Аналіз впливу величини зазору

Збільшення зазору в ущільненні з h=0.64 мкм до h=7 мкм (рис. 4.47 і 4.48), як і у газових гідродинамічних ущільненнях достатньо плавно зменшує розкриваючу силу на 2400 Н з F=26300 Н до F=23900 Н та значно збільшує величину витоків з Q=37 л/хв до Q=660 л/хв (рис. 4.48 а). Більш суттєве зменшення відбувається при зазорі від h=0.64 до h=1 мкм. Мінімальний тиск в камерах і на міжкамерних поясках зменшується (рис. 4.47). Так при зазорі h=0.64 мкм мінімальний тиск дорівнював P_{min}=4.7e6 Па, а при зазорі h=7 мкм – P_{min}=4e6 Па. При запірному тиску P_b=5.09e6 Па. Тобто різниця тиску була приблизно ΔP=1.09e6 Па. Із рисунка 4.47 видно, що при збільшенні зазору різниця між мінімальними тисками зменшується. Крім того, загалом величина тиску у камері і на міжкамерному пояску незначна, особливо при більших зазорах. Число Рейнольдса для радіальної течії при h=0.64-5 мкм змінювалося в діапазоні від Re_p=68 до Re_p=1405. Що відповідає ламінарному режиму течії. При зазорі h=7 мкм і вище відбувалася турбулентна течія. Величина статичної жорсткості (рис. 4.48 б) суттєво зменшується з k=2.15e9 до k=1e8 Н/м при збільшенні різниці зазору з Δh=1 мкм до Δh=9 мкм, що підтверджує статичну

стійкість аксіально-рухомого кільця запірного імпульсного ущільнення. Найбільше зменшення спостерігається при менших різницях зазору від Δh=1 мкм до Δh=3 мкм.



а) *б)*

Рисунок 4.46 – Радіальні розподіли тиску і температури по радіусу торцевої пари при вхідному тиску P_{in}=10 атм (а) і вхідному тиску P_{in}=30 атм (б)

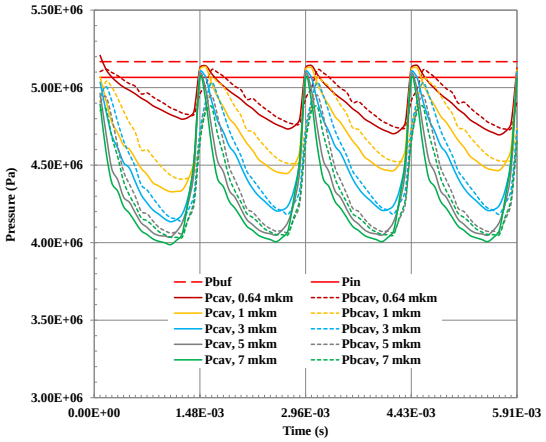
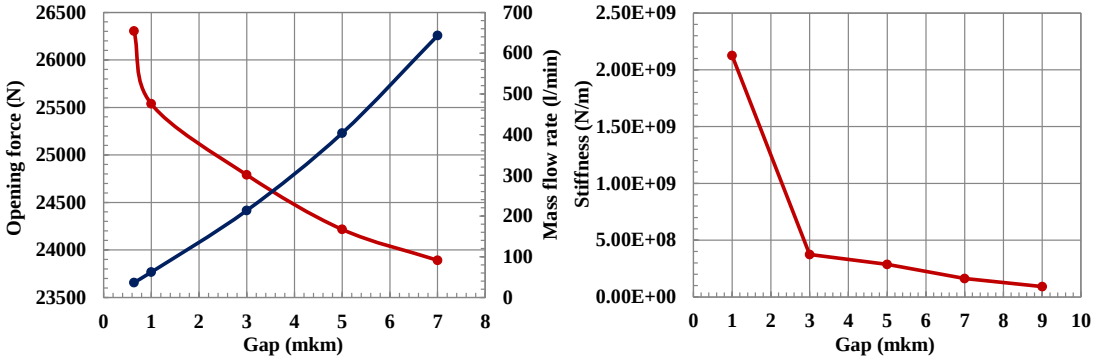


Рисунок 4.47 – Пульсації тиску в камері і на міжкамерному пояску запірного імпульсного ущільнення при різних значеннях зазору



а) *б)*

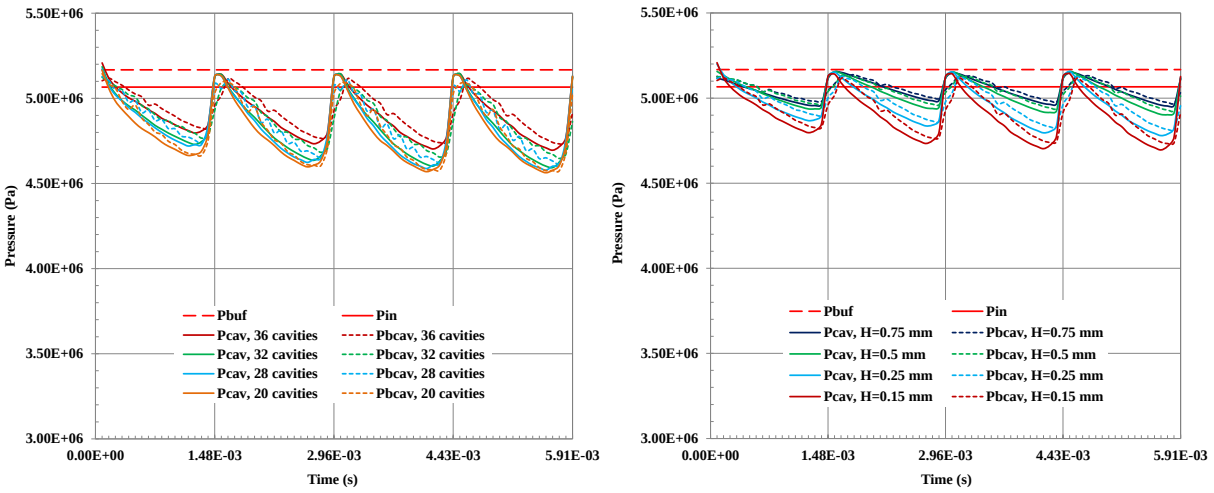
Рисунок 4.48 – Розкриваюча сила (а) та статична жорсткість (б) в залежності від зазору

4.7.4 Аналіз впливу глибини і кількості камер на пульсації тиску, витоки, температуру і силу відкриття зазору

Порівняння впливу глибини і кількості камер на пульсації тиску, витоки, температуру і силу відкриття зазору виконувалося для тиску ущільнювального середовища P_{in}=50 атм, швидкості обертання вала ω=10150 об/хв і зазорі h=0.64 мкм. При меншій кількості камер збільшуються пульсації тиску (рис. 4.49 а), а при збільшенні глибини навпаки зменшуються (рис. 4.49 б). Це підтверджується результатами, отриманими для величини розкриваючої сили (рис. 4.50 в,г). Більша кількість камер N=36 краще охолоджує поверхні кілець з T=49.8 ^{0}C до T=46.4 ^{0}C максимальної температури (рис. 4.50 а) і генерує дещо більшу розкриваючу силу змінюючись з $F_{opening}$=25.8 кН до $F_{opening}$=26.3 кН (рис. 4.50 в). При цьому витоки дещо збільшуються з Q=33.5 л/хв до Q=36.8 л/хв (рис. 4.50 а). Більша глибина камер H_{ch}=0.75 мм збільшує температуру з T=46.4 ^{0}C до T=48.9 ^{0}C (рис. 4.50 б), проте і збільшує розкриваючу силу з $F_{opening}$=26.3 кН до $F_{opening}$=26.9 кН (рис. 4.50 г). Витоки збільшуються з Q=36.8 л/хв до Q=38.5 л/хв (рис. 4.50 б). В камері з меншою глибиною H_{ch}=0.15 мм присутній більш різкий пік тиску в момент її живлення. Таким чином, максимальна температура нагріву кілець на виході з ущільнення підвищуються зі збільшенням глибини і зменшенням кількості камер. При збільшенні кількості камер відбувається збільшення витоків, а при збільшенні глибини камери як витоки, так і температура збільшуються. Розкриваюча сила зростає в обох випадках.

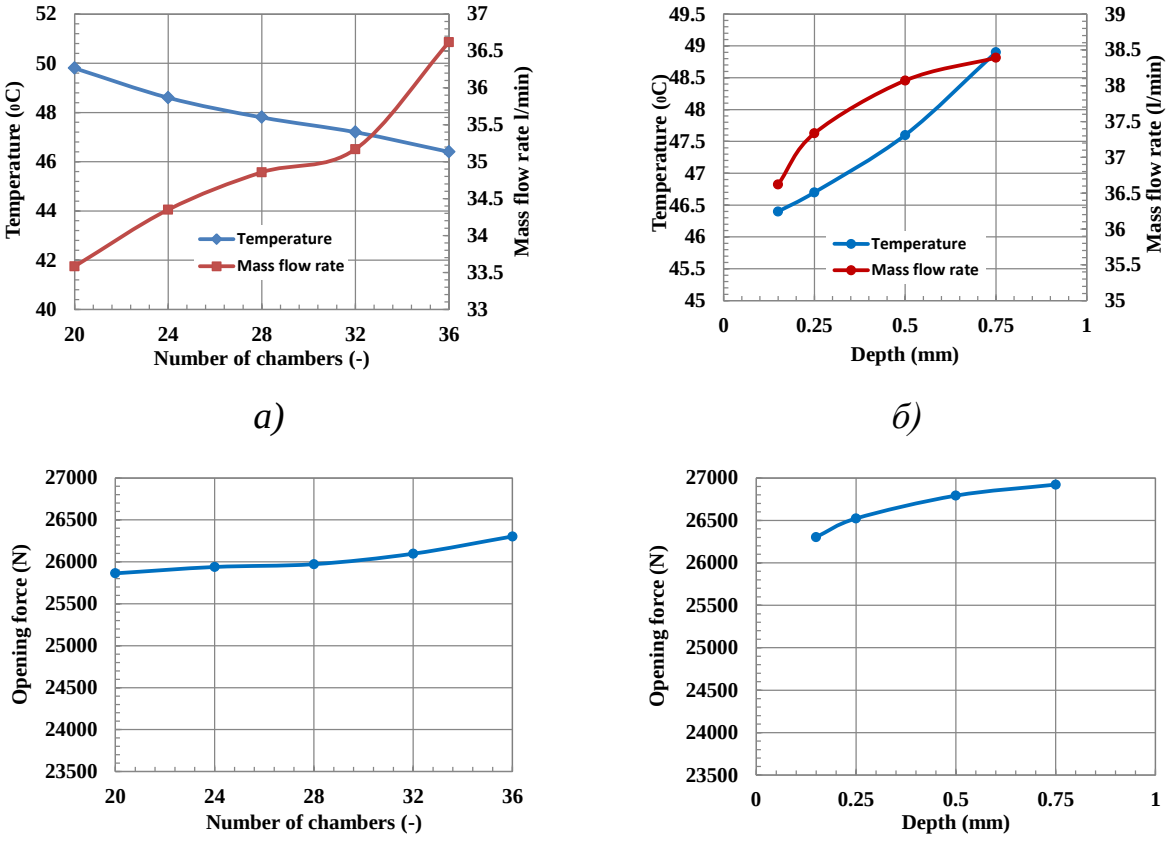
4.7.5 Визначення силових і температурних деформацій статорного кільця ущільнення

Аналіз силових і температурних деформацій і форми поверхні аксіально-рухомого кільця, яке виконано із більш податливого матеріалу, є дуже важливим для торцевого запірного імпульсного ущільнення.



а) *б)*

Рисунок 4.49 – Пульсації тиску в камері і на міжкамерному пояску при різній кількості *(а)* та глибині *(б)* камер



а) *б)*

в) *г)*

Рисунок 4.50 – Змінення температури, витоків і розкриваючої сили від кількості *(а, в)* та глибини *(б, г)* камер

Тим більше, що особливістю імпульсного ущільнення є падіння тиску на пояску камер між двома сусідніми живильниками, а це за рахунок деформації

може спричинити хвилястість торцевої поверхні і може вплинути на працездатність ущільнення.

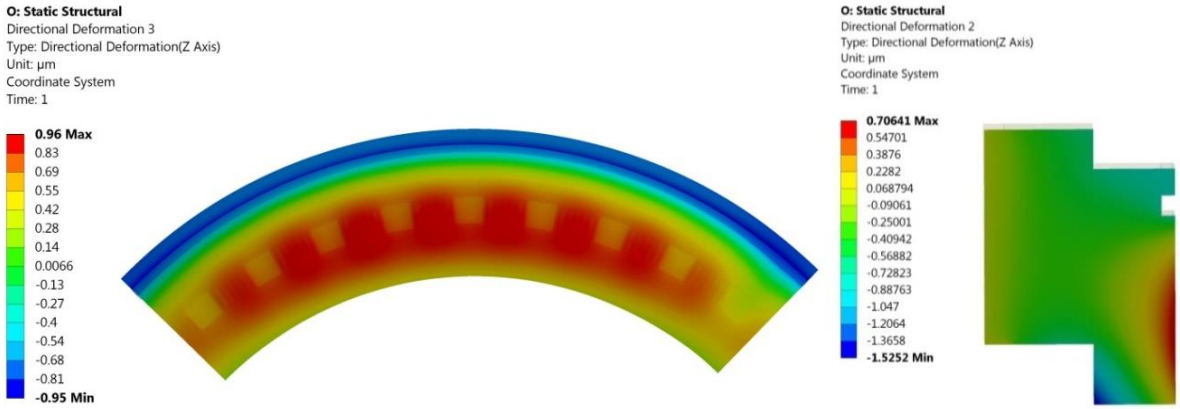
Результати поля тиску і температури отримані для термогідродинамічної задачі передавались у якості граничних умов (рис. 4.41) для розрахунку величин осьової і окружної деформації аксіально-рухомого кільця [348]. Властивості матеріалу статорного кільця наведені в табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Властивості матеріалів кілець ущільнення

Параметр	Значення
Матеріал	Вуглеграфіт АГ 1500
Модуль пружності, *E* (GPa)	25 (300)
Густина, ρ (kg/m^3)	1800
Питома теплоємність, c (J/kg·K)	710
Теплопровідність, λ (W/m·K)	15
Коефіцієнт Пуассона, ν	0.2 (0.2)
Коефіцієнт лінійного теплового розширення (10^{-6} ^{0}C)	4

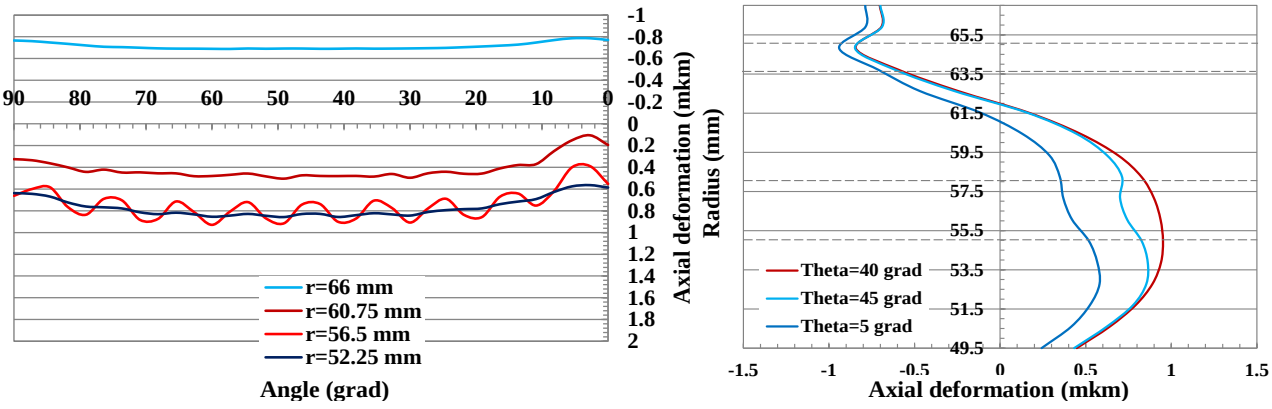
На рисунку 4.51, 4.52 а,б представлений сумарний розподіл деформацій по окружності і в поперечному перетині аксіально-рухомого статорного кільця запірного імпульсного ущільнення під дією тиску і температури. За рахунок дії тиску кільце більше деформується на виході з ущільнення. Формується здебільшого дифузорний зазор по всьому радіусу кільця. За рахунок дії температури кільце випучується на вихідній ділянці зазору, починаючи з пояска камер. Частина зазору у місті запірної канавки деформується у зворотному напрямку. Сумарна дія тиску і температури має подібний вигляд, але максимальна деформація 0,96 мкм на виході з ущільнення змішується ближче до пояску камер (рис. 4.51, 4.52 б). Деформація також змінюється по окружності (рис. 4.51, 4.52 а). При цьому найбільша позитивна деформація відбувається на міжкамерному пояску при θ=40 град. Мінімальна позитивна деформація присутня у місці живлення живильником камери θ=5 град. В середньому перетині в місці розташування камери θ=45 град профіль деформації майже співпадає з профілем на міжкамерному пояску, лише в місці розташування камери величина деформації менша. Різниця осьової деформації на вихідному дроселюючому пояску складає приблизно 0.4 мкм (рис. 4.51, 4.52 б). На внутрішньому пояску зі сторони ущільнювального середовища складає

близько 0.15 мкм. Амплітуда змінення деформацій в окружному напрямку між двома сусідніми живильниками на вихідному дроселюючому пояску приблизно дорівнює 0.24-0.28 мкм. Більш суттєвий перепад деформацій відбувається тільки в місці живлення камери. На міжкамерних поясках змінення деформацій майже відсутнє. Тому стає зрозумілим, що деформації, як в окружному, так і в радіальному напрямках не є критичними, і також не виникає ризик утворення суттєвої хвилястості поверхні та її впливу на працездатність ущільнювального вузла. Тому вибір матеріалів кілець запірного імпульсного ущільнення може бути подібним вибору матеріалів кільць інших конструкцій газодинамічних торцевих ущільнень.



а) *б)*

Рисунок 4.51 – Сумарні осьові силові і температурні деформації по окружності *(а)* і в поперечному перетині *(б)* статорного аксіально-рухомого кільця (36 камер, 4 живильники, зазор h=0.64 мкм)



а) *б)*

Рисунок 4.52 – Розподіл сумарних осьових силових і температурних деформацій статорного кільця в окружному *(а)* і радіальному *(б)* напрямках

4.7.6 Аналіз динамічних коефіцієнтів змащувальної плівки ущільнення

Динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфування змащувальної плівки суттєво впливають на динамічну стійкість аксіально-рухомого кільця і відповідно на надійність і довговічність роботи запірного імпульсного ущільнення. Із літератури відомо, що збільшення вібрацій призводить до значного зниження терміну служби механічного ущільнення [349].

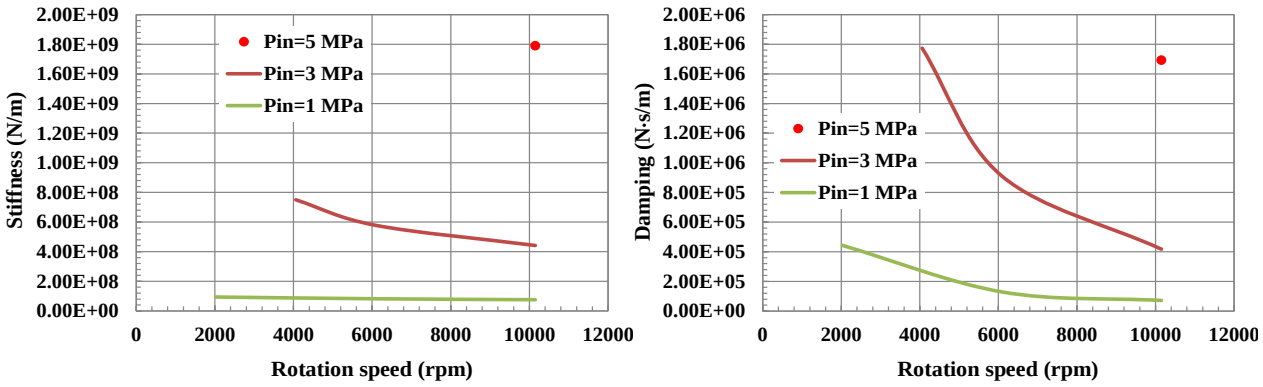
Для аналізу динамічного відклику змащувальної плівки використовувався метод малого осьового гармонічного збурення. Для збіжності процесу розрахунку розглядалися два обертання вала. За величиною сили реакції оцінювалися коефіцієнти жорсткості і демпфування.

Залежність коефіцієнтів жорсткості k і демпфування c від швидкості обертання вала при різних вхідних тисках P_{in}=1,3,5 МПа представлено на рисунку 4.53 а,б. Збільшення частоти обертання вала від ω=2029.6 до ω=10150 об/хв за рахунок збільшення зазору призводить до зменшення коефіцієнтів жорсткості і демпфування. А збільшення тиску від P_{in}=1 до 5 МПа збільшує і жорсткість і демпфування. Максимальні коефіцієнти жорсткості і демпфування при вхідному тиску P_{in}=5 МПа і швидкості обертання вала ω=10150 об/хв дорівнювали k=1.79e9 Н/м і c=1.69e6 Н·с/м. Мінімальні, при вхідному тиску P_{in}=1 МПа і швидкості обертання вала ω=10150 об/хв, дорівнювали k=7.55e7 Н/м, c=7.14e4 Н·с/м. При збільшенні зазору суттєво зменшується і жорсткість і демпфування.

Якщо порівнювати коефіцієнти жорсткості і демпфування запірного імпульсного ущільнення з сухим газовим ущільненням зі спіральними канавками [350-353], то коефіцієнти жорсткості мають той же порядок при дещо менших значеннях, але на порядок більші демпфування.

Це пояснюється можливістю створення більшого гідродинамічного тиску в зазорі газодинамічного ущільнення та більшою глибиною камер запірного торцевого імпульсного ущільнення. У цьому випадку, критична частота коливань аксіально-рухомого кільця буде суттєво перевищувати робочу

швидкість обертання, а амплітуда коливань буде мати не значні значення за рахунок більш суттєвого демпфування.



а) *б)*

Рисунок 4.53 – Коефіцієнти жорсткості *(а)* та демпфування *(б)* конструкції запірного торцевого імпульсного ущільнення

4.7.7 Висновки

Проведено аналіз методів розрахунку та досліджень запірних імпульсних ущільнень. В результаті проведених розрахункових досліджень розроблена числова модель термогідродинамічної задачі запірного імпульсного ущільнення у вигляді течії рідини в зазорі статорної і роторної частин, теплопередачі через тверді поверхні кілець з урахуванням конвективної тепловіддачі в ущільнювальній камері і на поверхнях кілець ущільнення. Результати термогідродинамічної задачі передавались у вигляді полів тиску і температури на кільця твердих тіл і розраховувались силові і температурні деформації. Отримано гідродинамічні сили відклику на осьове гармонічне збурення поверхні аксіально-рухомого кільця ущільнення. В результаті можна зробити наступні висновки:

1. Виконано верифікацію методики числового розрахунку с результатами експерименту для запірного імпульсного ущільнення. Отримано достатньо гарне співпадіння за величиною витоків і розкриваючої сили. Збільшення швидкості обертання вала зменшує різницю між експериментально і

розрахунково отриманою величиною температури. Це пояснюється особливостями проведення експерименту. Результати розрахунків підтвердили збільшення величини витоків і температури при збільшенні ущільнювального тиску і швидкості обертання вала. Збільшення величини зазору як і в інших конструкціях газових ущільнень призводить до плавного падіння розкриваючої сили і гідростатичної жорсткості при суттєвому рості витоків.

2. Проаналізовано вплив глибини і кількості камер на величину пульсацій тиску в камерах, розподіли тиску і температури по радіусу і окружності статорного аксіально-рухомого кільця ущільнення. Так зменшення кількості камер призводить до деякого зменшення розкриваючої сили, за рахунок збільшення падіння тиску в камерах і на міжкамерних поясках, також погіршення охолодження поверхні ущільнення. Збільшення глибини камер навпаки призводить до збільшення розкриваючої сили при невеликому підвищенні максимальної температури на виході з ущільнення.

3. Аналіз теплових деформацій кілець ущільнення показав, що вони можуть суттєво впливати на величину і форму торцевого зазору. Тому це необхідно враховувати при подальших розрахунках пружно-гідродинамічної задачі. Температура суттєво впливає на деформації. При робочих режимах зазор має зі сторони ущільнювального тиску і запірної канавки на більшому радіусі конфузорну форму, на виході, тобто на внутрішньому радіусі має дифузорну форму. Більш суттєва зміна зазору по радіусу відбувається для статорного аксіально-рухомого кільця. Деформована поверхня в місті пояска камер має випуклу форму. Амплітуда змінення деформацій в окружному напрямку між двома сусідніми живильниками на вихідному дроселюючому пояску є незначною. Тому стає зрозумілим, що деформації, як в окружному, так і в радіальному напрямках не є критичними, і також не виникає ризик утворення суттєвої хвилястості поверхні та її впливу на працездатність ущільнювального вузла.

4. Аналіз динамічних коефіцієнтів показав, що збільшення швидкості обертання призводить до зменшення жорсткостей і демпфірувань, а збільшення

тиску навпаки до збільшення. В порівнянні з іншими конструкціями газодинамічних ущільнень запірні імпульсні ущільнення мають дещо менші жорсткості, але на порядок більші демпфування. Це пояснюється механізмом створення гідродинамічного тиску в зазорі і більшою глибиною камер.

4.8 Комп'ютерне моделювання торцевої пари зі спіральними канавками

При моделюванні використовувалась торцева пара зі спіральними канавками з кутом спіралі який дорівнює 20 та 40 градусів, глибиною канавки 22-64 мкм (базова глибина 33 мкм) і з рівним співвідношення ширини і довжини канавки до поясків між канавками та пояску контакту. У якості змащувального середовища використовувалось мастило SAE 30 без добавок. Залежність в'язкості від температури якого описується наступною формулою:

$$\mu = 0{,}2121e^{-0.06191(T-30)}, \tag{4.10}$$

де μ - в'язкість мастила в Па·с, і T - температура в ^{0}C.

4.8.1 Поставлення задачі

У першому випадку величина гідродинамічного тиску визначається числовим розв'язанням рівняння Рейнольдса. Розглядається ньютоновська рідина при ламінарному режимі течії, при стаціонарних умовах, з урахуванням шорсткості поверхонь. Рівняння Рейнольдса записується у наступній формі:

$$\frac{\partial}{r\partial\theta}\left(\Phi_\theta \frac{\rho h^3 \partial p}{\mu d\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial r}\left(\Phi_r \frac{r\rho h^3 \partial p}{\mu dr}\right) = 6\omega r\left(\frac{\partial \rho h_T}{\partial\theta} + \sigma\frac{\partial \rho \Phi_s}{\partial\theta}\right). \tag{4.11}$$

Сила гідродинамічного розвантаження отримується із рівняння Рейнольдса, за допомогою інтегрування локального гідродинамічного тиску

$$P_h = \int_{r_i}^{r_0}\int_0^{\Theta} prdrd\theta. \tag{4.12}$$

Сила тертя на поверхні ущільнення отримується за в'язкими зсувними напруженнями. В області повної плівки, зсувні напруження дорівнюють

$$\tau_{full} = \frac{\mu r\omega}{h}\left(\phi_f - \phi_{fs}\right) - \phi_{fp}\frac{h\partial p}{2r\partial\theta}, \tag{4.13}$$

де ϕ_f – фактор зсувних напружень, ϕ_{fs} ϕ_{fp} - коректувальні фактори зсувних напружень.

В області кавітації зсувні напруження мають вигляд

$$\tau_{cav} = \frac{\mu r \omega}{h}(\phi_f - \phi_{fs}). \quad (4.14)$$

Повна сила тертя розраховується за формулою

$$F_h = \frac{1}{r_m}\int_{r_i}^{r_0}\int_0^{\Theta} \tau r^2 dr d\theta, \quad (4.15)$$

де $\tau = \tau_{full}$ в області повної плівки, $\tau = \tau_{cav}$ в області кавітації і r_m - середній радіус кілець.

У другому випадку основні характеристики торцевої пари зі спіральними канавками отримуються числовим розв'язанням рівнянь Нав'є-Стокса за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (CFD), які реалізовані у програмі ANSYS CFX.

4.8.2 Результати моделювання контактної пари зі спіральними канавками

Геометрія кілець зі спіральними канавками з кутами наклону 20 і 40 градусів представлена на рис. 4.54.

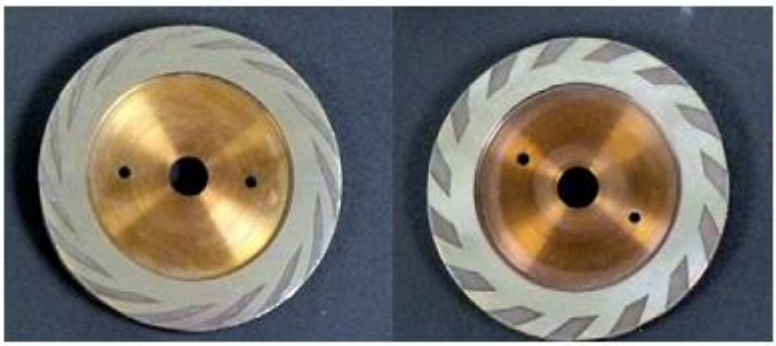
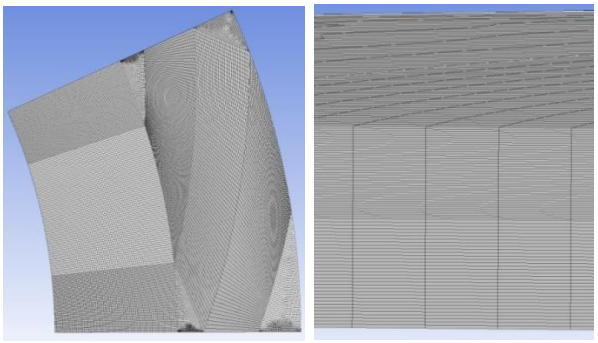


Рисунок 4.54 – Геометрія кілець зі спіральними канавками з кутами наклону 20 і 40 градусів відповідно

В результаті використання сіткового генератору ANSYS Meshing було отримано структуровану гекса сітку з 1.5 млн. комірок для сектору зазора з однією спіральною канавкою (область течії), який образований поверхнями нерухомого і обертового кілець. Розрахункова сітка на поверхні кільця і в зазорі (40 комірок) показана на рис. 4.55 (*а, б*) відповідно.

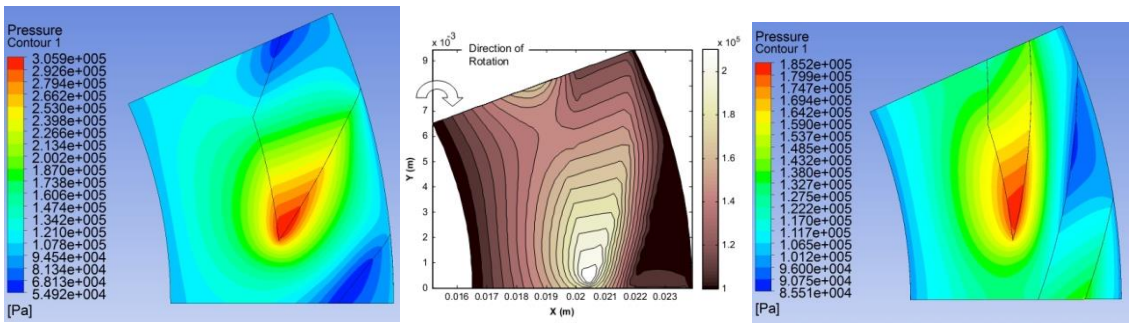


а) *б*)

Рисунок 4.55 – Розрахункова сітка на поверхні кільця *(а)* і в зазорі *(б*)

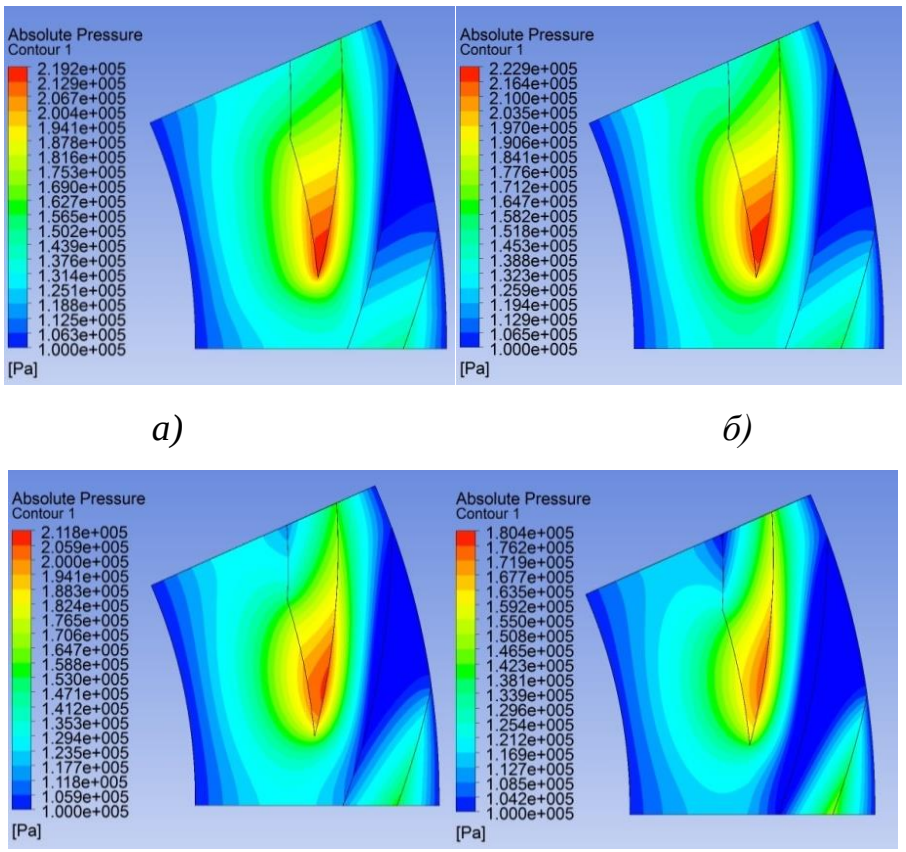
В програмі ANSYS CFX задавались граничні умови окружної симетрії, величина надлишкового тиску мастила на внутрішньому і зовнішньому радіусах області течії, яка дорівнювала 0 Па, умова прилипання на стінках та швидкість ковзання обертового кільця.

В результаті серії розрахунків отримані поля тиску для двох кутів наклону спіральної канавки 40 і 20 градусів (рис. 4.56 *а,б*). Виконано порівняння полів тиску, що отримані за результатами розв'язання рівнянь Рейнольдса [354] і Навьє-Стокса (рис. 4.56 *б, в*), що дало задовільне співпадіння.



а) *б)* *в)*

Рисунок 4.56 - Поля тиску рідини для двох кутів наклону спіральної канавки 40^0*(а)* і 20^0 *(б,в)*



а) *б)*

в) *г)*

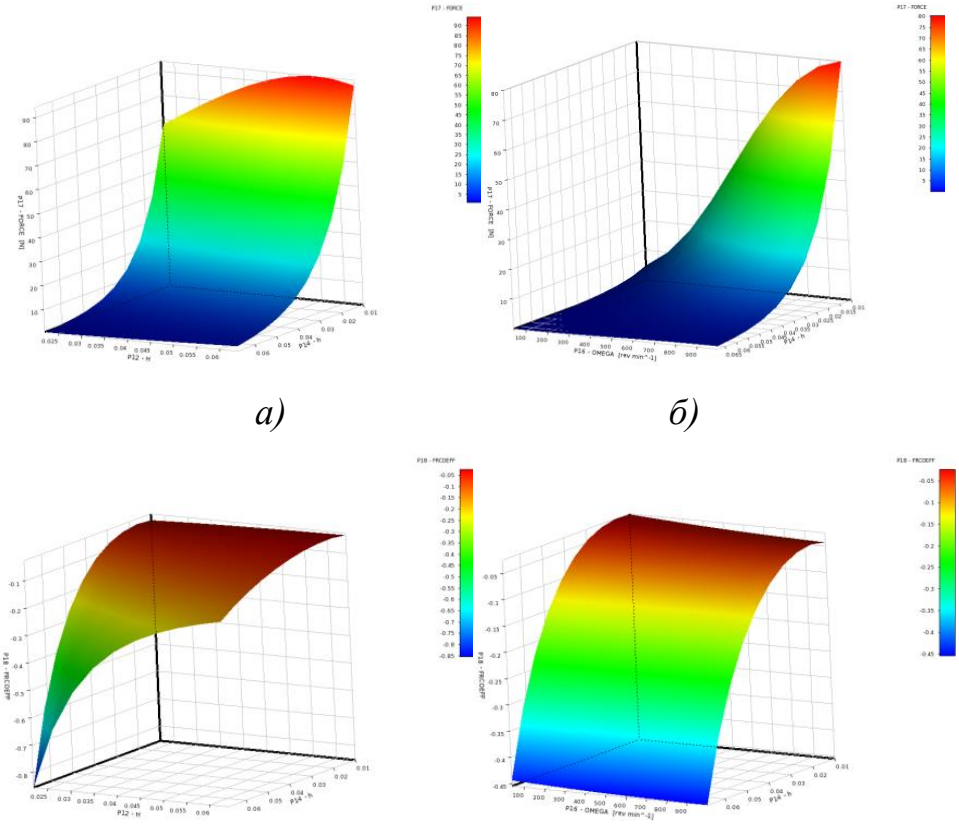
Рисунок 4.57 – Розподілення гідродинамічного тиску на торцевій поверхні

На рис. 4.57 наведені результати розподілення гідродинамічного тиску на торцевій поверхні при: зазорі h=18 мкм, підйомній силі F=35,5 Н, частоті обертання n = 40 об/хв, коефіцієнті тертя f=0,0317 *(а)*; зазорі h=28 мкм, підйомній силі F=39,2 Н, частоті обертання n =100 об/хв, коефіцієнті тертя f=0,0474 *(б)*; зазорі h=55 мкм, підйомній силі F=30,15 Н, частоті обертання n =600 об/хв, коефіцієнті тертя f=0,196 *(в)*; зазорі h=68 мкм, підйомній силі F=18,29 N, частоті обертання n =1000 об/хв, коефіцієнті тертя f=0,4429.

За допомогою методів планування експерименту (DOE) у програмі ANSYS Workbench отримані поверхні відклику – залежності силі гідродинамічного розвантаження P_h і коефіцієнта тертя f від глибини спіральної канавки H, величини зазору h та частоти обертання n (рис. 4.58).

Аналіз результатів розрахунку показує, що сила гідродинамічного розвантаження значно збільшується зі зменшенням зазору та мало змінюється

при збільшені глибини канавки і частоти обертання. Коефіцієнт тертя збільшується зі збільшенням зазору та глибини канавки.



а) *б)*

в) *г)*

Рисунок 4.58 – Залежності сили гідродинамічного розвантаження P_h (*а,б*) та коефіцієнта тертя f (*в,г*) від глибини спіральної канавки H, величини зазору h та частоти обертання n

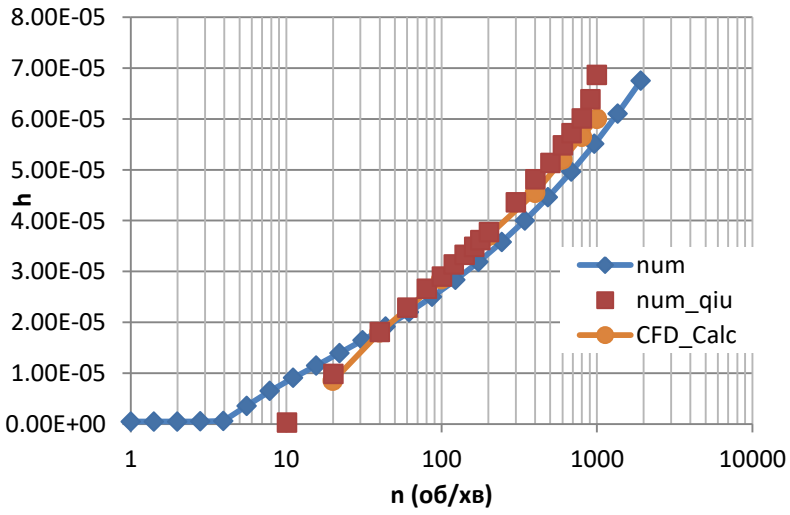


Рисунок 4.59 – Залежність зазору від частоти обертання

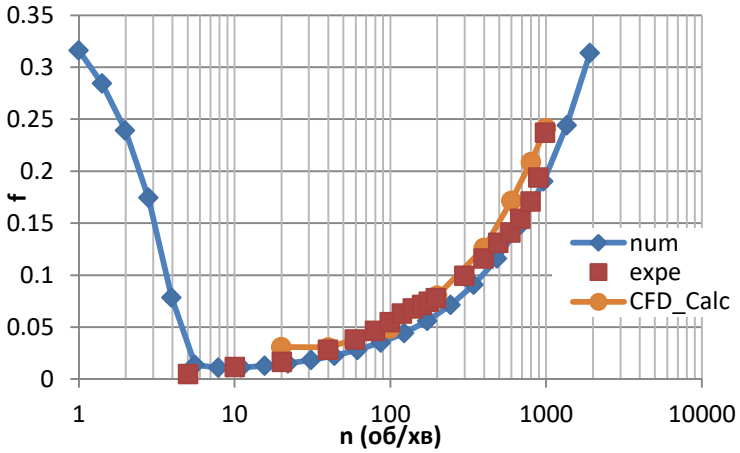


Рисунок 4.60 – Залежність коефіцієнту тертя від частоти обертання

На рисунках 4.59, 4.60 приведені порівняння результатів числового розв'язання рівнянь Рейнольдса [354,355], Навьє-Стокса та експерименту [354]. Із рисунку 4.60 (крива Герси-Штрибека) видно, що результати CFD розрахунку достатньо добре співпадають з результатами експерименту.

4.8.3 Висновки

За результатами комп'ютерного моделювання можна зробити наступні висновки:

1. Проведено комп'ютерне моделювання торцевої пари зі спіральними канавками в програмі ANSYS CFX. Порівняння результатів розрахунку, які отримані за допомогою числового розв'язання рівняння Рельнольдса для змазки, числового розв'язання рівняння Навьє-Стокса та результатів експерименту дало задовільне співпадіння.

2. Аналіз результатів розрахунку показує, що сила гідродинамічного розвантаження значно збільшується зі зменшенням зазору та мало змінюється при збільшені глибини канавки і частоти обертання. Коефіцієнт тертя збільшується зі збільшенням зазору та глибини канавки.

3. При більшому куті спіральної канавки розділення поверхонь відбувається при більшій частоті обертання.

4. Підтверджено можливість використання методів числового розв’язання рівняння Навьє-Стокса (CFD розрахунок в програмі ANSYS CFX) для розрахунку робочих характеристик торцевих пар зі спіральними канавками.

4.9 Числовий аналіз гідродинаміки регулятора перепаду тиску (РПТ)

Виконано CFD-аналіз проточної частини для визначення вихрових зон, нестаціонарних ділянок і ділянок падіння тиску, а також за допомогою обчислювальної технології деформівної сітки розв’язано задачу динаміки для рухомої частини РПТ.

Наведено геометрію та розрахункові схеми (рис. 4.61 *а,б*). Модель регулятора виконана у співвідношенні 1:1 до повного масштабу розміру. Кут нахилу поверхні дросельного золотника для конструкції двосідельного регулятора становив 10 градусів. Дані для розрахунку відповідали експлуатаційним характеристикам компресорної станції: тиск на вході - 9,2 МПа, тиск на виході становив 6,824 МПа.

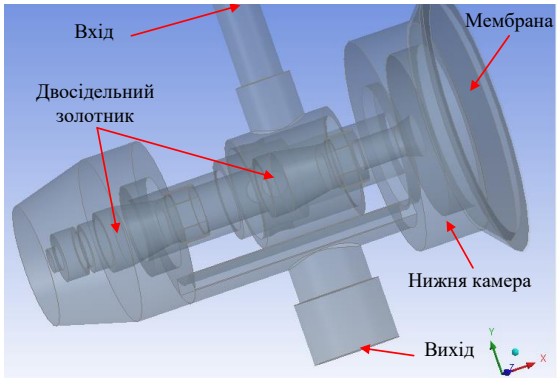
Для числового розрахунку нелінійної моделі регулятора застосовувалося програмне забезпечення ANSYS CFX. Це дозволило змоделювати процес течії чистого газу та газових сумішей з використанням рівнянь ідеального та реального станів газу, а також вплив аеродинамічної сили газового потоку на золотник. Рівняння стану реального газу для оцінки властивостей природного газу (Aungier Redlich-Kwong [332]) було вибрано для врахування ефектів стисливості при високих тисках. У програмному забезпеченні ANSYS Workbench побудовані тривимірні геометричні моделі регуляторів. Щоб зменшити розмірність задачі, для розрахунку була підготовлена половина симетричної моделі. Розрахункова сітка виконувалася в генераторі сіток ANSYS Meshing. У деяких випадках розмір розрахункової сітки може досягати 1-2 мільйонів розрахункових комірок. Сітка складалася з тетраедрів в ядрі потоку зі згущенням сітки в пограничному шарі біля стінки не менше ніж на десять призматичних елементів. Розмір першого призматичного елемента

вибирався таким чином, щоб значення безрозмірної відстані від стінки $y+$ знаходилося в діапазоні $30<y+<300$, що рекомендовано теоретичною частиною керівництва користувача програмного забезпечення ANSYS CFX [332, 356]. Перевірявся вплив різних густин сітки на результати розрахунку. У програмі ANSYS CFX розв'язувалася система рівнянь, яка описує процес течії стисливого газу за умов адіабатичного турбулентного витікання, а також осереднені рівняння Нав'є-Стокса (рівняння Рейнольдса). Ці рівняння замикалися k-ε моделлю турбулентності з функцією стінки. В якості граничних умов були задані наступні: статичний тиск на вході та масова витрата на виході з РПТ (відкриті граничні умови, які дозволяють потоку втікати та витікати з нього через границі), граничні умови стінки, симетрія (оскільки розглядалася лише половина моделі) і граничні умови стінки на поверхні золотника. При динамічному аналізі для спрощення обчислювальної моделі в якості граничних умов були використані аналітичні залежності, що дозволяють змоделювати наявність сухих газових ущільнень на виході, а також демпфуючих характеристик камері РПТ, розміщеної над діафрагмою та використовувати ANSYS CFX Expression Language (CEL) для дискретизації одномірного рівняння руху 1DOF [332,357]. Геометричну модель та поверхнева розрахункова сітка двосідельного РПТ наведені на рис. 4.61. Слід зазначити, що на всіх наступних рисунках розрахункова модель буде розташована в горизонтальному положенні.

Розрахунки показали, що течія за всіх умов є турбулентною, а число Рейнольдса досягло величини Re=1,9792x10^6. Режим течії є практично докритичним для всіх випадків. Робочим середовищем є повітря при температурі 25 ^{0}C. На рис. 4.62 показано вплив турбулентного дроселя на вході на поле тиску в проточній частині регулятора. Видно, що майже весь перепад тиску спрацьовується на вхідному дроселі. Установка турбулентного дроселя на вході призводить до погіршення статичних характеристик регулятора. Регулятор не дуже чутливий до зміни перепаду тиску. Масова витрата при

повному відкритті прохідного перетину сідла золотника дорівнює M=0,259 кг/с. Виходить, що величина масової витрати регулюється вхідним дроселем.

а)



б)

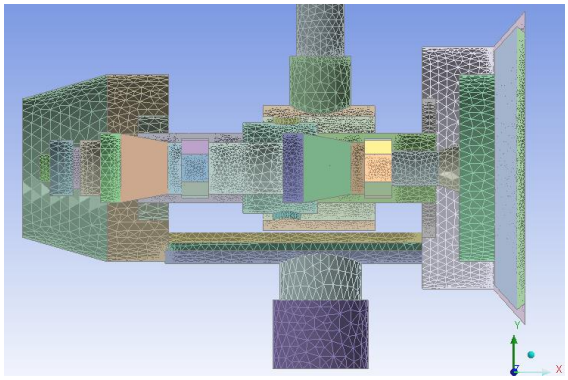


Рисунок 4.61 - Геометрична модель (*а*) та поверхнева розрахункова сітка РПТ (*б*)

На рис. 4.63 *а,б* показано поле швидкостей і ліній току в двосідельному регуляторі без турбулентного дроселя на вході. Масова витрата при повністю відкритому прохідному перетині сідла золотника дорівнює M =0,69 кг/с. Максимальні значення швидкості присутні на ділянках з мінімальними зазорами: в місцях отворів і поперечних перетинах дроселюючих каналів. На рисунку 4.63 *б* видно, що на входах і виходах дроселюючих каналів виникають відривні вихрові зони, які особливо помітні на виході з дросельного каналу дифузорного типу.

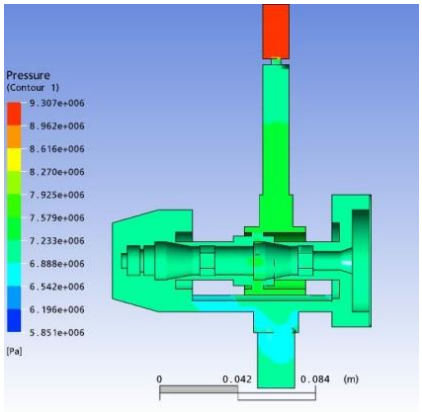


Рисунок 4.62 - Поле тиску в моделі двосідельного РПТ з турбулентним дроселем на вході

На рис. 4.64 *а,б* показано поле тиску та лінії току в моделі односідельного РПТ з демпферною камерою при повному відкритті прохідного перетину золотника.

а) *б)*

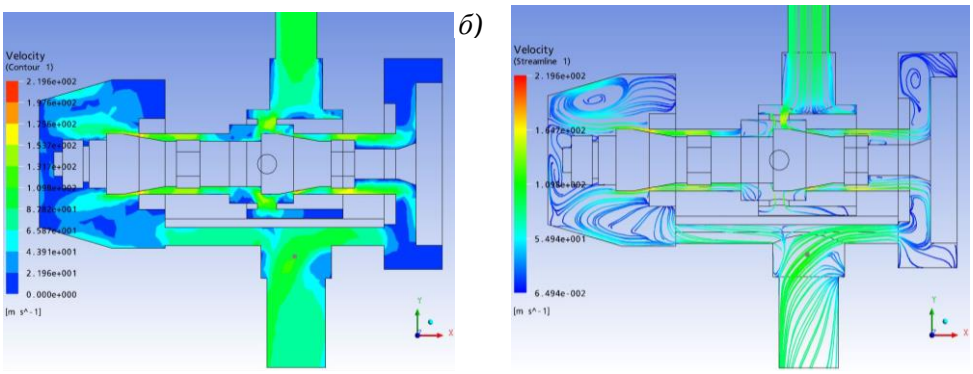


Рисунок 4.63 - Поле швидкостей (*а*) та ліній току (*б*) у моделі двосідельного РПТ

Динамічний аналіз рухомої частини регулятора, перехідні характеристики якої представлені на рис. 4.65 *а,б*, показав, що конструкція одномісного РПТ без демпфуючої камери може бути як нестійкою (рис. 4.65 *а*), так і автоколивальною (рис. 4.65 *б*). Регулятор може працювати як вібраційний, тобто можуть бути присутніми стійкі коливання певної амплітуди і високої частоти (з низьким затуханням), які практично дорівнюють частоті власних коливань.

а) *б)*

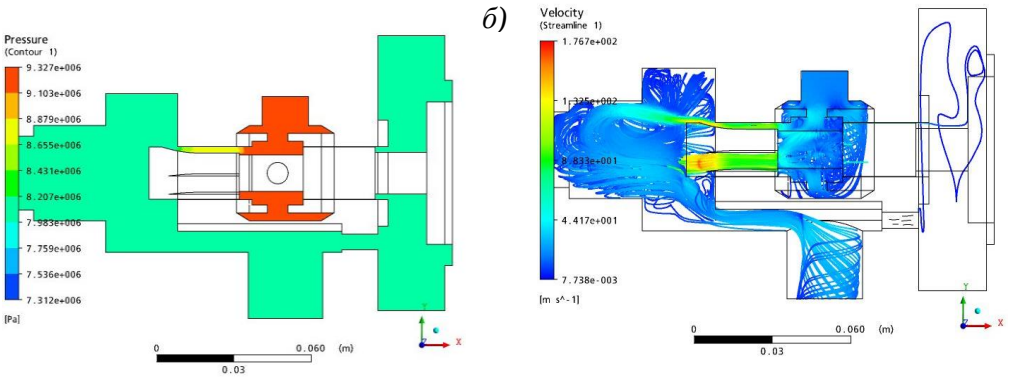


Рисунок 4.64 - Поле тиску (*а*) та лінії току (*б*) у моделі односідельного РПТ з демпферною камерою

а) *б)*

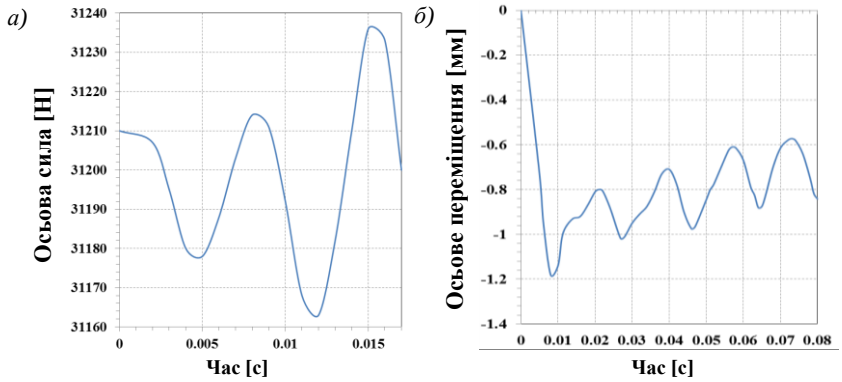


Рисунок 4.65 - Осцилограми осьової сили (*а*) та осьового переміщення (*б*) РПТ

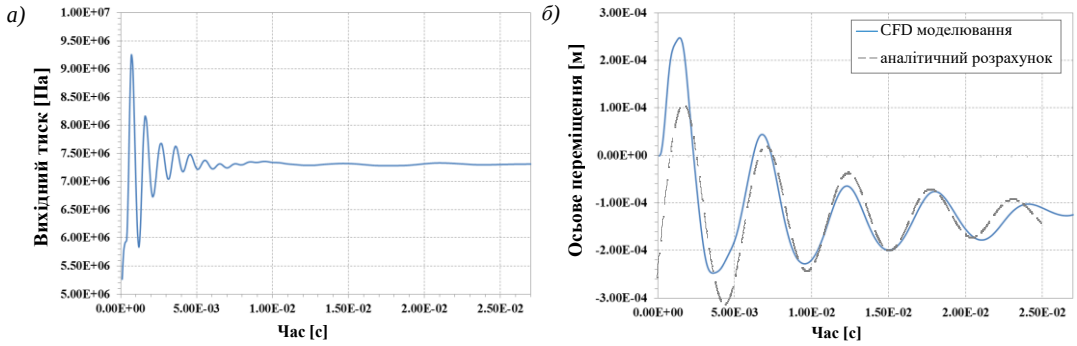


Рисунок 4.66 - Перехідні характеристики (тиск на виході (*а*) та осьове переміщення (*б*)) для односідельного РПТ

Числовий розрахунок (рис. 4.65 *б*) підтверджує недостатню динамічну жорсткість рухомої частини РПТ (випадкова сила збурення, яка дорівнює 150 Н, зміщує рухому частину регулятора на $1{,}18\cdot10^{-3}$ м). Збільшення жорсткості пружини призводить до зменшення величини перерегулювання, але погіршує статичні характеристики регулятора.

На рис. 4.66 *а,б* показано процес затухання коливань односідельного РПТ з демпфуючою камерою з такими геометричними параметрами: висота камери *H*=20 мм, довжина *L*=14 мм і діаметр *d*=0,85 мм ламінарного дроселя потоку. Граничними умовами був тиск на вході $p_e = 8.0$ МПа, тиск на виході $p_1 = 7.3$ МПа і температура на вході T=298 К регулятора. У цьому випадку робоча різниця тиску на регуляторі становила $dp = 0.04$ МПа і різниця тиску на золотниковому клапані становила $Dp = 0.7$ МПа. Для підвищення ефективності процесу регулювання необхідно встановити опір на вихідному каналі у відповідності до робочої витрати регулятора. Значення опору вхідних каналів слід вибирати так, щоб на них не було падіння тиску.

Існують більш точні методи обчислювальної гідродинаміки, які дозволяють виконувати досить складні газодинамічні розрахунки РПТ з урахуванням динамічної поведінки золотника з аналізом перехідних процесів і технологією деформованої сітки, але вони не можуть працювати зі складними геометричними конфігураціями і мають деякі обмеження в похибках негативного об’єму сітки при значних рухах золотника [357]. У той же час порівняння CFD моделювання та аналітичного розрахунку дало хороший збіг

як за амплітудою, так і частотою коливань (рис. 4.66 *б*). Коливання мають швидке затухання з відносно низькою амплітудою і частотою, що пов'язано в першу чергу зі значною демпфуючою здатністю камери регулятора.

На рис. 4.67 *а,б* наведено поля тиску і температури в моделі односідельного РПТ з повністю відкритим положенням золотника, робочим середовищем є реальний газ – метан (CH4) при температурі 353 К (з дроселюванням - без конденсації). Тиск на вході - 6,195 МПа, на виході - 4,27 МПа. Результати розрахунків показують, що максимальні падіння тиску, температури і відповідно швидкості відбуваються на виході прохідної частини сідла золотника. Максимальна швидкість CH4 вища, ніж повітря. Проте масова витрата менше для CH4 - 0,172 кг/с ніж для повітря - 0,24 кг/с, а режим витікання докритичний (число Маха не перевищує 0,8). Видно, що на виході з прохідної частини золотника температура падає до 40 °С. Обчислювальними дослідженнями встановлено, що при вхідному тиску до 9,2 МПа використання реального газу як робочого середовища істотно не впливає на статичні та динамічні характеристики РПТ.

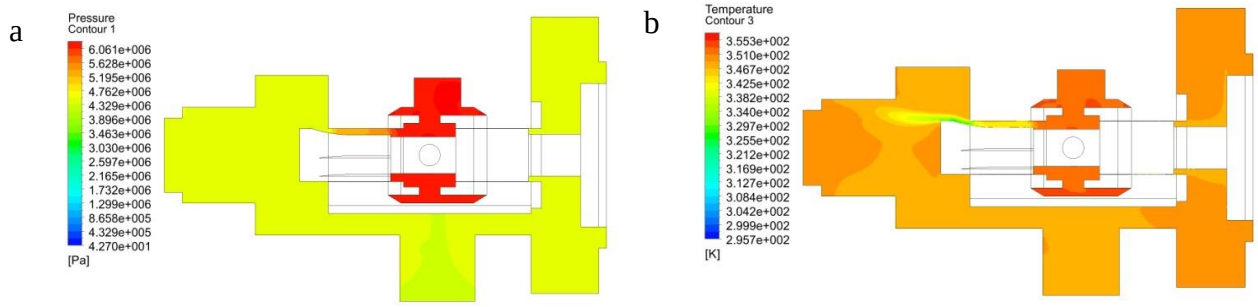


Рисунок 4.67 - Поля тиску (*а*) і температури (*б*) в моделі односідельного РПТ

В результаті проведеного аналізу на основі комплексних чисельних та експериментальних досліджень розроблено аналітичний метод розрахунку характеристик РПТ газу прямої дії для системи СГУ, який дозволяє вибудуватися від можливого режиму динамічної нестійкості та забезпечити підтримку необхідного перепаду тиску для загального діапазону роботи компресора. Методика аналізу статичних і динамічних характеристик регулятора базується на розв’язанні рівнянь масових витрат і сил, що діють на

рівновагу золотника, одномасової динамічної моделі рухомої частини та балансу масових витрат у верхній і нижніх камерах із застосуванням аналітичних методів теорії автоматичного керування.

За результатами дослідження можна зробити такі висновки:

1. Значний вплив на статичні характеристики РПТ має провідність живильного каналу. Таким чином, за умови значного опору вхідного дроселя суттєво змінюється перепад тиску dp через регулятор в залежності від перепаду тиску Dp на золотнику. Крім того, забезпечується досить вузький діапазон змінення перепаду тиску Dp на золотнику в діапазоні можливого осьового ходу U золотника, який визначений конструкцією золотника.

2. Очевидно, що необхідна розрахункова масова витрата забезпечується площею прохідного перетину золотника, а робочий перепад тиску на регуляторі визначається регулюванням пружин. Існуючі розрахункові розміри площі прохідного перетину золотника досліджуваної односідельної конструкції регулятора без турбулентного дроселя на вході, а також регулювальні зусилля, створювані конфігурацією пружини, відповідають досить широкому робочому діапазону значень перепадів тиску.

3. Теоретичні та експериментальні дослідження осьових коливань показують, що при перепаді тиску на золотнику більше 2,4 МПа при постійних зовнішніх впливах можлива втрата стійкості рухомої частини РПТ без демпфуючої камери.

4. Демпфуюча камера при правильному виборі її геометрії забезпечує необхідне послаблення вібраційного процесу. Таким чином, основними характеристиками демпфуючої камери, що впливають на динамічні характеристики, є висота H камери, діаметр діафрагми та розміри дроселя ламінарного потоку d and L. Зменшення висоти, збільшення площі діафрагми, а також збільшення опору дроселя демпфуючої камери призводять до покращення динамічних характеристик і стійкості.

5. Провідність вхідних і вихідних дроселів впливає на динамічну жорсткість системи, а також на значення перерегулювання. Збільшення опору

вхідного і вихідного дроселів призводить до зниження жорсткості системи і збільшення величини перерегулювання. Тому опір вихідного каналу необхідно встановлювати у відповідності до робочої витрати регулятора, а опір вхідних каналів слід вибирати так, щоб на них не виникало падіння тиску.

6. Газодинамічні розрахунки показали відсутність вихрових зон і нестаціонарностей в конструкції односідельного регулятора з конфузорними каналами в порівнянні з двосідельним регулятором, одним із дроселюючих каналів золотника якого є дифузорний канал.

7. CFD розрахунки показали, що практично при всіх робочих значеннях перепадів тиску, режим течії середовища в регуляторі є докритичним.

8. Числовий розрахунок підтверджує недостатню динамічну жорсткість рухомої частини РПТ. Збільшення жорсткості пружин зменшує величину перерегулювання, але погіршує статичні характеристики регулятора.

9. Порівняння аналітичного розрахунку та CFD моделювання процесу демпфованих коливань односідельного РПТ з демпфуючою камерою дало хороший збіг як за амплітудою, так і частотою коливань. Статичні характеристики для двосідельного РПТ з турбулентним дроселем потоку на вході з достатньою точністю (максимальна відносна похибка до 10%) є наближеними до експериментальних даних, отриманих на стенді. Результати динамічного розрахунку при стійкому режимі автоколивань добре узгоджуються з експериментом.

Висновки до розділу 4

1. Представлена методика числового розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя за методів обчислювальної механіки, результати розрахунків добре узгоджується з експериментальними даними і демонструють розподіли контактних тисків у парі тертя.

2. Числова модель на основі рівняння Арчарда враховує вплив робочого тиску і швидкості обертання на інтенсивність зношування втулки вала сальниковою набивкою. Її можна використовувати для прогнозування зношення поверхонь захисних втулок та терміну служби торцевих сальникових ущільнень.

3. Дослідження конструкції упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки показало, що завдяки скребкам частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки, що дозволило 2,25 рази збільшити несучу здатність досліджуваного підшипника при подібній максимальній температурі (різниця 8 ^{0}C, 9 %) та моменті тертя (різниця 1,6 Нм, 27 %) в порівнянні з традиційною конструкцією підшипника при однакових геометричних розмірах.

4. При CFD-моделюванні кулькових підшипників розглянуто турбулентну течію кріогенного середовища (однорідна бінарна суміш азоту, рідина-пар) у обертовій області з прецесійним рухом сепаратора та обертовими кульками при різних швидкостей обертання. Граничні умови: швидкість обертання; вхідна масова витрата, температура, тиск; та середня траєкторія прецесії сепаратора взята з існуючого експерименту. Дослідження було зосереджено на аналізі динамічних сил рідини, які діють між обертаючимися кульками, і прецесуючим сепаратором, а також між прецесуючим сепаратором та обертовою внутрішньою та нерухомою зовнішнішньою доріжками кріогенного кулькового підшипника. В результаті проведено порівняння результатів моделювання та експерименту моменту тертя при різних швидкостях обертання в умовах гідродинамічного змащення. Тепловий аналіз проводився з адіабатичними стінками і не враховував теплообмін між рідиною і твердими тілами. Отримано розподіли ліній току, тиску, температури та масової частки рідкого азоту, що дає змогу краще зрозуміти явища гідродинамічного змащення кріогенним середовищем.

5. Проведено розрахунковий аналіз нестаціонарного потоку газу в зазорі торцевих запірних імпульсних ущільнень з безперервним підводом і з внутрішніми живильниками. Показано вплив величини зазору, глибини камери і провідності дроселя на пульсації тиску в камерах і на міжкамерних поясках на перепад тиску між запірним і ущільнювальним середовищем.

6. Виконано верифікацію методики числового розрахунку с результатами експерименту для модифікованого запірного імпульсного ущільнення. Отримано достатньо гарне співпадіння за величиною витоків і розкриваючої сили. Збільшення швидкості обертання вала зменшує різницю між експериментально і розрахунково отриманою величиною температури. Це пояснюється особливостями проведення експерименту. Збільшення величини зазору як і в інших конструкціях газових ущільнень призводить до плавного падіння розкриваючої сили і гідростатичної жорсткості при суттєвому рості витоків.

7. Аналіз теплових деформацій кілець запірного імпульсного ущільнення показав, що вони можуть суттєво впливати на величину і форму торцевого зазору. Тому це необхідно враховувати при подальших розрахунках пружно-гідродинамічної задачі. Температура суттєво впливає на деформації. При робочих режимах зазор має зі сторони ущільнювального тиску і затворної канавки на більшому радіусі конфузорну форму, на виході, тобто на внутрішньому радіусі має дифузорну форму. Більш суттєва зміна зазору по радіусу відбувається для статорного аксіально-рухомого кільця. Деформована поверхня в місті пояска камер має випуклу форму. Амплітуда змінення деформацій в окружному напрямку між двома сусідніми живильниками на вихідному дроселюючому пояску є незначною. Тому стає зрозумілим, що деформації, як в окружному, так і в радіальному напрямках не є критичними, і також не виникає ризик утворення суттєвої хвилястості поверхні та її впливу на працездатність ущільнювального вузла.

8. Аналіз динамічних коефіцієнтів запірного імпульсного ущільнення показав, що збільшення швидкості обертання призводить до зменшення

жорсткостей і демпфірувань, а збільшення тиску навпаки до збільшення. В порівнянні з іншими конструкціями газодинамічних ущільнень запірні імпульсні ущільнення мають дещо менші жорсткості, але на порядок більші демпфування. Це пояснюється механізмом створення гідродинамічного тиску в зазорі і більшою глибиною камер.

9. Проведено розрахунковий аналіз торцевої пари зі спіральними канавками. Виконано порівняння результатів розрахунку, які отримані за допомогою числового розв'язання рівняння Рельнольдса для змазки, числового розв'язання рівняння Навьє-Стокса та результатів експерименту, яке дало задовільне співпадіння. Аналіз результатів розрахунку показує, що сила гідродинамічного розвантаження значно збільшується зі зменшенням зазору та мало змінюється при збільшені глибини канавки і частоти обертання. Коефіцієнт тертя збільшується зі збільшенням зазору та глибини канавки. При більшому куті спіральної канавки розділення поверхонь відбувається при більшій частоті обертання.

10. Газодинамічні розрахунки показали відсутність вихрових зон і нестаціонарностей в конструкції односідального регулятора з конфузорними каналами в порівнянні з двосідельним регулятором, одним із дроселюючих каналів золотника якого є дифузорний канал. Числові гідродинамічні розрахунки показали, що практично при всіх робочих значеннях перепадів тиску, режим течії середовища в регуляторі є докритичним. Числовий розрахунок підтверджує недостатню динамічну жорсткість рухомої частини регулятора. Збільшення жорсткості пружин зменшує величину перерегулювання, але погіршує статичні характеристики регулятора перепаду тиску.

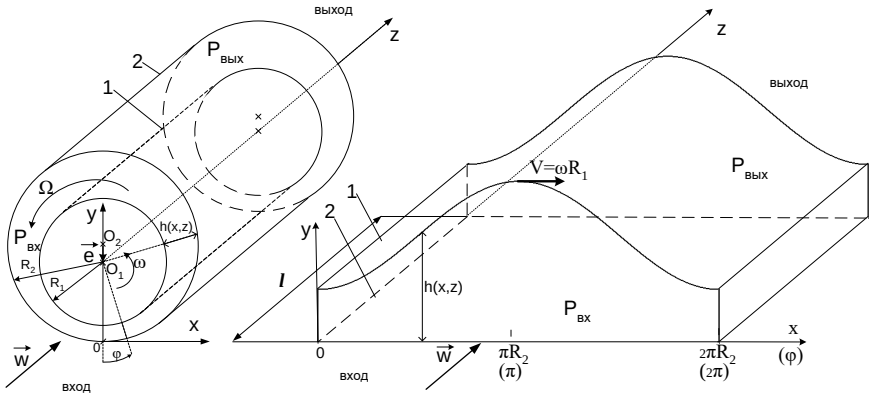
РОЗДІЛ 5 ЧИСЛОВІ МОДЕЛІ АНАЛІЗУ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РІДИННИХ ШПАРИННИХ І ТОРЦЕВИХ ГАЗОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ТА МЕТОДИКИ ІНЖЕНЕРНОГО РОЗРАХУНКУ

Основні результати досліджень за відповідним розділом відображено в наступних публікаціях [154,191,192,300,307,370,375,378,383,385-389,393,394,396,406,413,414,420,429,434,435,438,439,444,448] за особистим внеском здобувача.

5.1 Розв’язання двовимірної задачі течії рідини в шпаринному ущільненні

5.1.1 Постановка задачі

Загальною математичною моделлю для опису руху суцільної в'язкої рідини є рівняння Навье-Стокса. У випадку турбулентної течії використовують рівняння Навье-Стокса, які усереднюються за Рейнольдсом. При розв’язанні задачі течії рідини в шпаринному ущільненні доводиться вводити припущення, яке засноване на тому, що радіальний зазор h набагато менше радіусу ущільнення і його довжини ($(h << R_1,\ h << l)$ (рис. 5.1 *а*). Передбачається, що густина ρ , в'язкість μ і температура рідини залишаються постійними величинами [358,359].



а) *б)*

Рисунок 5.1 – Схема *а)*, розгортка зазору шпаринного ущільнення *б)*

Розглядається задача течії рідини в гладкій шпарині під дією заданого перепаду тиску Δp . Ротор зміщений відносно осі втулки на величину ексцентриситету e і виконує прецесійний рух з частотою Ω, власна частота обертання ротора – ω (рис. 5.1, 5.2).

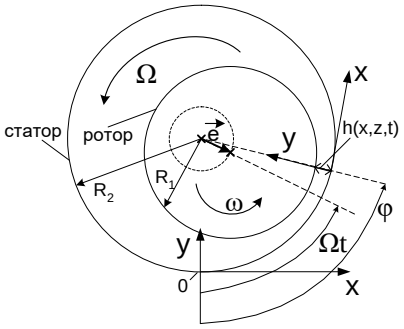


Рисунок 5.2 – Схема прецесійного руху ротора у шпаринному ущільненні

Для розв'язання задачі використовується декартова система координат, яка пов'язана з нерухомим статором. Зазор ущільнення h розвертається на площині (($x = \varphi \cdot R_2$) (рис 5.1 *а,б*, 5.2). Зазор шпаринного ущільнення у багато разів менше його радіусу, тому вплив кривизни можна вважати несуттєвим [358,359]. Тоді функцію зазору, а також функції x -их і y -их компонент швидкості на стінці ротора можна представити у наступній формі:

$$h = R_2 - R_1 - e \cdot \cos(\Omega t - \frac{x}{R_2}) \tag{5.1}$$

$$\upsilon_x = R_1\omega + e \cdot \Omega \cdot \cos(\Omega t - \frac{x}{R_2}) \tag{5.2}$$

$$\upsilon_y = e \cdot \Omega \cdot \sin(\Omega t - \frac{x}{R_2}) \tag{5.3}$$

Рівняння Навье-Стокса, які усереднені за Рейнольдсом, після оцінки порядку членів, мають вигляд [358]:

$$\begin{cases} \rho\left(\dfrac{\partial u}{\partial t} + u\dfrac{\partial u}{\partial x} + v\dfrac{\partial u}{\partial y} + w\dfrac{\partial u}{\partial z}\right) = -\dfrac{\partial \overline{p}}{\partial x} + \mu\dfrac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \rho\dfrac{\partial}{\partial y}\overline{u'v'}; \\ \dfrac{\partial p}{\partial y} = 0; \\ \rho\left(\dfrac{\partial w}{\partial t} + u\dfrac{\partial w}{\partial x} + v\dfrac{\partial w}{\partial y} + w\dfrac{\partial w}{\partial z}\right) = -\dfrac{\partial \overline{p}}{\partial z} + \mu\dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \rho\dfrac{\partial}{\partial y}\overline{w'v'}. \end{cases} \tag{5.4}$$

Одержана система рівнянь доповнюється рівнянням нерозривності:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0; \tag{5.5}$$

Рівняння Рейнольдса і рівняння нерозривності усереднюють по зазору ущільнення і переходять до розв'язання двомірної задачі, оперуючи швидкостями і тиском осередненими по зазору. Для усереднення по зазору конвективних членів рівнянь, необхідно використовувати гіпотезу про профіль швидкості.

Рівняння Рейнольдса і рівняння нерозривності усереднені по зазору ущільнення представлені формулами:

$$\begin{gathered}
\rho\left(\frac{\partial\overline{u_p}}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(a_1\cdot\overline{u_p}^{\,2}+b_1\cdot\overline{u_p}\cdot\kappa\cdot\upsilon_x+c_1\cdot\kappa^2\cdot\upsilon_x{}^2)+\frac{\upsilon_x\cdot\upsilon_y}{h}+\right.\\
\left.+\frac{\partial}{\partial z}(a_1\cdot\overline{u_p}\cdot\overline{w}+d_1\cdot\overline{w}\cdot\kappa\cdot\upsilon_x)\right)=-\frac{\partial\overline{p}}{\partial x}-\frac{\mu\cdot k_x}{h^2}\cdot\overline{u_p}\cdot Sign\Phi\\
\rho\left(\frac{\partial\overline{w}}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial z}(a_1\cdot\overline{w}^2)+\frac{\partial}{\partial x}(a_1\cdot\overline{u_p}\cdot\overline{w}+d_1\cdot\overline{w}\cdot\kappa\cdot\upsilon_x)\right)=-\frac{\partial\overline{p}}{\partial z}-\frac{\mu\cdot k_z}{h^2}\cdot\overline{w}\\
h\frac{\partial\overline{u_p}}{\partial x}+u_p\frac{\partial h}{\partial x}+h\frac{\partial\overline{w}}{\partial z}+w\frac{\partial h}{\partial z}=-\overline{u_c}\frac{\partial h}{\partial x}+\upsilon_x\frac{\partial h}{\partial x}-\upsilon_y
\end{gathered} \tag{5.6}$$

де $\overline{u_p}$ – окружна напірна швидкість осереднена по зазору; $\overline{u_c}$ – окружна зсувна швидкість осереднена по зазору (вважається, що $\overline{u_c}=0.5\cdot\omega\cdot R_1$); $\overline{w}$ – осьова напірна швидкість осереднена по зазору; $\overline{p}$ – тиск усереднений по зазору; υ_x, υ_y – x-а і y-а компоненти швидкості на стінці ротора; k_x, k_z – модифіковані коефіцієнти опору тертя [358,359].

Математична модель течії рідини у шпаринному ущільненні описується рівнянням (5.6). Шуканими величинами є тиск $\overline{p}=f(x,z,t)$ і швидкості $\overline{u_p}=f(x,z,t)$, $\overline{w}=f(x,z,t)$. Дана система рівнянь відноситься до класу нелінійних диференціальних рівнянь, одержати аналітичне рішення для яких можливо лише в окремих випадках.

5.1.2 Числовий аналіз

Розроблені алгоритми реалізовані у вигляді програм в математичному пакеті Maple 6.0, за допомогою яких були виконані чисельні розрахунки для ущільнення з наступними параметрами (таблиця 5.1) [358].

Таблиця 5.1 – Параметри кільцевого шпаринного ущільнення

Діаметр валу, мм	$D = 2 \cdot R_1$	152.4
Довжина, мм	l	30.48; 76,2
Середній зазор, мм	h	0.1905
Перепад тиску, МПа	ΔP	3.44
Частота обертання валу, Гц	ω	60
Густина, кг/м^3	ρ	1000
Динамічна в'язкість, Па·с	μ	0.001295
Коефіцієнт втрат на вході	$\xi_{âõ}$	1.1
Коефіцієнт попередньої закрутки	κ	1; 1,5

Для випадку, коли швидкість прецесійного обертання вала дорівнює $\Omega = 60\,\text{Гц}$ у момент часу $t = 0.03$ с в результаті розрахунків були отримані розподіли тиску, осьової і повної окружної швидкості у шпаринному ущільненні.

Для визначення коефіцієнтів жорсткості і демпфування необхідно провести серію розрахунків для щонайменш трьох значень швидкості прецесії. Як приклад, до таблиці 5.2 зведені значення радіальної і тангенціальної сил для ущільнення з параметрами $l / D = 0.2,\ \kappa = 1.$

За результатами проведених розрахунків виконується інтерполяція радіальної сили F_r – поліномом другого порядку відносно частоти прецесії і дотичної сили F_τ – поліномом першого порядку.

Таблиця 5.2 – Значення радіальної і тангенціальної сил

Ω, Гц	F_r, Н	F_τ, Н
-60	352,2	66,7
0	343,2	-125,3
30	331,3	-221,9
60	316,9	-319,6

При виконанні розрахунків були отримані результати, що свідчать про обмеженість використання методу Ньютона для розв’язання задачі течії в щілині з $l / D > 0.2$, яка обумовлена накопиченням похибки числових розрахунків. Тому у якості основного методу розрахунку необхідно

використовувати метод малих збуджень, який не дивлячись на простоту реалізації, дає необхідну точність розрахунків [358].

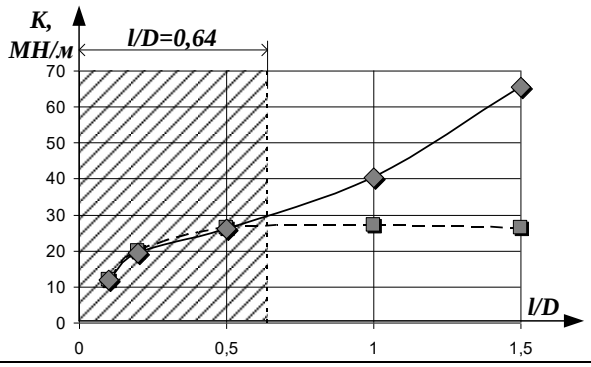
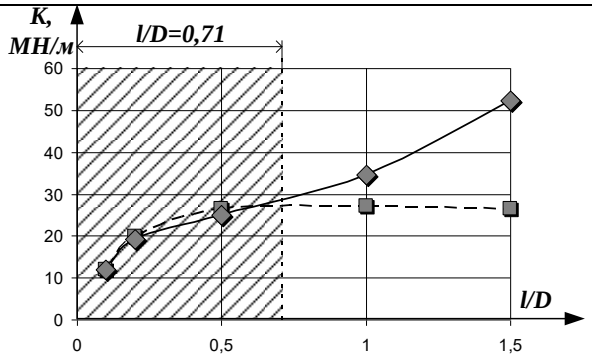
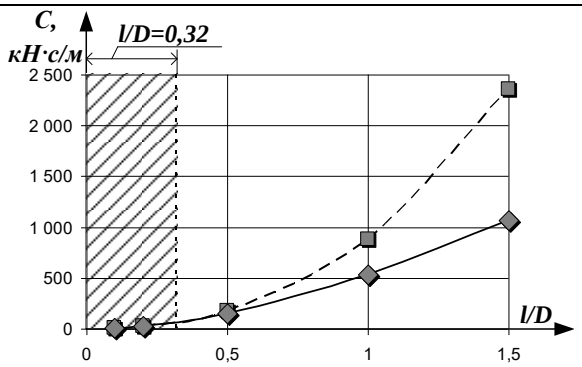
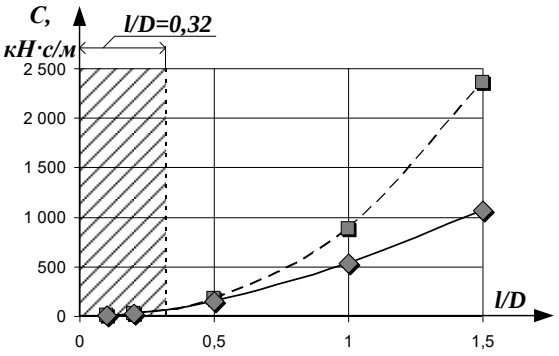
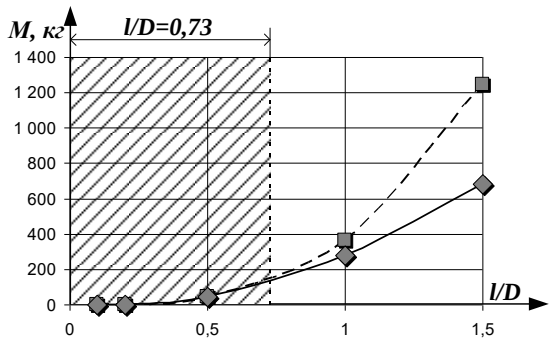
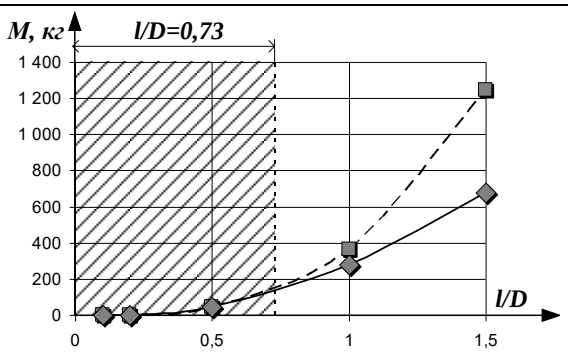
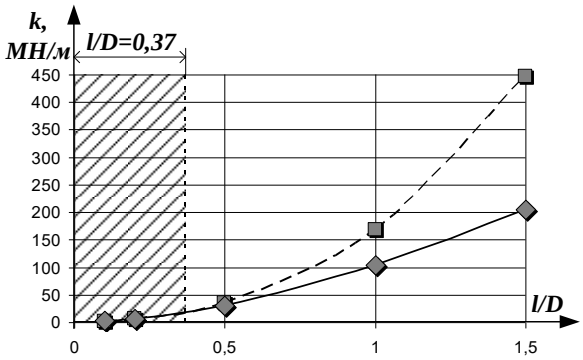
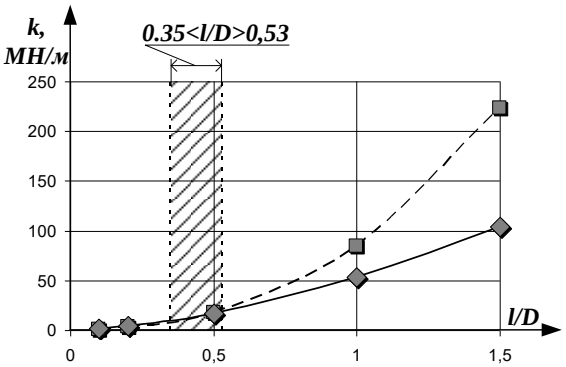
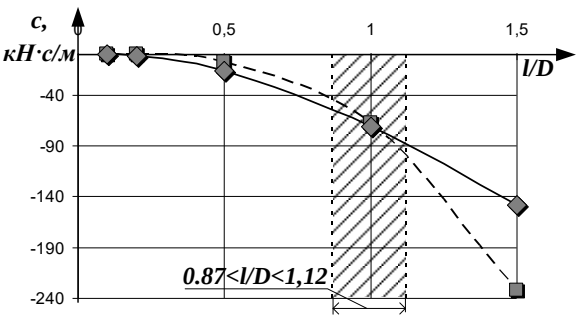
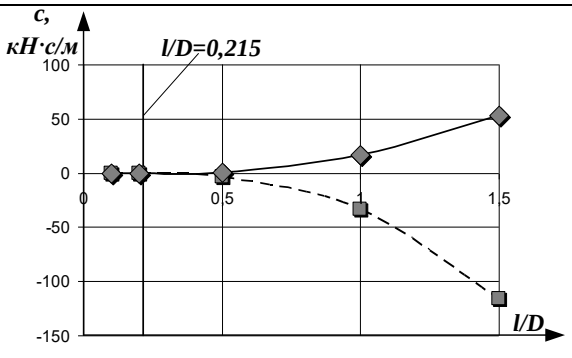
Таблиця 5.3 – Порівняльний аналіз

	K, МН/м	k, МН/м	C, кН·с/м	c, кН·с/м	M, кг
$l/D=0.2,\ \kappa=1$					
San Andres (1991)	19,35	-0,147	22,17	1,12	4,34
Childs (1983b) F-L	19,82	2,64	26,97	1,2	5,99
Метод Ньютона	18,0	-6,57	26,886	-2,477	3,08
Метод малих збуджень	20,38	7,27	30,1	1,238	1,36
$l/D=0.2,\ \kappa=1.5$					
San Andres (1991)	19,42	4,13	22,19	1,19	4,27
Childs (1983b) F-L	18,65	4,21	22,35	1,20	3,20
Метод малих збуджень	19,31	6,92	29,11	-1,253	1,69
$l/D=0.5,\ \kappa=1$					
San Andres (1991)	22,82	16,38	136,9	13,62	42,49
Childs (1983b) F-L	22,92	10,41	136,9	14,47	46,77
Метод малих збуджень	26,14	30,65	148,7	15,82	43,14
$l/D=0.5,\ \kappa=1.5$					
San Andres (1991)	22,20	25,51	136,90	15,95	42,23
Childs (1983b) F-L	22,08	25,70	136,20	17,61	46,73
Метод малих збуджень	24,19	16,55	149,1	342	42,9

Розрахункові значення коефіцієнтів прямої K та перехресної жорсткості k, прямого C та перехресного демпфування c, приєднаної маси рідини M представлені в таблиці 5.3. Також для порівняння приведені результати розрахунків, які виконані Сан Андерсом і Чайлдсом для тієї ж геометрії ущільнення.

Метод малих збуджень дозволяє розв’язувати задачу як для моделі «короткої», так і «довгої» щілини, і дає можливість дослідити межі застосування спрощеної моделі. В таблиці 5.4 наведені графіки залежностей динамічних коефіцієнтів від довжини ущільнення. Суцільна лінія відповідає коефіцієнтам розрахованим за моделлю «довгої» щілини, штрихова – «короткої». Заштрихованим прямокутником позначена зона де розбіжність величин коефіцієнтів не перевищує 10%.

Таблиця 5.4 – Графіки залежностей динамічних коефіцієнтів

$\kappa = 1$	$\kappa = 1.5$
	
	
	
	
	

5.2 Параметричний і динамічний аналіз безконтактних газових торцевих ущільнень з модифікованими поверхнями

5.2.1 Предмет дослідження

На основі роботи [360] вибрано схему безконтактного газового торцевого ущільнення типу FMS (flexible mounted stator) (рис. 5.3).

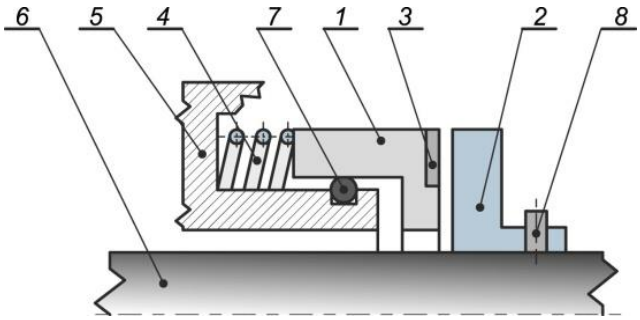


Рисунок 5.3 - Схематичний перетин безконтактного газового торцевого ущільнення; 1 – статор, 2 – ротор, 3 – канавка, 4 – пружина, 5 – корпус, 6 – вал, 7 – ущільнювальне кільце, 8 – штифт

Ущільнення складається з двох кілець, одне з яких статор *1* гнучко встановлений в корпусі, а інше ротор *2*, що обертається разом з валом *6* відцентрової машини. Осьовий зазор між взаємодіючими поверхнями заповнений ущільнювальним середовищем і створює невеликий газовий шар (декілька мікрометрів). Плівка газу має визначені пружні та демпфуючі властивості, які викликають передачу коливань від ротора до статора. Якщо торцеві поверхні кілець паралельні одна одній, це означає, що вони рухаються синхронно, а зазор має практично постійне значення, близьке до номінального значення h_o. Проте, як правило, помилки в роботі або монтажі, або прогин вала під час роботи, призводять до деякого зміщення ущільнювальних кілець. І як наслідок, вони створюють додаткові коливання (осьові та кутові), які передаються від ротора.

Такі вібрації викликають збудження статора і в результаті робота ущільнення може стати динамічно нестійкою. У крайніх випадках може виникнути небажаний ефект, а саме: співударяння кілець ущільнення.

5.2.2. Математична модель безконтактного ущільнення

Математична модель безконтактного газового торцевого ущільнення представляє собою послідовність диференціальних рівнянь. Тобто рівнянь, які описують коливання гнучко встановленого в корпусі кільця (статора), рівнянь, що описують рух плівки рідини, а також рівняння безперервності течії (рівняння збереження маси).

У статтях, які стосуються безконтактних газових торцевих ущільнень, наприклад, у статтях [361–363], під час підготовки математичних моделей приймаються конкретні припущення, які включають:

- вісесиметричне описання процесу,
- ламінарна течія в зазорі,
- процеси відбуваються при постійній температурі (ізотермічна течія),
- постійна в'язкість середовища,
- властивості середовища як ідеального газу.

Для таких спрощених умов рівняння руху та рівняння безперервності можуть бути зведені до одного рівняння, яке описує розподіл тиску в зазорі безконтактного торцевого ущільнення, що у відповідній літературі називається рівнянням Рейнольда [360,364].

$$\vec{\nabla}\left[ph^3\,\vec{\nabla}\rho - 6\mu\omega rph\vec{e}_\theta\right] = 12\mu\frac{\partial(ph)}{\partial t} \tag{5.7}$$

$$p(r,\theta)|_{r-ri} = p_i; p(r,\theta)|_{r-r0} = p_0 \tag{5.8}$$

$$p(r,\theta)|_{\theta-0} = p(r,\theta)|_{\theta-2\pi} \tag{5.9}$$

Рівняння (5.7) є нелінійним рівнянням, яке описує змінення тиску в зазорі як в радіальному, так і в окружному напрямку. При чому розв'язання такого рівняння із застосуванням аналітичних методів є досить складним. Тому для розв'язання рівняння Рейнольдса використовується метод скінченних об'ємів.

Беручи до уваги залежність (5.7), можна стверджувати, що розподіл тиску в зазорі залежить від усіх параметрів, які входять у рівняння, але головним чином від функції, що описує висоту зазору. Як було зазначено вище, взаємодіючі поверхні торцевих кілець знаходяться на певній відстані h_o одна

від одної, що є результатом рівноваги сил, які діють на систему кілець. Крім того відомо, що під час роботи вузла, як ротор, так і статор сприймають осьові та кутові коливання. Це представляється у вигляді залежностей, які описують відстань будь-якої точки, розташованої на поверхнях кілець, до початку інерційної системи координат, для поверхні статора і ротора відповідно:

$$h^s = z^s + r \cdot \left(\alpha_x^s \cdot \sin(\theta) - \alpha_y^s \cdot \cos(\theta)\right) - h_g(r,\theta) \tag{5.10}$$

$$h^r = h_0 + z^r + r \cdot \left(\alpha_x^r \cdot \sin(\theta) - \alpha_y^r \cdot \cos(\theta)\right) \tag{5.11}$$

Віднімаючи наведені вище залежності одна від одної, отримано рівняння, яке описує функцію висоти осьового зазору, що враховує номінальну відстань між взаємодіючими поверхнями.

$$h(r,\theta) = |h^r - h^s = h_0 + (z^r - z^s) +$$

$$+r \cdot \left((\alpha_x^r - \alpha_x^s) \cdot \sin(\theta) - \left(\alpha_y^r - \alpha_y^s\right) \cdot \cos(\theta)\right) + h_g(r,\theta) \tag{5.12}$$

У моделі, яка розглядається, передбачається, що роторне кільце, рухаючись разом з валом машини, створює гармонійні кутові коливання α_x^r; α_y^r – у вигляді:

$$\alpha_x^r = \alpha^r \cos(\omega t);\ \alpha_y^r = \alpha^r \sin(\omega t) \tag{5.13}$$

$$\dot{\alpha}_x^r = -\omega\alpha^r \sin(\omega t), \dot{\alpha}_y^r = \omega\alpha^r \cos(\omega t) \tag{5.14}$$

Параметри α_x^s ; α_y^s є відкликом у вигляді кутових коливань статора. Вищезазначені залежності також випливають з початкових умов для кутових і осьових переміщень при *t*=0.

5.2.3 Кінематичні зусилля в газовому торцевому ущільненні

Під час роботи відцентрової машини пружно-закріплене в корпусі кільце під дією кінематичних зусиль, створюваних контркільцем, жорстко з’єднаним з валом машини, здійснює складний рух. Його можна описати системою звичайних диференціальних рівнянь у формі:

$$m\ddot{z}^s + c\dot{z}^s + kz^s + F_{zeq} = F_z$$

$$J\ddot{\alpha}_x^s + c_k\dot{\alpha}_x^s + k_k\alpha_x^s - M_{xi} - M_{xeq} = M_x$$

$$J\ddot{\alpha}_y^s + c_k\dot{\alpha}_y^s + k_k\alpha_y^s - M_{yeq} = M_y \tag{5.15}$$

Рівняння руху кільця, гнучко встановленого в корпусі статора, записано в інерційній системі координат *XYZ*, як і у роботі [362]. Константи *c*; *k* означають відповідно: коефіцієнт демпфування та коефіцієнт осьової жорсткості, а c_k, k_k – коефіцієнт демпфування та коефіцієнт кутової жорсткості. Ці коефіцієнти залежать від пружності та демпфувальних властивостей елементів кріплення статора (рис. 5.3) і пов'язані між собою такими залежностями [365,362, 364]:

$$c_k = \frac{1}{2} c r_s^2, k_k = \frac{1}{2} k r_s^2 \tag{5.16}$$

5.2.4 Параметри герметизації

Топографія поверхонь представлена в таблиці 5.5. У таблиці 5.6 представлені дані, які необхідні для проведення числового аналізу для обраних робочих параметрів і геометричних модифікацій поверхні.

Таблиця 5.5 – Геометрія газового торцевого ущільнення

P0	P1	P2	P3

Таблиця 5.6 – Характеристичні параметри газового торцевого ущільнення

Base Case (reference case)	ω[rad/s]		$\beta = \delta_{\frac{h_g}{r_o - r_i}}$[rad] where $\delta = \frac{h_g}{h_o}$		k [N/m] c [N·s/m]	
$\omega = 2000$[rad/s] $\mu = 1.8(10^{-5})$[Pa s] $h_o = 6(10^{-6})$[m] $p_i = 1(10^5)$[Pa] $p_o = 2(10^5)$[Pa] $r_i = 0.048$[m] $r_o = 0.060$[m] $r_g = r_m = 0.5(r_i + r_o)$ $\delta = 0.5$ $m = 1$ $J = 0.0018$[kg m²] $k = 5(10^5)$ [N/m] $c = 300$[Ns/m] $\alpha' = \alpha'' = 0.15$[m rad] $n_g = 6$	A0	$\omega = 1300$[rad/s]	B0	$\delta = 0$	C0	$k = 0$ [N/m] $c = 0$[N·s/m]
	A1	$\omega = 1700$[rad/s]	B1	$\delta = 1$	C1	$k = 5(10^5)$ [N/m] $c = 0$[N·s/m]
	A2	$\omega = 2500$[rad/s]	B2	$\delta = 2$	C2	$k = 5(10^5)$ [N/m] $c = 600$[N·s/m]
	A3	$\omega = 2900$[rad/s]	B3	$\delta = 3$	C3	$k = 9(10^5)$ [N/m] $c = 300$[N·s/m]

Активац
Перейдіть

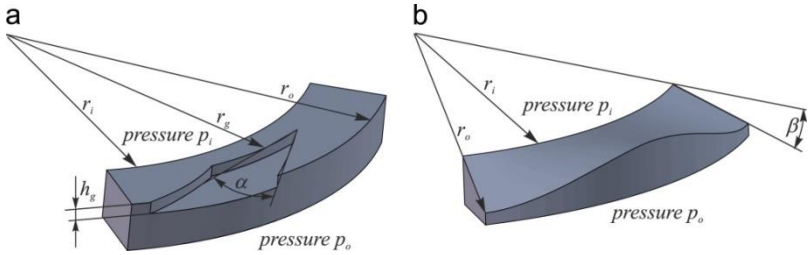


Рисунок 5.4 - Геометрія кілець: (*а*) поверхня зі спіральною канавкою, (*б*) хвиляста поверхня

5.2.5 Аналіз отриманих результатів

Представлена математична модель розв’язується чисельно з урахуванням даних включених до Таблиці 5.6.

На рис. 5.4 зображено геометрію двох із чотирьох досліджуваних поверхонь. Для поверхонь зі спіральними каналами *P*1 (рис. 5.4 *а*), кривизна яких описується залежністю $r=r_i \cdot e^{\theta \tan(\alpha)}$ і кут α може змінюватися $0<\alpha<180°$.

Прийнято, як і в роботі [365], що $\alpha = 20°$ з коефіцієнтом $\gamma=w_g/w_g+w_l=0{,}5$ відповідає відношенню ширини гладкої поверхні до ширини канавки.

Величина куту $\alpha=90°$ відповідає поверхні *P*3 (рис. 5.4 *б*) [366]. Як показано в таблиці 5.6, параметром, який описує нахил поверхні кільця, є кут β, який у базовому випадку становить $\beta=2.5\cdot10^{-4}$ рад [367,368].

5.2.5.1 Вплив кутової швидкості

На рис. 5.5 можна спостерігати, що відносне перекошення кілець збільшується разом із збільшенням кутової швидкості вала. Це особливо важливо для екстремальних випадків *A*0 і *A*3, тобто при мінімальній та максимальній досліджуваній кутовій швидкості. Значне збільшення відносного перекошення ущільнювальних кілець $\gamma_{rel} \cdot r_o/h_o$ призводить до суттєвого збільшення витоків.

Кутова швидкість є одним з найважливіших параметрів, які характеризують роботу відцентрових машин. Одним із способів підвищення їх ефективності є збільшення кутової швидкості. Однак цей метод є обмеженим. Збільшення кутової швидкості призводить до збільшення кутової амплітуди гнучко встановленого в корпусі кільця. Це небажане явище не тільки через можливість втрати стійкості системи кілець, що може спричинити їх взаємне зіткнення, це також підвищує витоки.

Також можна побачити (рис. 5.5), що значною мірою змінення кутової швидкості впливає на коливання кілець практично для всіх досліджуваних поверхонь. Для кутової швидкості, яка становить ω=1300 рад/с, у випадку *A*0,

можна помітити, що $\gamma_{rel} \cdot r_o/h_o$ приймає значення, наближені до нуля. Це свідчить про стійку роботу системи кілець.

Зі збільшенням кутової швидкості збільшується і амплітуда кутових коливань. Для кутової швидкості ω=2900 рад/с параметр $\gamma_{rel} r_o/h_o$ досягає найбільшого значення у випадку поверхні з конусністю *P*0 і вплив кутового перекошення (рис. 5.5 *б*) становить майже 1,6. А для поверхні з хвилястістю *P*2 вплив кутового перекошення (рис. 5.5 *е*) становить 1,2. Поверхня зі спіральною канавкою *P*1 (рис. 5.5 *г*) виявляє найменшу «чутливість» до змінення кутової швидкості, тому що амплітуда кутових коливань не перевищує 0,65 для випадку *A*3, тобто при кутовій швидкості. Ω=2900 рад/с.

5.2.6 Висновки

Представлено математичну модель безконтактних газових торцевих ущільнень з модифікованими поверхнями. Розв'язувалися нелінійне рівняння Рейнольдса і рівняння руху статора числовими методами. Отримані результати стосуються впливу деяких обраних робочих і геометричних параметрів кутової вібрації кільця, яке гнучко встановлено в корпусі. Для дослідження моделі було обрано чотири модифікації поверхні, а саме: конусна поверхня, поверхня зі спіральною канавкою, хвиляста поверхня та поверхня з радіальною канавкою. Встановлено, що амплітуда коливань статора залежить від багатьох факторів. Кутова швидкість і висота застосовуваних модифікацій належать до найбільш важливих. Правильний вибір параметрів може значно зменшити амплітуду кутових коливань статора. В результаті - система кілець працюватиме стабільно. Висота осьового зазору підтримуватиметься на попередньо встановленому рівні при мінімальних витоках. Для немодифікованих поверхонь при кутовій швидкостю ω=2000 рад/с амплітуда кутових коливань різко зростає. Це призводить до контакту взаємодіючих кілець, що не узгоджується з ідеєю роботи таких ущільнень, а відсутність динамічної стійкості призводить, як наслідок, до несправності всього ущільнювального вузла.

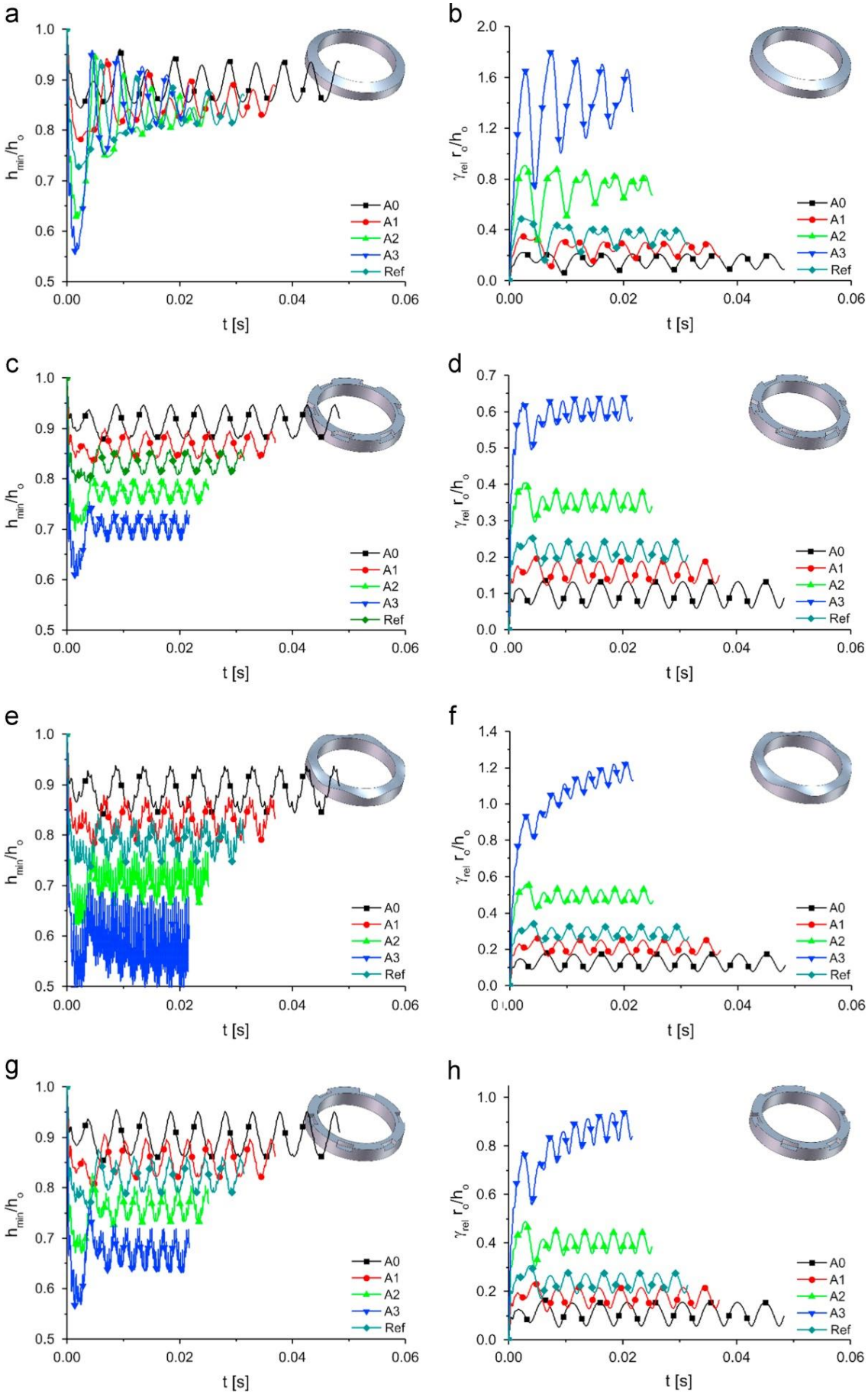


Рисунок 5.5 - Вплив кутової швидкості

5.3 Числове моделювання поведінки імпульсних газових ущільнень

Числове моделювання імпульсного газового ущільнення виконується в нестаціонарних умовах з використанням розробленої раніше моделі [369]. Осереднена товщина плівки розраховується за законом Ньютона. Розроблена модель використовується для дослідження впливу вхідного тиску, швидкості обертання та глибини камер на середню товщину плівки. Показано, що середня товщина плівки змінюється в залежності від робочих параметрів. Крім того, запропоновано аналітичну модель, засновану на характерному часі подачі та скиданні тиску.

5.3.1 Досліджуване ущільнення

Конструкція досліджуваного імпульсного ущільнення представлена на рис. 5.6 і 5.7, а його робочі та конструктивні параметри наведені в таблиці 5.7. Обертове кільце ущільнення має плоску гладку поверхню, на якій виготовлені камери. Камери глибиною в частки міліметра розташовані в середній частині ширини кільця і рівномірно розподілені по окружності ущільнення. На ущільнювальній поверхні статорного кільця виконано 8 живильних каналів. Ці канали з’єднані з рідиною під високим тиском на зовнішньому радіусі. Поза канавками кільце має плоску і гладку поверхню. Поверхні ротора і статора вважаються паралельними під час роботи. Під час обертання ротора камери по черзі з’єднуються з джерелом газу високого тиску, в момент коли вони знаходяться напроти живильних каналів статора. У якості робочої рідини виступає повітря при температурі навколишнього середовища. Глибина камер на роторі описується функцією:

$$z_c = max\left\{h_c \cos\left[\pi \frac{r-(R_i+1.5a)}{a}\right] \times \cos\left[\frac{\theta}{n_c}\right], 0\right\} \qquad (5.17)$$

Об’єм камери дорівнює:

$$V = \frac{h_c 2(R_o - R_i)(R_o + R_i)}{3n_c\pi} \qquad (5.18)$$

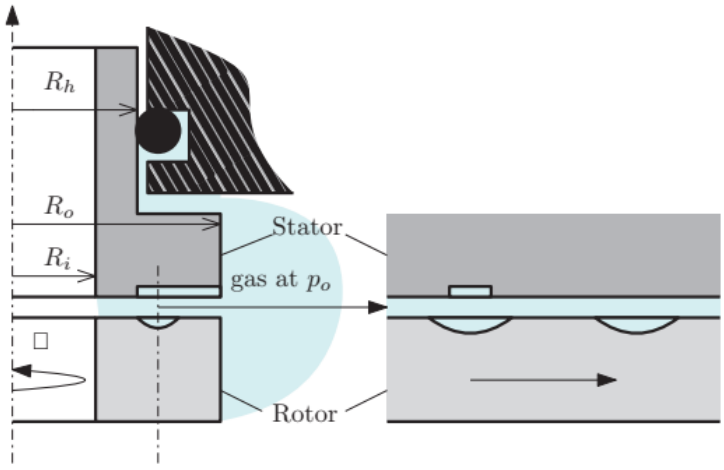


Рисунок 5.6 - Конструкція імпульсного ущільнення. Зліва: радіальний перетин, справа: окружний перетин

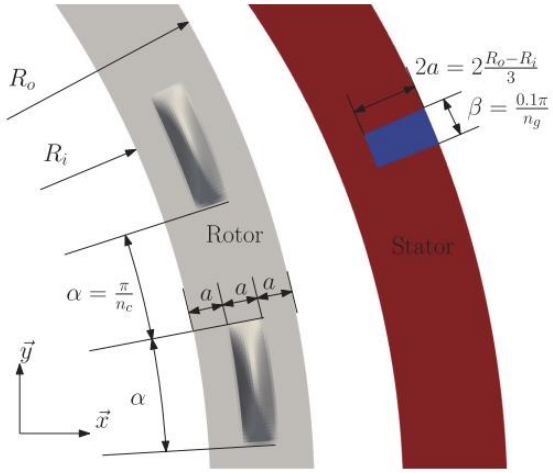


Рисунок 5.7 - Геометричні параметри ущільнювальних кілець. Зліва: ротор з камерами, справа: статор з живильними каналами

Таблиця 5.7 - Робочі та конструктивні параметри досліджуваного ущільнення (значення, виділені жирним шрифтом, є базовими параметрами)

Параметр	Значення
Внутрішній радіус R_i	46,05 мм
Зовнішній радіус R_o	51,45 мм
Кількість камер n_c	24
Кількість пазів n_g	8
Глибина камери h_c	125–**250**–500 мкм
Маса статора m	1,260 кг
Внутрішній тиск p_i	1 бар
Зовнішній тиск p_o	3,5 – 6–**11**–21 бар
Швидкість обертання ω	1250–2500–**5000**-10000 об/хв
Коефіцієнт балансу B	0,82
Рідина	Повітря при 20°C

5.3.2 Модель

Потік у вузькому зазорі між поверхнями ущільнення описується рівнянням Рейнольдса. Для простоти те ж саме рівняння використовується для живильних каналів і камер. Розрахунковий тиск вважається рівномірним у живильних каналах і камерах, що узгоджується з результатами більш розширеного моделювання на основі рівнянь Нав'є-Стокса, відомими з літератури [370]. Використовуючи систему координат рис. 5.6, нестаціонарне рівняння Рейнольдса можна записати:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho h}{\partial t} = 0 \tag{5.19}$$

Масова витрата на одиницю довжини у напрямках *x* і *y* виражається:

$$q_x = \rho h \left[-\frac{y\omega}{2} + \frac{h^2}{12\mu}\left(\frac{\rho\omega^2 x}{3} - \frac{\partial p}{\partial x}\right)\right] \tag{5.20}$$

$$q_y = \rho h \left[\frac{x\omega}{2} + \frac{h^2}{12\mu}\left(\frac{\rho\omega^2 y}{3} - \frac{\partial p}{\partial y}\right)\right] \tag{5.21}$$

Масові витрати містять складову зсувної течії, пропорційну швидкості обертанню ротора ω, і складову відцентрової сили інерції, пропорційну ω^2. Поведінка газу описується законом ідеального газу:

$$p = \rho r_{\mathrm{g}}\, T \tag{5.22}$$

де r_g – газова стала.

Тиски рідини p_o і p_i відповідно знаходяться на зовнішньому і внутрішньому радіусах R_o і R_i. Оскільки для симетрії задачі досліджується лише $1/n_g$ частка домену. n_g – кількість живильних каналів дорівнює 8. Періодичні граничні умови застосовуються на окружних границях.

Рівняння Рейнольдса розв'язується методом скінченних елементів. Використовується схема проти потоку для складової зсувної течії, а неявна схема першого порядку використовується для складової нестаціонарного процесу [369,371,372]. Крок за часом становить $\Delta t = \frac{\Delta\theta}{2\omega}$, де $\Delta\theta$ — кутовий розмір сітки. Кут повороту протягом кроку за часом відповідає половині кутового розміру сітки $\Delta\theta$.

Статорне кільце має ступінь вільності в осьовому напрямку z, що дозволяє регулювати відстань між поверхнями. Положення z_s статора визначається розв'язанням закону Ньютона:

$$m_s \ddot{z}_s = F_f + F_c - S[Bp_o + (1 - B)p_i] \tag{5.23}$$

де m_s – маса статорного кільця; $S = \pi(R_o^2 - R_i^2)$ – площа ущільнювальної поверхні; $B = \pi(R_o^2 - R_h^2)/S$ – коефіцієнт навантаження ущільнення; F_c – сила, яка виникає внаслідок контакту мікронерівностей та може бути розрахована за моделлю Грінвуда і Вільямсона [373]; F_f – відкриваюча сила, зумовлена тиском рідини p:

$$F_f = \int_s pdS, \tag{5.24}$$

де p – результат розв'язку рівняння Рейнольдса (5.19). Проте сила контакту не враховується, оскільки контакт відбувається лише на початку моделювання і не впливає на кінцеві результати.

Процедура розв'язання наступна. У певний момент часу розв'язується рівняння Рейнольдса для знаходження p і F_f. Потім у відповідності до рівняння (5.23) знаходиться положення статора z_s. Процес повторюється до тих пір, поки нев'язка не стане нижче ніж 10^{-6}- кратній закриваючій силі, яка визначається коефіцієнтом навантаження B. Потім час збільшується на Δt. Моделювання триває до досягнення кінцевого часу.

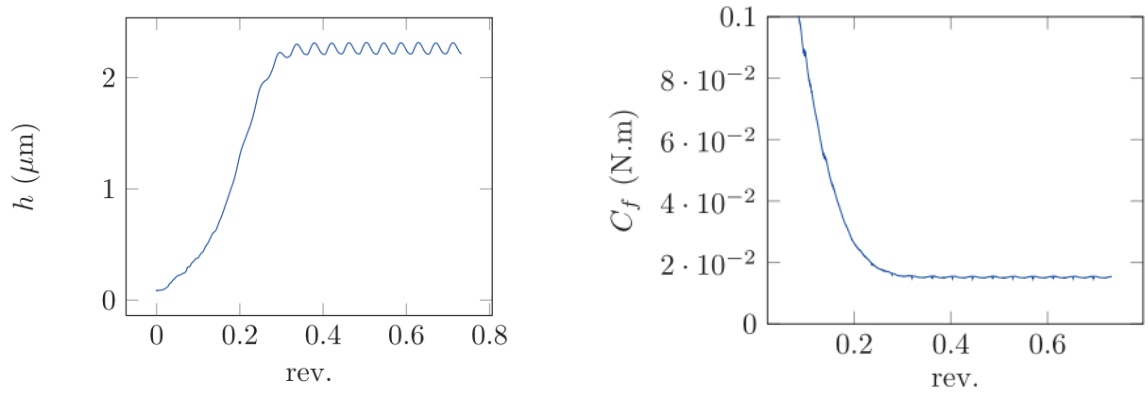
5.3.3 Результати

5.3.3.1 Еталонний випадок

Усі моделювання виконуються під час пуску. Збільшується швидкість обертання від 0 до максимальної швидкості протягом першої 0,015 частини оберту. На рисунку 5.8 а представлено змінення товщини плівки як функції числа обертів ротора. Товщина плівки спочатку є дуже малою, менше ніж 0,1 мкм. У цьому випадку присутній контакт мікронерівностей. Товщина плівки поступово збільшується протягом першої 0,3 частини оберту завдяки відкриваючий силі, згенерованній імпульсним ефектом. Після цього плівка

досягає середньої величини приблизно 2,26 мкм і коливається навколо цього середнього значення. Стандартне відхилення коливань становить 0,036 мкм, а його період становить 1/24 оберту, n_c=24 - кількість камер. Газова плівка має достатню товщину, щоб забезпечити гідростатичний режим змащення.

На рисунку 5.8 б представлено змінення моменту тертя під час пуску. Змінення крутного моменту з часом узгоджується зі зміненням товщини плівки. На початку спостерігається високий крутний момент через контакт мікронерівностей та мала товщина плівки. Зі збільшенням товщини плівки крутний момент швидко зменшується до значень 0,015 Н·м через низьку в'язкість повітря.



а) *б)*

Рисунок 5.8 - Товщина плівки *(а)* та момент тертя *(б)* як функції швидкості обертання при номінальних умовах ($p_o - p_i$= 1 МПа, ω= 5000 об/хв, h_c= 0,25 мм)

5.3.4 Аналіз аналітичної моделі

Для вираження змінення середньої товщини плівки як функції різних параметрів пропонується простий аналітичний метод.

Масова витрата $\dot{m}$ газу, який витікає з камери на внутрішній радіус ущільнення можна оцінити як функцію середньої товщини плівки $\overline{h}$:

$$\dot{m} \propto \overline{h}^3 \frac{p_o^2 - p_i^2}{\mu r_g T} \cong \overline{h}^3 \frac{p_o^2}{\mu r_g T} \tag{5.25}$$

У цьому рівнянні передбачається, що $p_i^2 \ll p_0^2$. Тоді можна визначити масштаб часу τ_γ для витоків газу:

$$\tau_\gamma = \frac{m}{\dot{m}} \propto \frac{\mu V}{p_o \overline{h}^3} \tag{5.26}$$

Оскільки кількість канавок і камер, а також їх довжина не змінювалася, масштаб часу τ_f для подачі тиску в камеру обернено пропорційний кутовій швидкості:

$$\tau_f \propto \omega^{-1} \tag{5.27}$$

Поки коефіцієнт навантаження B зберігається постійним, співвідношення двох масштабів часу має залишатися постійним (дорівнювати k):

$$\frac{\tau_\gamma}{\tau_f} = k \propto \frac{\mu \omega V}{p_o \overline{h}^3} \tag{5.28}$$

Знаючи, що об'єм камери пропорційний h_c (5.18) і враховуючи ширину ущільнення $\Delta R = R_o - R_i$, знаходимо:

$$G = \frac{\mu \omega h_c}{p_0 \Delta R} \propto \overline{h}^3 \tag{5.29}$$

Величина середньої товщина плівки від робочого параметра G представлена на рис. 5.9. Можна побачити, що товщина плівки при зміненні тиску газу, кутової швидкості або глибина камери добре описується аналітичною залежністю: $\overline{h} \propto G^{1/3}$. Це дозволяє побачити змінення товщини плівки в залежності від робочих і конструктивних параметрів.

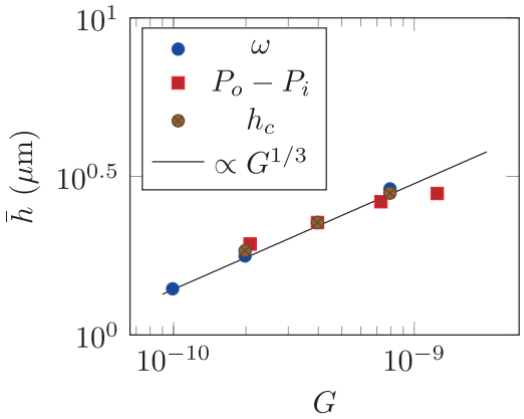


Рисунок 5.9 - Середня товщина плівки як функція робочого параметра

Використовуючи співвідношення для середньої товщини плівки (5.25), можна апроксимувати масову витрату $\dot{m}$ таким співвідношенням:

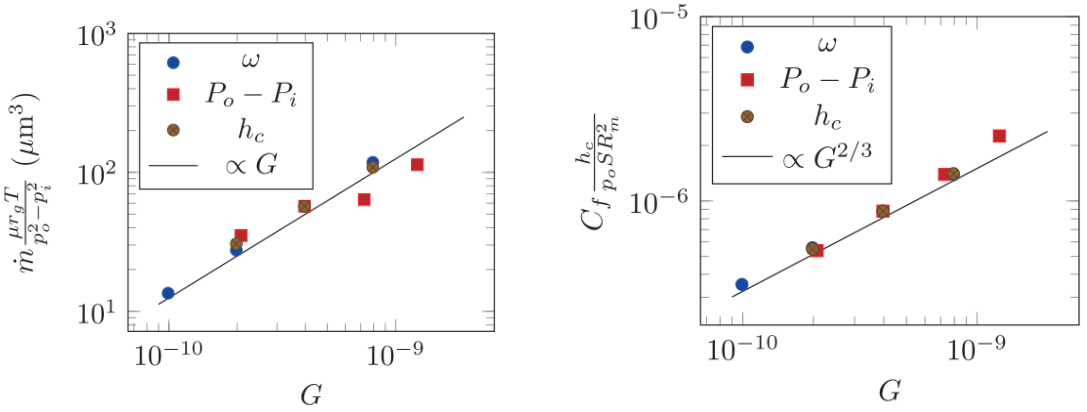
$$\dot{m}\frac{\mu r_g T}{p_o^2 - p_i^2} \propto G \tag{5.30}$$

Подібним чином також можна апроксимувати середній момент тертя за допомогою G:

$$C_f \frac{h_c}{p_o S R_m^2} \propto G^{\frac{2}{3}} \tag{5.31}$$

де $R_m = \frac{R_0 - R_i}{2}$ середній радіус.

Величини середньої масової витрати і момент тертя представлені як функції G на рис. 5.10 а,б.



а) *б)*

Рисунок 5.10 - Середня масова витрата *(а)* та середній момент тертя *(б)* як функція робочого параметра

Попри те, що гідродинамічний процес створення газової плівки відсутній в торцевих імпульсних ущільненнях, трибологічні характеристики ущільнення можуть бути описані параметром G дуже схожим на робочий параметр, який використовується в гідродинамічних ущільненнях, таких як газові ущільнення зі спіральними канавками. При чому, коефіцієнти степеневого закону дуже близькі до отриманих для спіральних канавок. Це вказує на те, що характеристики імпульсних ущільнень можна порівнювати з характеристиками газових ущільнень зі спіральними канавками.

5.3.5 Висновки

Запропонована методика числового розрахунку трибологічних характеристик торцевого імпульсного газового ущільнення для різних робочих

умов і об’ємів камер. Після пуску поверхні ущільнення розділені газовою плівкою, товщина якої несуттєво коливається навколо середнього значення. Середня товщина плівки збільшується зі швидкістю та глибиною камери, але зменшується при збільшенні тиску ущільнювального газу. Було показано, що середню товщину плівки можна масштабувати за допомогою залежності $\overline{h} \propto G^{1/3}$, де G є безрозмірним числом, подібним до робочого параметра, який використовується в гідродинамічних ущільненнях. Також отримані апроксимації величин середніх витоків і моменту тертя за аналітичними залежностями G в ступені 1 і 2/3 відповідно. Ці прості залежності дозволяють описати характеристики ущільнення та за допомогою регулювання об’єму камери досягати заданих характеристик ущільнення.

5.4 Динаміка врівноважуючого диску запірної гідроп’яти

5.4.1 Поставлення завдання

Розрахункова модель з основними позначеннями наведена на рис. 5.11 [309-311]. Осьова сила *T*, діюча на ротор сприймається закріпленим на валу врівноважуючим диском *1*, що утворює з корпусом торцевий ущільнювальний зазор *3*. Порожнина V2 між диском і корпусом відокремлена від тиску нагнітання шпаринним ущільненням *2*. У порожнину V2 між шпаринним і торцевим зазором подається запірне або буферне середовище (рідина або газ). За диском встановлено кінцеве ущільнення *5*, наприклад, шпаринне. Тиск перед диском та після нього (у порожнині V3) залежить від торцевого зазору, тобто від осьового положення ротора. Зменшення осьової сили, що діє на ротор, призводить до збільшення торцевого зазору. При цьому тиск перед диском зменшується, а за диском збільшується. В результаті зменшується осьова сила тиску на диск і ротор повертається в рівноважний стан з торцевим зазором, близьким до вихідного номінального значення. Таким чином, пристрій одночасно виконує функції осьового гідро- або газостатичного підшипника та комбінованого саморегульованого безконтактного ущільнення.

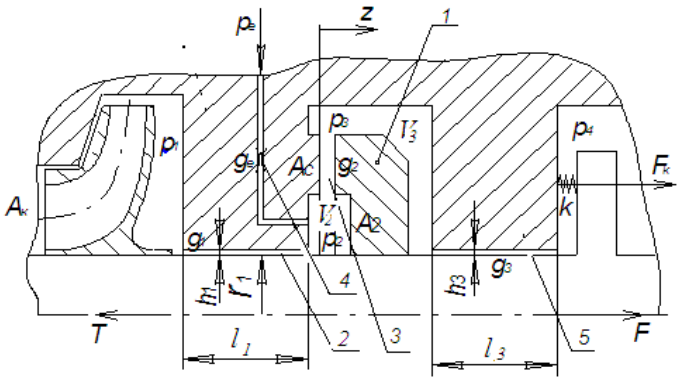


Рисунок 5.11 - Розрахункова схема врівноважуючого пристрою

Система врівноважування розглядається як система автоматичного регулювання, для якої торцевий зазор і витрата запірного середовища - регульовані величини, осьова сила тиску на диск, що врівноважує - регулюючий вплив. Осьова сила, що діє на ротор, запірний тиск і тиск нагнітання є зовнішніми впливами.

5.4.2 Рівняння динаміки системи

Рівняння осьових коливань ротора з врівноважуючим пристроєм на основі другого закону Ньютона має вигляд

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + k_* z = F - T + k_* \Delta,$$

де k_* - коефіцієнт жорсткості віджимного пристрою, що використовується в деяких багатоступінчастих відцентрових машинах для запобігання можливим задирам торцевих поверхонь на режимах пуску і зупинки; Δ - величина попереднього стиснення пружин віджимного пристрою; T - осьова сила тиску, що діє на врівноважуючий диск і виконує роль регулюючої дії. Для лінійної зміни тиску по радіусу торцевого зазору значення регулюючої дії

$$F = A_2 p_2 + 0{,}5 A_c (p_2 + p_3) - (A_2 + A_c) p_3 = A_0 (p_2 - p_3),$$

$A_0 = A_2 + 0{,}5 A_c$ - ефективна площа розвантажувального диска.

Тиск, що входить у вираження сили тиску, знаходимо з рівнянь балансу витрат.

$$Q_e = Q_1 + Q_2 + Q_{2сж} + Q_{2вит}, \quad Q_2 + Q_{2сж} + Q_{2вит} = Q_3 + Q_{3сж} + Q_{3вит}.$$

Для ламінарних режимів течії значення витрат пропорційні перепадам тиску:

$$Q_e = g_e(p_e - p_2),\ Q_1 = g_1(p_2 - p_1),\ Q_2 = g_2(p_2 - p_3),\ Q_3 = g_3(p_3 - p_4).$$

Провідності кільцевих та торцевих дроселів

$$g_1 = \frac{\pi r_1 h_1^3}{6\mu l_1},\ g_3 = \frac{\pi r_1 h_3^3}{6\mu l_3},\ g_2 = g_{2n}u^3,\ g_{2n} = \frac{\pi r_m z_n^3}{6\mu l_2},$$

μ - коефіцієнт динамічної в'язкості.

Амплітудні та фазові частотні характеристики визначаються такими формулами:

$$A_\tau(\omega) = \frac{1}{\sigma}\sqrt{\frac{U_a^2 + V_a^2}{U^2 + V^2}},\ A_1(\omega) = \frac{1}{\sigma}\sqrt{\frac{U_1^2 + V_1^2}{U^2 + V^2}},\ A_e(\omega) = \alpha_{c1}A_1(\omega); \qquad (5.32)$$

$$\phi_\tau = arctg\frac{V_\tau}{U_\tau} = arctg\frac{UV_a - VU_a}{UU_a + VV_a},\ \phi_1 = \phi_e = arctg\frac{V_M}{U_M} = arctg\frac{UV_1 - VU_1}{UU_1 + VV_1}. \qquad (5.33)$$

5.4.3 Висновки

Розглянута конструкція врівноважуючого пристрою відрізняється простотою і надійністю, дозволяє відмовитися не тільки від двоступеневих кінцевих ущільнень, але і від виносних підшипників.

Методика розрахунку динаміки врівноважуючого диску запірної гідроп’яти дає можливість розрахувати власні частоти осьових коливань ротора, визначити межі динамічної стійкості за основними геометричними та режимними параметрами, побудувати частотні характеристики – реакції системи на задані зовнішні впливи.

5.5 Динамічна поведінка та регулювання різниці тиску регулятора перепаду тиску сухих газових ущільнень

5.5.1 Статичний і динамічний розрахунок РПТ

Пружинні РПТ прямої дії розроблені та виготовляються як з односідальним, так і з двосідальним дроселем, що мають різну геометрію сідел. Ці регулятори прості за конструкцією і тому широко застосовуються [312-316].

На рис. 5.12 *а, б* наведено розрахункові схеми двосідельної та односідельної конструкцій РПТ. Принцип їх дії зрозумілий з рис. 5.12 *б*. Очищене запірне середовище (газ), яке знаходиться під тиском p_e з масовою витратою M_e подається на вхід РПТ. Технологічний газ під тиском p_i подається у верхню камеру *1*.

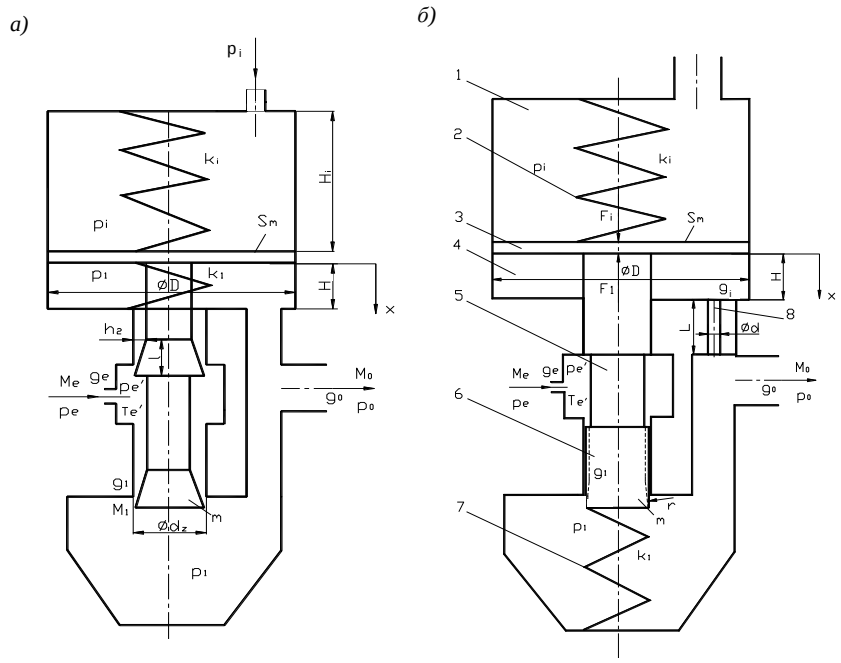


Рисунок 5.12 - Розрахункові схеми двосідельної (*а*) та односідельної (*б*) конструкцій РПТ з демпферною камерою

Регулювання на заданий перепад тиску *dp* (різниця між тиском p_1 на виході з сідла золотника і тиску p_i технологічного газу) здійснюється регулюванням зусилля пружин *2* і *7*. У разі рівності зусиль F_i, F_1, які діють з боку верхньої камери *1* і з боку нижньої камери *4*, рухома частина регулятора *5* знаходиться в рівновазі, забезпечуючи необхідний робочий перепад тиску і масову витрату M_0. При збільшенні, наприклад, тиску на вході p_e, який дроселюється у прохідному перетині сідла золотника *6*, в нижній камері *4* підвищується тиск p_1, а також збільшується сила, що діє на чутливий елемент (мембрану) *3*. Рухома частина регулятора *5* переміщується вгору в осьовому напрямку, зменшуючи площу прохідного перетину. Підвищення гідравлічного опору прохідного перетину сідла золотника *6* призводить до зниження

редукованого тиску p_1 до заданого значення. При цьому знову відновлюється осьова рівновага рухомої частини регулятора *5*. Таким чином, між неврівноваженою силою $F_s = F_i - F_1$, яка діє на мембрану і змінює розмір площі прохідного перетину золотника *6* і величиною осьового переміщення x рухомої частини регулятора *5* існує негативний зворотний зв'язок. Регулятор перепаду тиску працює як система автоматичного регулювання кожного разу при зміні зовнішніх впливів настроюючись на робочий перепад тиску dp. Осьове зміщення x, робочий перепад тиску dp регулятора та масова витрата M_0 є регульованими величинами, а осьова не зрівноважена сила F_s - регулюючим впливом. Тиск p_e на вході регулятора, тиск технологічного газу p_i і температура T – зовнішні впливи, які можуть змінюватися в процесі роботи РПТ. Впливами налаштування є: площа $S_m = \pi D^2/4$ мембрани та зусилля попереднього стиснення пружин $F_k = k_i\Delta_i - k_1\Delta_1$. Порожнина *4* між мембраною і корпусом виконує роль демпферної камери. Величина демпфування вибирається підбором розміру ламінарного дроселя *8*, що з'єднує вихідну порожнину з замкнутою камерою. Представлення про точність підтримки необхідного перепаду тиску та робочої області РПТ в стаціонарних витратних режимах дають його статичні характеристики. Якщо припустити, що два з трьох зовнішніх впливів постійні $p_i, T = const$, то можна побудувати два типи статичних і одну витратну характеристики. Ці характеристики представляють собою залежність регульованого перепаду тиску, безрозмірного осьового переміщення золотника U, масової витрати через РПТ від перепаду тиску Dp на золотнику (різниця між тиском p_e на вході в регулятор і тиском p_i технологічного газу).

Для отримання статичних характеристик необхідно записати рівняння балансу масових витрат і сил, що діють на рухому частину регулятора. У зв’язку з високими значеннями стисливості газу при розрахунку РПТ «газ-газ» доцільно використовувати поняття масової витрати та рівняння ідеального газу [317-320].

Масова витрата через РПТ визначається конструкцією сідла золотника, розміром площі прохідного перетину, який змінюється в результаті осьового ходу золотника. Режим течії газу через регулятор, як правило, є турбулентним. Через малу довжину турбулентного дроселя сідла золотника, процес розширення газів за умови переходу газу з вхідного каналу через дроселюючу щілину і далі у вихідний канал приймається за адіабатний процес (без теплообміну з навколишнім середовищем) [317, 321].

Температура T_1 на виході з турбулентного дроселя для адіабатного процесу визначається наступним рівнянням:

$$T_1 = T_e^{'}(p_1 / p_e^{'})^{\frac{k-1}{k}},$$

де k - індекс адіабатного процесу.

Масова витрата через прохідний перетин сідла золотника дво- та односідельної конструкції РПТ (рис. 5.12 *а*,*б*) з урахуванням докритичного режиму течії газу визначається наступними вираженнями [322,323]:

$$M_1 = g_1\sqrt{p_1\left(p_e^{'} - p_1\right)},$$

$$g_1 = \mu_r \pi d_z \frac{h_2}{l} \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{RT_e^{'}}} \text{ (для двосідельної конструкції),}$$

$$g_1 = \mu_r 3b\left(r - \sqrt{r^2 - x^2}\right)\sqrt{\frac{2}{RT_e^{'}}} \text{ (для односідельної конструкції),}$$

де μ_r - коефіцієнт витрати, що дорівнює $\mu_r = 1/\sqrt{\varsigma}$; ς - коефіцієнт втрат; d_z - діаметр сідла золотника; h_2 - радіальний розмір площі прохідного перетину; l - довжина конічної частини сідла золотника; r - радіус дискової фрези; b - ширина фрезерованої канавки золотника; x - осьове положення золотника; R - питома газова стала для сухого повітря, що дорівнює 287 J/(kg K); $T_e^{'}$ - температура на вході.

Рівняння балансу масових витрат газу для газового тракту РПТ можна записати у вигляді:

$$M_e = M_1 = M_0,$$

звідки

$$g_e \cdot \sqrt{p'_e \cdot (p_e - p'_e)} = g_1 \cdot x \cdot \sqrt{p_1 \cdot (p'_e - p_1)},$$

$$g_e \cdot \sqrt{p'_e \cdot (p_e - p'_e)} = g_0 \cdot \sqrt{p_0 \cdot (p_1 - p_0)},$$

де: g_e, g_0, g_1 - провідності вхідного, вихідного та турбулентного дроселів сідла золотника, p_e, p_0 - тиски на вході та виході регулятора, p_e', p_1 - тиски на вході та виході прохідного перетину сідла золотника.

Рівняння осьової рівноваги для рухомої частини регулятора перепаду тисків (рис. 5.12 *а*, *б*)

$$S_m(p_i - p_1) - k_1(\Delta_1 + x) + k_i(\Delta_i - x) = 0,$$

де: S_m - площа мембрани, p_1 - тиск на виході золотника та тиск у нижній камері регулятора, p_i - тиск у верхній камері регулятора, x - осьове переміщення золотника, k_1, k_i - жорсткість пружин і Δ_1, Δ_i - початкові стиснення пружин.

Вираження для $\Delta U = \dfrac{\Delta x}{x_0}$

$$\Delta U = \left(\frac{g_0 \cdot a_1}{g_{10} \cdot U_0 \cdot b_u} - \frac{b_1}{b_u} - \frac{b_i \cdot g_0 \cdot a_1}{b_u \cdot g_e \cdot a_e'} \right) \cdot \Delta p_1 + \frac{b_i \cdot a_e}{b_u \cdot a_e'} \cdot \Delta p_e .$$

Вираження для статичної характеристики (залежності перепаду тиску на золотнику *Dp* від регульованого перепаду тиску регулятора *dp*) має такий вигляд:

$$Dp = \frac{\left(\dfrac{b_1}{b_u} - \dfrac{g_0 \cdot a_1}{g_{10} \cdot U_0 \cdot b_u} - \dfrac{S_m}{(k_1 + k_i) \cdot x_0} + \dfrac{b_i \cdot g_0 \cdot a_1}{b_u \cdot g_e \cdot a_e'} \right) \cdot (dp - p_{10} + p_i)}{\dfrac{b_i \cdot a_e}{b_u \cdot a_e'}} + p_{e0} - p_i , \quad (5.34)$$

де $\Delta p_1 = dp - p_{10} + p_i$, $\Delta p_e = Dp - p_{e0} + p_i$, $U = U_0 - \Delta U$, $U_0 = 1$ - початкове безрозмірне положення золотника.

Залежність безрозмірного переміщення U від різниці тисків на золотниковому клапані Dp

$$U = U_0 - \frac{\dfrac{b_i \cdot a_e}{b_u \cdot a_e'} (Dp - p_{e0} + p_i)}{1 + \dfrac{(k_1 + k_i) \cdot x_0}{S_m} \cdot \left(\dfrac{g_0 \cdot a_1}{g_{10} \cdot U_0 \cdot b_u} - \dfrac{b_1}{b_u} - \dfrac{b_i \cdot g_0 \cdot a_1}{b_u \cdot g_e \cdot a_e'} \right)} . \quad (5.35)$$

Витратна характеристика (залежність масової витрати від $M = M_0 - \Delta M$ від різниці тиску на золотнику Dp)

$$M = M_0 - g_{10} \cdot U_0 \cdot \frac{b_i \cdot a_e}{a_e^{'}} \left(\frac{\frac{b_i \cdot g_0 \cdot a_1}{b_u \cdot g_e \cdot a_e^{'}} - \frac{S_m}{(k_1 + k_i) \cdot x_0}}{\frac{b_1}{b_u} - \frac{g_0 \cdot a_1}{g_{10} \cdot U_0 \cdot b_u} - \frac{S_m}{(k_1 + k_i) \cdot x_0} + \frac{b_i \cdot g_0 \cdot a_1}{b_u \cdot g_e \cdot a_e^{'}}} - 1 \right) \cdot (Dp - p_{e0} + p_i), \quad (5.36)$$

де M_0 - початкова масова витрата газу.

Для аналізу якості процесів керування використовуються формули перехідної характеристики системи керування, що відповідає $H(p) = \frac{1}{p} W_{зс}(p)$ [324]

$$h(t) = \frac{x_1(0)}{x_2(0)} + \sum_{k=1}^{4} \frac{x_1(p_k)}{p_k \cdot x_2^{'}(p_k)} \cdot e^{p_k t}, \quad (5.37)$$

де $x_2^{'}(p) = \frac{d}{dp} x_2(p)$, і p_k - корені характеристичного рівняння системи $x_2(p) = a_0 p^n + ... + a_n = 0$.

На рис. 5.13 показані перехідні характеристики двосідельних і односідельних РПТ. При перепаді тиску $Dp = 2.4$ МРа, спостерігається режим динамічної нестійкості двосідельного РПТ, і цей факт добре підтверджується перехідною характеристикою (рис. 5.13 *а*). За умов, які відповідають фактичному стану компресорного агрегату, динамічний процес затухає, а рухома частина РПТ динамічно стійка (рис. 5.13 *б*).

Використання в конструкції односідельного РПТ демпфуючої камери покращує динамічні характеристики. Час затухання перехідного процесу t_p (Рис. 5.13 *в*) в основному залежить від геометричних характеристик демпфуючої камери: висоти камери H, діаметру діафрагми D, і діаметру d і довжини L дроселя ламінарного потоку, тобто визначається постійною часу згасання. Зменшення висоти, збільшення площі діафрагми, а також збільшення опору дроселя демпфуючої камери призводять до поліпшення динамічних характеристик і стійкості. Для демпферної камери односідельного РПТ рекомендовані такі розміри: $5 \le H \le 30$ мм, $d \le 3$ мм, $L \ge 14$ мм. При цьому час

загасання практично на всіх режимах роботи регулятора не перевищуватиме 0,6 с. Величина перерегулювання і максимальне відхилення регульованої величини $h(t)$ від стаціонарного значення залежать від ступеня нерівномірності та коефіцієнта самовирівнювання. Розрахунки показали, що величина перерегулювання значно менше при меншому опорі дроселюючого каналу на виході, тобто в умовах випробування регулятора перепаду тиску на стенді, коли вихідний тиск дорівнює атмосферному (рис. 5.13 *г*).

Динамічний аналіз також показав, що двократне зменшення маси рухомої частини регулятора призводить до зменшення періоду загасання в ≈ 2,7 рази.

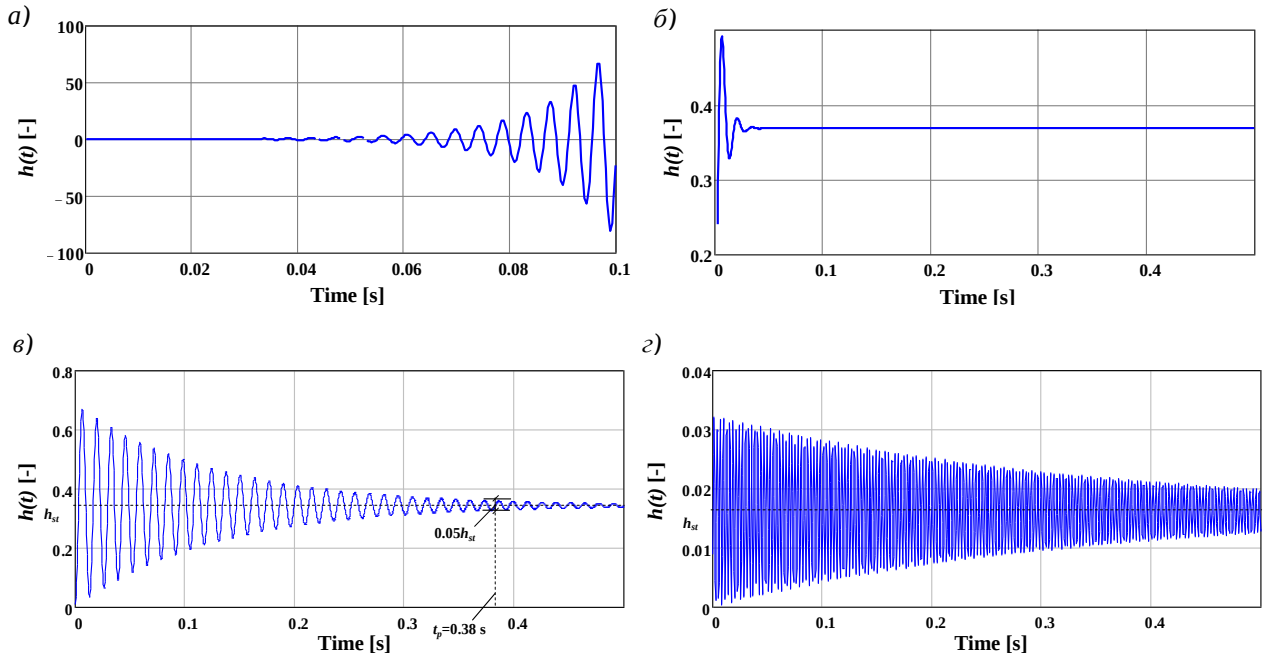


Рисунок 5.13 - Перехідні характеристики для двосідельних (*а*), (*б*) та односідельних (*в*), (*г*) РПТ ($p_e = 9.2$ МПа, $p_1 = 6.824$ МПа, $Dp = 2.4$ МПа)

5.6 Методика та програмний додаток для автоматизованого розрахунку динаміки ротора з урахуванням динамічних характеристик ущільнень-опор в програмному комплексі ANSYS

Методика розрахунку в програмному комплексі ANSYS складається з наступних етапів:

1. Створення розрахункового проєкту в ANSYS WORKBENCH для розрахунку течії рідини за допомогою вирішувача ANSYS CFX.

2. Запуск програми ANSYS Design Modeler. Створення геометрії і параметричне задавання основних геометричних розмірів (діаметр валу, довжина, зазор).

3. Запуск програми ANSYS Meshing. Побудова регулярної гекса сітки для розрахункової області в програмі ANSYS ICEM CFD. Створення скриптового файлу сценарію для автоматичної побудови сітки.

4. Запуск програми ANSYS CFX PRE. Задавання граничних умов: вхід і вихід (відкриті граничні умови - дозволяють потоку вільно втікати і витікати через розрахункову область), нерухома стінка корпусу, рухома стінка валу. Створення скриптового файлу для опису траєкторії прецесійного руху валу. Вибір опції – деформована сітка. Задавання початкових даних: тиск на вході, тиск на виході, окружні швидкості прецесійного і власного обертання валу і величина ексцентриситету у вигляді параметрів. Задавання фізичних властивостей перекачуваного середовища з бібліотеки середовищ. Розв’язання нестаціонарної задачі течії рідини в зазорі підшипника ковзання на перекачуваному середовищі (турбулентна течія - SST модель) з урахуванням прецесії валу, що обертається - один оборот валу розбивається на 20 кроків за часом.

5. Запуск програми ANSYS CFX Solver для розв’язання задачі. Контроль збіжності процесу по всім нев'язкам (рівнянням руху рідини і збереження маси), якості сітки (ортогональний кут, коефіцієнт зростання, співвідношення розмірів граней комірки) і траєкторії руху валу (x і y координати).

6. Запуск програми ANSYS CFX Post для перегляду результатів розрахунку - ліній току, полів тиску і швидкостей. Визначення масової витрати і сил, які діють в зазорі. Створення звіту.

7. Послідовне виконання чотирьох розрахунків для отримання залежності сил, які діють в зазорі від кутової швидкості прецесії вала. У програмі Microsoft

EXCEL, отримана графічна залежність апроксимується поліномом другого порядку, з рівняння якого визначаються коефіцієнти жорсткості і демпфування.

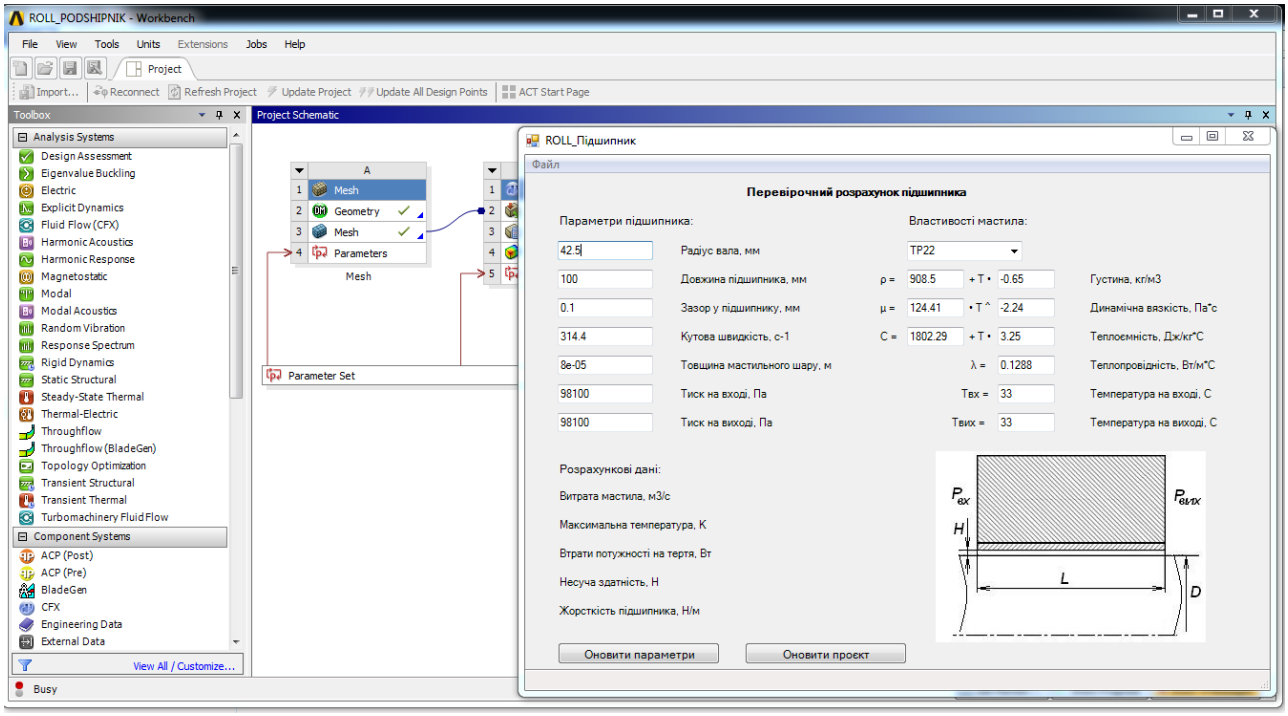


Рисунок 5.14 – Вікно для задавання початкових даних розрахунку шпаринного ущільнення-опори

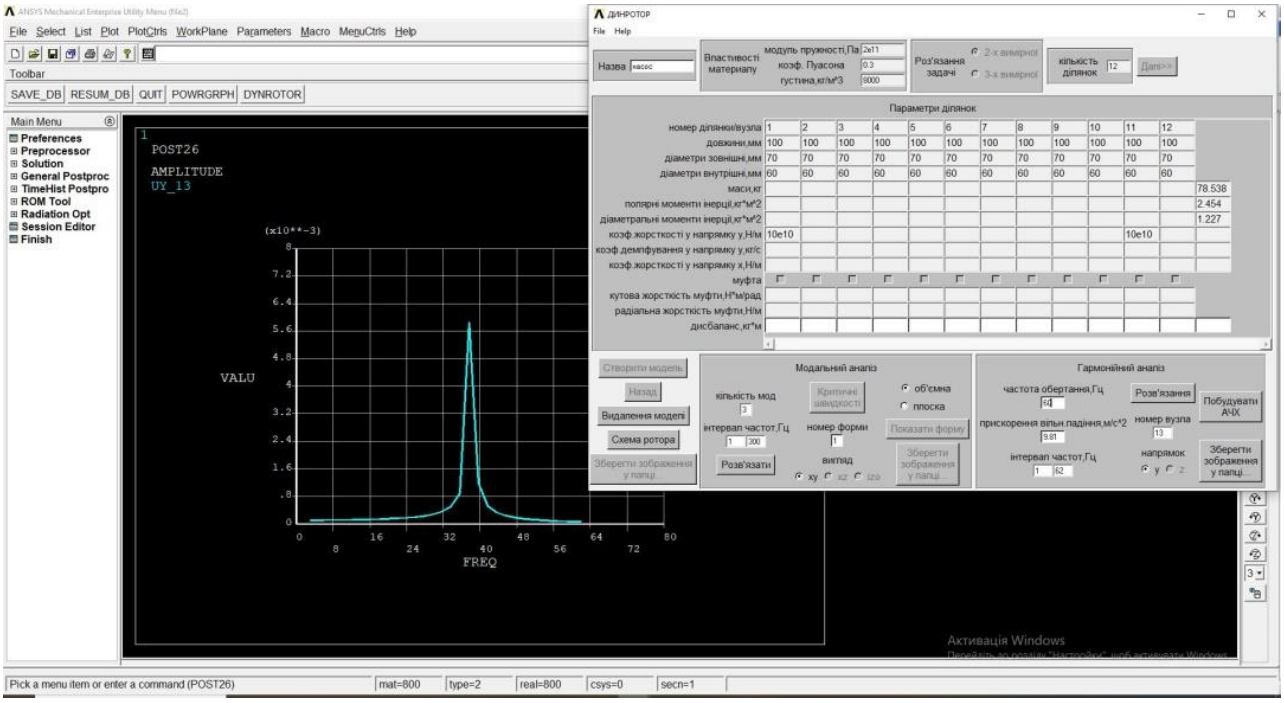
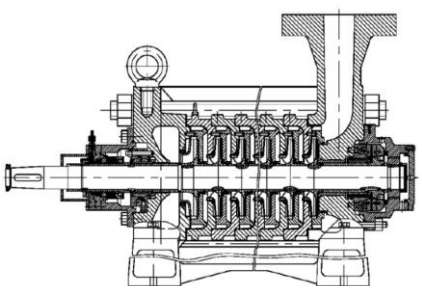
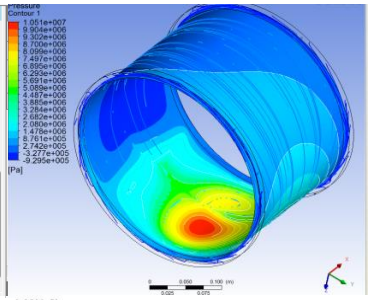


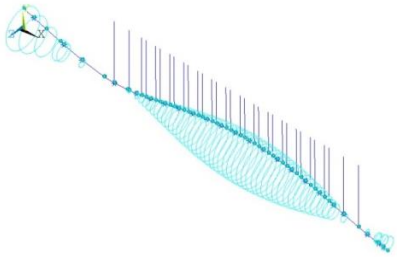
Рисунок 5.15 – Вікно для задавання початкових даних розрахунку динаміки ротора



Outline of All Parameters

	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
22	P37	lambda1	0.1288	W m^-1 C^-1
23	P38	lambda2	0	W m^-1 K^-1
*	New input parameter	New name	New expression	
25	Output Parameters			
26	CFX (B1)			
27	P11	fy	130.62	N
28	P12	fz	1.9908	N
29	P13	MFLOW1	7.1789E-07	m^3 s^-1
30	P20	FRICTION POWER	260.81	W
31	P21	AV TEMP	306.19	K
32	P39	ez	2E-05	m
33	P40	STIFF	6.5312E+06	N m^-1
*	New output parameter		New expression	
35	Charts			





Коефіцієнти	Швидкість обертання вала		
	ω=314 с$^{-1}$	ω=209 с$^{-1}$	ω=105 с$^{-1}$
K, Н/м	$4.537 \cdot 10^6$	$-1.043 \cdot 10^7$	$4.833 \cdot 10^6$
k, Н/м	$2.22 \cdot 10^7$	$-6.667 \cdot 10^6$	$8.021 \cdot 10^6$
C, Н·с/м	$4.583 \cdot 10^7$	$1.735 \cdot 10^6$	$1.7404 \cdot 10^7$
c, Н·с/м	$3.153 \cdot 10^6$	$1.525 \cdot 10^7$	$-2.615 \cdot 10^6$
$K_{\alpha\varepsilon}$, Н/м	$77.297 \cdot 10^4$	$-28.186 \cdot 10^4$	$28.597 \cdot 10^4$
$k_{\alpha\varepsilon}$, Н/м	$40.786 \cdot 10^4$	$-1.081 \cdot 10^6$	$59.981 \cdot 10^4$
$C_{\alpha\varepsilon}$, Н·с	$-14.0005 \cdot 10^4$	$-60.747 \cdot 10^4$	$14.728 \cdot 10^4$
$c_{\alpha\varepsilon}$, Н·с	$-1.875 \cdot 10^6$	$-59.406 \cdot 10^3$	$-71.501 \cdot 10^4$

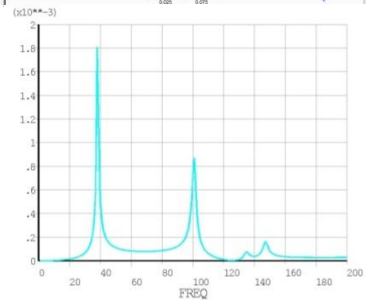


Рисунок 5.16 – Результати числового розрахунку динаміки ротора відцентрового насоса ЦНС 90-1900

8. Побудова розрахункової схеми ротора в програмному комплексі ANSYS. Виконується аналіз динаміки ротора відцентрового насоса з урахуванням жорсткостей і демпфувань, які одержані в гідродинамічному розрахунку (визначаються критичні швидкості обертання валу, будуються амплітудні і фазові частотні характеристики).

Приклади графічного зображення вікон для задавання початкових даних і отримання результатів числового розрахунку динаміки ротора відцентрового насоса ЦНС 90-1900 з урахуванням динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування шпаринного ущільнення-опори наведені на рисунку 5.14-5.16.

Висновки до розділу 5

1. Метод малих збуджень дозволяє вирішувати задачу як для моделі «короткої», так і «довгої» щілини, і дає можливість дослідити межі застосування спрощеної моделі при визначені динамічних характеристик шпаринного ущільнення.

2. Представлено математичну модель безконтактних газових торцевих ущільнень з модифікованими поверхнями, яка розв’язувалася числовими

методами. Розв'язувалися нелінійне рівняння Рейнольдса і рівняння руху статора. Отримані результати стосуються впливу деяких обраних робочих і геометричних параметрів кутової вібрації кільця, яке гнучко встановлено в корпусі. Для дослідження моделі було обрано чотири модифікації поверхні, а саме: конусна поверхня, поверхня зі спіральною канавкою, хвиляста поверхня та поверхня з радіальною канавкою. Встановлено, що амплітуда коливань статора залежить від багатьох факторів. Кутова швидкість і висота застосовуваних модифікацій належать до найбільш важливих. Правильний вибір параметрів може значно зменшити амплітуду кутових коливань статора.

3. Запропоновано числову динамічну модель імпульсного газового ущільнення для різних робочих умов і об’ємів камери. Після пуску поверхні ущільнення розділені газовою плівкою, товщина якої несуттєво коливається навколо середнього значення. Середня товщина плівки збільшується зі швидкістю та глибиною камери, але зменшується, коли тиск ущільненого газу збільшується. Показано, що середню товщину плівки можна апроксимувати за допомогою залежності $\overline{h} \propto G^{1/3}$, де G є безрозмірним числом, подібним до робочого параметра, який використовується в гідродинамічних ущільненнях.

4. Методика розрахунку динаміки врівноважуючого диску запірної гідроп’яти дає можливість розрахувати власні частоти осьових коливань ротора, визначити межі динамічної стійкості за основними геометричними та режимними параметрами, побудувати частотні характеристики – реакції системи на задані зовнішні впливи.

5. Розроблений аналітичний метод розрахунку характеристик газого регулятора перепаду тиску (РПТ) прямої дії для системи сухих газових ущільнень (СГУ), який дозволяє відбудовуватися від можливого режиму динамічної нестійкості та забезпечити підтримання необхідного перепаду тиску для загального робочого діапазону компресора.

6. Запропонована методика та програмні додатки для автоматизованого аналізу динаміки ротора відцентрового насоса з урахуванням жорсткостей і демпфувань ущільнень-опор.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ

1. Встановлено, що шпаринне ущільнення в режимі пуску виконує функції повноохоплюючого гідродинамічного підшипника, а за сталого режиму роботи - гідростатичної опори з постійним перепадом тиску. Показано, що закрутка потоку на вході внаслідок обертання вала істотно впливає на динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфування і, за наявності значного ексцентриситету, може спричиняти втрату динамічної стійкості вала за рахунок появи негативного прямого демпфування. Обґрунтовано, що відсутність закрутки на вході забезпечує виконання умов статичної та динамічної стійкості, а співвідношення осьової та окружної швидкостей і величина ексцентриситету визначають динамічну стійкість вала в ущільненні-опорі.

2. На основі гідродинамічного аналізу встановлено складний просторовий характер бульбашкового потоку у шпаринному ущільненні, що зумовлений нерівномірним розподілом дисперсної фази в осьовому, радіальному та окружному напрямках. Показано, що для визначення гідродинамічних сил і динамічних коефіцієнтів у двофазному середовищі необхідно враховувати дію підйомної сили, сили змащення стінки та сили турбулентного розсіювання в межах однорідної полідисперсної моделі типу Euler–Euler (MUSIG) з балансом популяцій. Це забезпечує більш точний опис трибодинамічної взаємодії в умовах двофазного потоку та підвищує достовірність прогнозування стійкості ротора.

3. На основі експериментальних досліджень і числового гідродинамічного аналізу встановлено вплив геометричних параметрів з’єднувальних камер і зазору другої шпарини на структуру тривимірної течії, динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфування і витоки в трьохшпаринному ущільненні. Показано, що збільшення осьового розміру з’єднувальної камери на 2 мм та зазору другої шпарини в два рази сприяє зменшенню амплітуди прецесії на 31,3-38,7%, збільшенню критичної швидкості обертання на 27,7-123,3% та більш центрованому положенню ротора. При цьому, витоки в трьохшпаринному

ущільненні на 32,4% менші ніж в одношпаринному ущільненні подібної конструкції. Встановлено вплив коефіцієнта тертя стінки та наявності роторних і статорних ребер у з'єднувальних камерах на формування окружної течії та ротординамічну стійкість. Виявлено, що тривимірна структура потоку визначається взаємодією вихрового, радіального та окружного кільцевого потоків, співвідношення яких зумовлює величину і знак радіальних і тангенціальних сил в мастильному шарі та пояснює умови виникнення статичної й динамічної нестійкості ротора.

4. Числовими розрахунками турбулентної течії нестисливої рідини в двохшпаринному ущільненні встановлено визначальний вплив з'єднувальної камери на величину та напрям радіальної гідростатичної сили в зазорі. Порівняння базової конструкції та варіантів із радіальними проточками на внутрішньому і зовнішньому радіусах корпусу показало, що найбільш ефективною є конструкція з проточкою на зовнішньому радіусі, яка забезпечує максимальну центруючу радіальну силу, позитивні значення сумарної прямої жорсткості та демпфування і зміну напряму сили за менших осьових розмірів камери. Показано, що дифузорна конусність другої шпарини збільшує децентруючу радіальну складову результуючої сили, водночас змінюючи сумарну тангенціальну силу з дестабілізуючої на стабілізуючу, що визначає умови динамічної стійкості ротора.

5. Розв'язання задачі гідропружності для плаваючого та закріпленого кілець шпаринного ущільнення дозволило встановити вплив геометричних параметрів оболонки, вхідного тиску та радіального зміщення вала на розподіл гідростатичного тиску, величину зазору, витоки, напружено-деформований стан і величину радіальної сили в мастильному шарі. Показано, що для базової конструкції у діапазоні радіальних переміщень до 50 % від номінального зазору статична радіальна сила має центруючий характер, незважаючи на конфузорно-дифузорну форму змащувального зазору. Встановлено, що для закріпленого кільця характерні негативні значення прямої жорсткості при позитивному прямому демпфуванні та перехресних коефіцієнтах, що визначає особливості

його трибодинамічної поведінки. Зменшення товщини циліндричної оболонки базової конструкції плаваючого кільця від 2,5 до 1,5 мм дозволяє зменшити зазор на 52,6% до 26,5 мкм і величину витоків на 51,1% до 0,651 л/с.

6. Числовий аналіз гідродинаміки течії в лабіринтно-лунковому ущільненні показав, що його коефіцієнт потоку є найменшим серед порівняних конструкцій: шпаринне ущільнення має максимальний, а лункове ущільнення - проміжний коефіцієнт потоку. Так, при коефіцієнті тиску 0,3 коефіцієнт потоку лабіринтно-лункового ущільнення на 41,7% менший, ніж у шпаринного, і на 19% менший, ніж у традиційного лабіринтного ущільнення, що визначає його підвищену гідродинамічну ефективність у зменшенні витоків.

7. Використання перевірених нестаціонарних методів обчислювальної гідродинаміки дозволило оцінити прецесійний рух вала та динамічні коефіцієнти демпферних лункових ущільнень різних конструкцій. Встановлено, що серповидні лунки ефективно гальмують окружний потік, зменшуючи циркуляційні сили та прецесійні коливання ротора. Показано, що лункове демпферне ущільнення має менші коефіцієнти жорсткості ніж стільникові та ущільнення з сіткою отворів, але значно більші коефіцієнти жорсткості у порівнянні з кишеньковим демпфером та лабіринтним ущільненням. Коефіцієнт прямого демпфування перевищує значення у кишенькових демпферів на 16–500%, у стільникових і з сіткою отворів ущільненнях на 50–60%, що забезпечує ефективне демпфування у всьому діапазоні частот збудження. Витоки лункового ущільнення порівняні або менші на 10% ніж у лабіринтних і сіткою отворів ущільнень, та до 25 % менші ніж у кишенькових демпферів, що підтверджує його трибологічну ефективність.

8. Отримані результати підтверджують ефективність нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Встановлено, що поєднання гідродинамічних канавок з канавками зворотного нагнітання на 26,8 % зменшує величину витоків та на 67,44% зменшує коефіцієнт тертя, що розширює діапазон робочих параметрів ущільнення та підвищить ресурс пари тертя. Експериментально та

розрахунково визначено, що найбільш перспективною є конструкція з гідродинамічними канавками на опорному диску, яка має більш рівномірний розподіл контактного тиску по ширині пари тертя.

9. Результати експериментальних і числових досліджень показали, що в порівнянні з іншими конструкціями газодинамічних ущільнень мастильна плівка запірних імпульсних ущільнень має порівняні величини динамічних коефіцієнтів жорсткості, але на порядок більші величини коефіцієнтів демпфування. Це підтверджує динамічну стійкість аксіально-рухомого кільця ущільнення і швидке затухання коливань мінімальної амплітуди після початку обертання вала. При збільшенні вхідного тиску і швидкості обертання вала спостерігається збільшення величини витоків і температури. Збільшення величини зазору призводить до плавного падіння розкриваючої сили і гідростатичної жорсткості при суттєвому збільшенні витоків. Зменшення кількості камер збільшує амплітуду пульсацій динамічного тиску і температуру, а збільшення глибини камер навпаки зменшує. Збільшення перепаду тиску між запірним і ущільнювальним середовищем за рахунок гідростатичного ефекту збільшує силу відкриття і величину зазору. Температурні і силові деформації призводять до змінення форми зазору як в осьовому, так і в окружному напрямках, але не мають критичного впливу на працездатність ущільнювального вузла. При цьому, загалом заміна традиційного рідинного змащення на газове змащення в відцентрових насосах і компресорах дозволяє більше ніж на порядок зменшити втрати на тертя та повністю запобігти витокам ущільнювального середовища назовні в атмосферу.

10. Результати числового дослідження конструкції упорного підшипника ковзання зі скребками та охолодженням термонавантаженої зони колодки показали підвищення несучої здатності у 2,25-2,44 рази при аналогічних значеннях максимальної температури та більшому моменті тертя 6,2 Нм порівняно з традиційним підшипником. Встановлено, що відведення нагрітого потоку та охолодження мастильного шару дозволяє зменшити зазор в точці

опори з 42 до 22 мкм і підвищити трибологічну ефективність упорного підшипника.

11. Розрахункові дослідження кулькового підшипника показали, що турбулентна течія кріогенного середовища (бінарна суміш азоту, рідина-пар) у обертовій області з прецесійним рухом сепаратора та обертових кульок визначає динамічні сили між елементами підшипника. Порівняння результатів розрахунків з експериментом за моментом тертя при різних швидкостях обертання підтвердило адекватність моделі та дозволило оцінити трибологічну ефективність гідродинамічного змащення в кріогенних умовах.

12. Розроблені і впроваджені перспективні конструкції, а також методики інженерного розрахунку трибологічних, витратних і стійкісних характеристик запірних імпульсних ущільнень і пристроїв осьового врівноваження, газового регулятора перепаду тиску, торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя та ущільнень-опор відцентрових машин.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Давиденко А.К., Боярко Н.Н., Кацов С.Н., Цвык Н.И., Жидкова В.И., Обозный С.Г. Совершенствование насосов типа ЦНС для систем ППД с применением встроенных опорных подшипников скольжения, работающих на перекачиваемой среде // Труды 11-й Международной научно-технической конференции "Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования" - "ГЕРВИКОН-2005". - Сумы: Изд-во СумГУ. - 2005. - Т 1. - С.59 - 69.

2. Марцинковский В.А. Вычисление упругих и демпфирующих сил в щелевых уплотнениях гидромашин // Энергомашиностроение, 1961, №11, с. 25-26.

3. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980, 200 с.

4. Марцинковский В.А. Радиально – угловые колебания ротора центробежной машины в щелевых опорах-уплотнениях// Zeszyty naukowe politechniki Swietokrzyskiej. Mechanika, 54. Kielce, 1995, s.247-259.

5. Марцинковский В.А., и др. Центробежный насос. Патент №1771248 Российской Федерации на изобретение. БИ, №2, 1995.

6. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика.– Сумы: Изд-во СумГУ, 2005.– 416 с.

7. Університетська ліцензія на програмний комплекс ANSYS Academic Research CFD, 2008 р.

8. Athavale M.M., Hendricks R.C., Steinetz B.M., Numerical Simulation of Flow in a Whirling Annular Seal and Comparison with Experiments// NASA Technical Memorandum 107117.

9. Black H.F. Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibration of Centrifugal Pump Rotors// JMES, T.11, № 2, 1969, pp. – 206-213.

10. Brennen C.E. Hydrodynamics of pumps. Published by Concepts NREC and Oxford University, 1994.

11. Childs D.W., Rotordynamic Moment Coefficients for Finite Length Turbulent Seals// Proceedings of the IFToMM Conference, Rome, Sept. 1982, pp.– 371-378.

12. Childs D.W. Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seal Based on Hirs' Lubrication Equation// ASME Journal of Lubrication Technology, T.105, № 3, 1983, pp.– 429-436.

13. Childs D.W. Finite-Length Solution for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals// ASME Journal of Lubrication Technology, T.105, № 3, 1983, pp.– 437-444.

14. Childs D.W. Finite-Length Solution for Rotordynamic Coefficients of Constant Clearance and Convergent-Tapered Annular Seals// Third International Conference on Vibration and Rotating Machinery, York, England, 1984, Sept. 10-12.

15. Childs D.W., Kim C.H. Analysis and Testing for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals with Different, Directionally-Homogeneous Surface-Roughness Treatment for Rotor and Stator Elements// ASME Journal of Tribology, T.107, № 3, 1985, pp. – 296-306.

16. Fritz R.J. The Effects of Annular Fluid on Vibrations of a Long Rotor, Part 1 – Theory// ASME Journal of Basic Engineering, T.92, 1970, pp.–923-929.

17. Fritz R.J. The Effects of Annular Fluid on Vibrations of a Long Rotor, Part 2 – Test// ASME Journal of Basic Engineering, T.92, 1970, pp.–930-937.

18. Iwatsobo T., Yang B.S., Ibaraki R. Static and Dynamic Characteristics of Parallel-Grooved Seals// NASA CP-2443, 1986, pp. – 99-127.

19. Kanemori Y., Iwatsobo T. Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and Moments for a Long Annular seals// ASME Journal of Tribology, 1992, T.114, Oct., pp. – 773-778.

20. KSB product introduction. High-pressure centrifugal pump. 1852.1/7-90. 18.01.2002.

21. Morrison G.L., Johnson M.C., Thames III H.D. Comparison of the Flow Inside Whirling and Non-Whirling Smooth Annular Seals at 50% Eccentricity// International Journal of Rotating Machinery, 8(2), 2002, pp. – 141-152.

22. Nelson C.C. Rotordynamic Coefficients for Compressible Flow in Tapered Annular Seal// ASME Journal of Tribology, T.107, № 3, 1985, pp.– 318-315.

23. Nelson C.C., Nguyen D.T. Comparison of Hirs' Equation with Moody's Equation for Determining Rotordynamic Coefficients of Annular Pressure Seals// ASME Journal of Tribology, 1987, T.109, Jan., pp. - 144-148.

24. Nelson C.C., Nguyen D.T., Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 1 – A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Coefficients// ASME Journal of Tribology, 1988, Vol. 110, Apr., pp. – 354-360.

25. Nelson C.C., Nguyen D.T., 1988, Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 2 – Effects of Eccentricity on Rotordynamic Coefficients// ASME Journal of Tribology, 1985, Vol. 110, Apr., pp. – 361-366.

26. Nordmann R., Dietzen F.J., Janson W., Frei A., Florjancic S. Rotordynamic Coefficients and Leakage Flow of Parallel Grooved Seals and Smooth Seals// NASA CP-2443, 1986, pp.– 129-153.

27. San Andres L. Effect of Shaft Misalignment on the Dynamic Force Response of Annular Pressure Seals, STLE Tribology Transactions, 36, 2, 1993, pp. 173-182.

28. Staubi T., Bissig M., Numerically calculated rotor dynamic coefficients of a pump rotor side space// Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA), South Lake Tahoe, August 2001.

29. Lomakin AA. Feed pumps of the SVP-220-280 type for turbine installation with high parameters. Power Mech Eng 1955:1–10.

30. Martsynkovskyy VA, Karincev IB. Influence of seal gaps on the critical speeds of feed pump rotors. Power Mech Eng 1961:12–4.

31. Black HF. Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotors. J Mech Eng Sci 1969;11:206–13. https://doi.org/10.1243/JMES_JOUR_1969_011_025_02.

32. Martsynkovskyy VA. Hydrodynamics and strength of centrifugal pumps. Moscow: Mechanical Engineering; 1970.

33. Lomakin AA. Calculation of Critical Number of Revolutions and the Conditions

Necessary for Dynamic Stability of Rotors in High-Pressure Hydraulic Machines When Taking Into Account Forces Originating in Sealings. Power Mech Eng 1958:1–5.

34. Childs DW. The Space Shuttle Main Engine High-Pressure Fuel Turbopump Rotordynamic Instability Problem. J Eng Power 1978;100:48–57. https://doi.org/10.1115/1.3446326.

35. Martsynkovskyy VA. Non-contact seals of rotary machines. Moscow: Mechanical Engineering; 1980.

36. Gülich JF. Centrifugal Pumps. Fourth. Cham: Springer International Publishing; 2020. https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4.

37. Martsynkovskyy VA. Vibrations of centrifugal machine rotors: Hydrodynamics of throttling channels. Sumy: Sumy State University; 2002.

38. Childs DW. Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis. New York: John Wiley & Sons Inc.; 1993.

39. Martsynkovskyy VA. Annular seals: theory and practice. Sumy: Sumy State University; 2005.

40. Childs DW. Turbomachinery Rotordynamics with Case Studies. Minter Spring; 2013.

41. Bolleter U., Leibundgut E., Sturchler R. and MT. Hydraulic Interaction and Excitation Forces of High Head Pump Impellers. Proc. Third Jt. ASCE/ASME Mech. Conf., La Jolla, CA: 1989, p. 187–94.

42. San Andrés L. Introduction to Pump Rotordynamics. In Design and Analysis of High Speed Pumps 2006:9–1 – 9–26.

43. Ha TW, Choe BS. Numerical simulation of rotordynamic coefficients for eccentric annular-type-plain-pump seal using CFD analysis. J Mech Sci Technol 2012;26:1043–8. https://doi.org/10.1007/s12206-012-0217-x.

44. Ha TW, Choe BS. Numerical prediction of rotordynamic coefficients for an annular-type plain-gas seal using 3D CFD analysis. J Mech Sci Technol 2014;28:505–11. https://doi.org/10.1007/s12206-011-0830-3.

45. Untaroiu A, Hayrapetian V, Untaroiu CD, Wood HG, Schiavello B, McGuire J.

On the Dynamic Properties of Pump Liquid Seals. J Fluids Eng 2013;135:1–10. https://doi.org/10.1115/1.4023653.

46. Zhang M, Yang J, Zhang W, Gu Q. Orbit decomposition method for rotordynamic coefficients identification of annular seals. Appl Sci 2021;11:1–21. https://doi.org/10.3390/app11094237.

47. Zhang K, Jiang X, Li S, Huang B, Yang S, Wu P, et al. Transient CFD Simulation on Dynamic Characteristics of Annular Seal under Large Eccentricities and Disturbances. Energies 2020;13:4056. https://doi.org/10.3390/en13164056.

48. Xia P, Liu Z, Yu X, Zhao J. A transient bulk flow model with circular whirl motion for rotordynamic coefficients of annular seals. Chinese J Aeronaut 2018;31:1085–94. https://doi.org/10.1016/j.cja.2018.02.011.

49. Liu YZ, Wang WZ, Chen HP, Ge Q, Yuan Y. Influence of leakage flow through labyrinth seals on rotordynamics: numerical calculations and experimental measurements. Arch Appl Mech 2007;77:599–612. https://doi.org/10.1007/s00419-007-0119-z.

50. Xu R, Hu Y, Yin J, Zhang J, Wang D. A transient CFD research on the dynamic characteristics of liquid annular seals. Ann Nucl Energy 2018;120:528–33. https://doi.org/10.1016/j.anucene.2018.06.017.

51. Li F, Cui B, Zhai L. Research on Rotordynamic Characteristics of Pump Annular Seals Based on a New Transient CFD Method. Processes 2020;8:227. https://doi.org/10.3390/pr8020227.

52. Arghir M, Defaye C, Frêne J. The Lomakin Effect in Annular Gas Seals Under Choked Flow Conditions. J Eng Gas Turbines Power 2007;129:1028–34. https://doi.org/10.1115/1.2434344.

53. Childs DW, Arthur SP. Static Destabilizing Behavior for Gas Annular Seals at High Eccentricity Ratios. Vol. 7A Struct. Dyn., American Society of Mechanical Engineers; 2013. https://doi.org/10.1115/GT2013-94201.

54. Arghir M, Mariot A. About the Negative Direct Static Stiffness of Highly Eccentric Straight Annular Seals. J Eng Gas Turbines Power 2015;137:1–9. https://doi.org/10.1115/1.4029624.

55. Mortazavi F. CFD-based impeller and seal rotordynamic forces. Texas A&M University, 2018.

56. Zhang W, Ma K, Cao H, Wang T, Yang J, Li C. The Static Instability Characteristics of Labyrinth Seals: Experiments and Computational Fluid Dynamics Verification. J Vib Acoust 2020;142. https://doi.org/10.1115/1.4046572.

57. Subramanian S, Sekhar AS, Prasad BVSSS. Rotordynamic characterization of rotating labyrinth gas turbine seals with radial growth: Combined centrifugal and thermal effects. Int J Mech Sci 2017;123:1–19. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.01.033.

58. Subramanian S, Sekhar AS, Prasad BVSSS. Rotordynamic characteristics of rotating labyrinth gas turbine seal with centrifugal growth. Tribol Int 2016;97:349–59. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.01.003.

59. Li Z, Li J, Feng Z. Numerical comparisons of rotordynamic characteristics for three types of labyrinth gas seals with inlet preswirl. Proc Inst Mech Eng Part A J Power Energy 2016;230:721–38. https://doi.org/10.1177/0957650916668768.

60. Childs DW, Bullock J. Static Performance of Smooth Liquid Annular Seals in the Transition and Turbulent Regimes. Vol. 9A Struct. Dyn. — Aerodyn. Excit. Damping; Bear. Seal Dyn. Emerg. Methods Des. Eng., vol. 9A-2021, American Society of Mechanical Engineers; 2021. https://doi.org/10.1115/GT2021-58543.

61. Zhang M, Yang J. Spiral flow induced destabilizing force analysis and its reduction with a novel helix-comb gas seal. Aerosp Sci Technol 2020;105:105997. https://doi.org/10.1016/j.ast.2020.105997.

62. Zhang M, Yang J, Zhang W, Gu Q. Annular seal destabilizing force reduction with circumferential flow suppression using multi-arch teeth. Tribol Int 2021;164:107233. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107233.

63. Iwatsubo T, Ishimaru H. Consideration of Whirl Frequency Ratio and Effective Damping Coefficient of Seal. J Syst Des Dyn 2010;4:177–88. https://doi.org/10.1299/jsdd.4.177.

64. Zhang X, Jiang J-B, Peng X, Li J. Leakage and rotordynamic characteristics of labyrinth seal and hole-pattern damping seal with special-shaped 3D cavity. Ind Lubr

Tribol 2021;73:396–403. https://doi.org/10.1108/ILT-07-2020-0262.

65. Gao R. Computational Fluid Dynamic and Rotordynamic Study on the Labyrinth Seal. Virginia Polytechnic Institute and State University, 2012.

66. Li F, Zhai L, Cui B, Guo J, Chen G. Investigation of the Dynamic Characteristics of an Eccentric Annular Seal on the Basis of a Transient CFD Method with Three Whirl Models. J Mar Sci Eng 2021;9:1290. https://doi.org/10.3390/jmse9111290.

67. Xiong X, Zhou Y, Wang Y. Influences of Randomly Uncertain Factors on Dynamic Coefficients of an Interlocking Labyrinth Seal-Rotor System. Machines 2022;10:39. https://doi.org/10.3390/machines10010039.

68. Wu T, San Andrés L. Gas labyrinth seals: On the effect of clearance and operating conditions on wall friction factors – A CFD investigation. Tribol Int 2019;131:363–76. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.10.046.

69. Childs DW, Wade J. Rotordynamic-Coefficient and Leakage Characteristics for Hole-Pattern-Stator Annular Gas Seals—Measurements Versus Predictions. J Tribol 2004;126:326–33. https://doi.org/10.1115/1.1611502.

70. Nielsen KK, Jønck K, Underbakke H. Hole-Pattern and Honeycomb Seal Rotordynamic Forces: Validation of CFD-Based Prediction Techniques. J Eng Gas Turbines Power 2012;134. https://doi.org/10.1115/1.4007344.

71. Gu C, Zhang W, Yang X, Wu K, Yin L. Numerical investigation on leakage and rotordynamic performance of the honeycomb seal with swirl-reverse rings. Chinese J Aeronaut 2022;35:87–100. https://doi.org/10.1016/j.cja.2021.09.011.

72. Zhang W, Gu C, Yang X, Wu K, Li C. Effect of hole arrangement patterns on the leakage and rotordynamic characteristics of the honeycomb seal. Propuls Power Res 2022;11:181–95. https://doi.org/10.1016/j.jppr.2022.03.002.

73. Wu T, San Andrés L. Leakage and Dynamic Force Coefficients for Two Labyrinth Gas Seals: Teeth-on-Stator and Interlocking Teeth Configurations. A Computational Fluid Dynamics Approach to Their Performance. J Eng Gas Turbines Power 2019;141. https://doi.org/10.1115/1.4041123.

74. Zahorulko AV., Lee Y-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part I: Leakage performance. Mech Syst Signal Process 2021;147:107024.

https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107024.

75. Zahorulko AV., Lee Y-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part II: Rotordynamic characteristics. Mech Syst Signal Process 2021;147:107154. https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107154.

76. Zhang W, Yin L, Yang L, Tian H, Li C. Rotordynamic characteristics prediction for scallop damper seals using computational fluid dynamics. Chinese J Aeronaut 2022;35:92–106. https://doi.org/10.1016/j.cja.2021.11.016.

77. Bin Najeeb OA, Childs DW. Static and Rotordynamic Analysis of a Plain Annular (Liquid) Seal in the Laminar Regime With a Swirl Brake for Three Clearances. J Eng Gas Turbines Power 2019;141. https://doi.org/10.1115/1.4042650.

78. Wu G, Feng J, Luo X. Effects of Inlet-Loss Coefficient on Dynamic Coefficients and Stability of Multistage Pump Annular Seal. Iran J Sci Technol Trans Mech Eng 2019;43:719–27. https://doi.org/10.1007/s40997-018-0226-1.

79. Andrés LS, Yang J. The influence of inlet corner shape on the static and dynamic performance of an annular pressure seal. Proc. GPPS Forum 18 Glob. Power Propuls. Soc., vol. 55, Zurich: 2018, p. 1–10.

80. Zhou W, Wu G, Qiu N, Liu S, Lai Z. Influence of Exit-Recovery Coefficient on the Leakage and Dynamic Characteristics of Annular Seal. Arab J Sci Eng 2019;44:1293–303. https://doi.org/10.1007/s13369-018-3495-5.

81. Storteig E. Dynamic characteristics and leakage performance of liquid annular seals in centrifugal pumps. Norwegian University of Science and Technology, 1999.

82. Ertas BH, Delgado A, Vannini G. Rotordynamic Force Coefficients for Three Types of Annular Gas Seals With Inlet Preswirl and High Differential Pressure Ratio. J Eng Gas Turbines Power 2012;134. https://doi.org/10.1115/1.4004537.

83. Gu Q, Yang J, Zhang W, Zhang M. On the rotordynamic performance of an annular gas seal with self-adaptive jet slots: Comparisons to the swirl brake and shunt injection. Tribol Int 2022;176:107898. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107898.

84. Zhang X, Jiao Y, Qu X, Zhao Z, Huo G, Huang K. Inlet preswirl dependence research on three different labyrinth seals. Tribol Int 2022:107929. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107929.

85. Martsynkovskyy VA. Rotordynamics of centrifugal machines. Sumy: Sumy State University Publishing House; 2012.

86. Karassik IJ, Messina JP, Cooper P, Heald CC. Pump handbook. 4th editio. New York: McGraw-Hill; 2008.

87. Martsynkovskyy VA, Tarelnyk VB, Antoszewski B, Martsynkovskyy VS, Radionov O V. Ecological safety of compressor and pump equipment operation. Sumy: Sumy State University Publishing House; 2018.

88. Pozovnyi O, Deineka A, Lisovenko D. Calculation of Hydrostatic Forces of Multi-gap Seals and Its Dependence on Shaft Displacement. Lect. Notes Mech. Eng., Cham: Springer; 2020, p. 661–70. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_66.

89. Etinger SM. Experience of adjustment and development in operation of feed pumps of ultrahigh pressure type SVP-220-280 at Cherepetskaya GRES. Steam Gas Turb Constr 1957;5:155–77.

90. Martsinkovsky V, Yurko V, Tarelnik V, Filonenko Y. Designing Thrust Sliding Bearings of High Bearing Capacity. Procedia Eng 2012;39:148–56. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.019.

91. Gülich JF. Centrifugal Pumps. Fourth. Cham: Springer International Publishing; 2020. https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4.

92. V.A. Martsynkovskyy. Annular seals: theory and practice. Sumy: Sumy State University; 2005.

93. Martsynkovskyy VA. Hydrodynamics and strength of centrifugal pumps. Moscow: Mechanical Engineering; 1970.

94. Zahorulko A, Kundera C, Hudkov S. Determination of mechanical characteristics of stuffing box packings. IOP Conf Ser Mater Sci Eng 2017;233. https://doi.org/10.1088/1757-899X/233/1/012039.

95. Verhoeven J, Feng T, Neumer T. Rotor Instability of a Single Stage Centrifugal Pump, Supersynchronous Whirling at Almost Twice the Operating Speed, A Case History. Proceedings, 1st Int. Symp. Pump Noise Vib., 1993, p. 457–68.

96. Marscher WD, Onari MM. Solving Super-Synchronous Vibration on a Double Suction Pump. 28th Int. Pump Users Symp., 2012, p. 1–39.

https://doi.org/https://doi.org/10.21423/R16920.

97. Childs DW. Turbomachinery Rotordynamics with Case Studies. Minter Spring; 2013.

98. Bin Najeeb OA, Childs DW. Static and Rotordynamic Analysis of a Plain Annular (Liquid) Seal in the Laminar Regime With a Swirl Brake for Three Clearances. J Eng Gas Turbines Power 2019;141. https://doi.org/10.1115/1.4042650.

99. Gu Q, Yang J, Zhang W, Zhang M. On the rotordynamic performance of an annular gas seal with self-adaptive jet slots: Comparisons to the swirl brake and shunt injection. Tribol Int 2022;176:107898. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107898.

100. Zhang X, Jiao Y, Qu X, Zhao Z, Huo G, Huang K. Inlet preswirl dependence research on three different labyrinth seals. Tribol Int 2022:107929. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107929.

101. Lindsey WT, Childs DW. The Effects of Converging and Diverging Axial Taper on the Rotordynamic Coefficients of Liquid Annular Pressure Seals: Theory Versus Experiment. Vol. 3B 15th Bienn. Conf. Mech. Vib. Noise — Acoust. Vib. Rotating Mach., American Society of Mechanical Engineers; 1995, p. 1139–47. https://doi.org/10.1115/DETC1995-0509.

102. Zhang W, Chen L, Yang J, Yang J, Li C. Static instability of the smooth annular seals with choked/unchoked flow. Tribol Int 2020;144:106120. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.106120.

103. Sun D, Li S-Y, Zhao H, Fei C-W. Numerical Investigation on Static and Rotor-Dynamic Characteristics of Convergent-Tapered and Divergent-Tapered Hole-Pattern Gas Damper Seals. Materials (Basel) 2019;12:2324. https://doi.org/10.3390/ma12142324.

104. Pozovnyi O, Zahorulko A, Krmela J, Artyukhov A, Krmelová V. Calculation of the Characteristics of the Multi-gap Seal of the Centrifugal Pump, in Depend-ence on the Chambers' Sizes. Manuf Technol 2020;20:361–7. https://doi.org/10.21062/mft.2020.048.

105. Amoser M, Staubli T. Three-dimensional flow phenomena in labyrinth seals. Ninth Conf. Fluid Mach., Budapest: 1991, p. 1–9.

106. Arghir M, Amoser M, Dueymes E, al. Activité de la division " Applications industrielles de la mécanique des fluides ". L'influence de joints annulaires lisses sur le comportement dynamique de ligne d'arbres de machines hydrauliques. La Houille Blanche 1997;83:14–28. https://doi.org/10.1051/lhb/1997046.

107. Zahorulko AV., Lee Y-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part I: Leakage performance. Mech Syst Signal Process 2020:107024. https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107024.

108. Baek S Il, Ahn J. Optimizing the Geometric Parameters of a Straight-Through Labyrinth Seal to Minimize the Leakage Flow Rate and the Discharge Coefficient. Energies 2021;14:705. https://doi.org/10.3390/en14030705.

109. Hur MS, Lee SI, Moon SW, Kim TS, Kwak JS, Kim DH, et al. Effect of Clearance and Cavity Geometries on Leakage Performance of a Stepped Labyrinth Seal. Processes 2020;8:1496. https://doi.org/10.3390/pr8111496.

110. Zhao W, Nielsen TK, Billdal JT. Effects of cavity on leakage loss in straight-through labyrinth seals. IOP Conf Ser Earth Environ Sci 2010;12:012002. https://doi.org/10.1088/1755-1315/12/1/012002.

111. Cao H, Zhang W, Yin L, Yang L. Numerical Study of Leakage and Rotordynamic Performance of Staggered Labyrinth Seals Working with Supercritical Carbon Dioxide. Shock Vib 2022;2022:1–17. https://doi.org/10.1155/2022/3896212.

112. Jiang J, Yang Y, Huang W, Li Y. Numerical and experimental investigation on uniformity of pressure loads in labyrinth seal. Adv Mech Eng 2017;9:168781401772845. https://doi.org/10.1177/1687814017728455.

113. Zhang W, Yang J, Tian Y, Cao H, Gu J. Research on the leakage and dynamic characteristics of a new kind of radial annular seal and comparisons with labyrinth seals. Proc Inst Mech Eng Part A J Power Energy 2013;227:261–71. https://doi.org/10.1177/0957650912474388.

114. Arghir M, Defaye C, Frêne J. The Lomakin Effect in Annular Gas Seals Under Choked Flow Conditions. J Eng Gas Turbines Power 2007;129:1028–34. https://doi.org/10.1115/1.2434344.

115. Arghir M, Mariot A. About the Negative Direct Static Stiffness of Highly

Eccentric Straight Annular Seals. J Eng Gas Turbines Power 2015;137:1–9. https://doi.org/10.1115/1.4029624.

116. Alford JS. Protecting Turbomachinery From Self-Excited Rotor Whirl. J Eng Power 1965;87:333–43. https://doi.org/10.1115/1.3678270.

117. Vance JM, Laudadio FJ. Experimental Measurement of Alford's Force in Axial Flow Turbomachinery. J Eng Gas Turbines Power 1984;106:585–90. https://doi.org/10.1115/1.3239610.

118. Yada K, Uchiumi M, Funazaki K. Thomas/Alford Force on a Partial-Admission Turbine for the Rocket Engine Turbopump. J Fluids Eng 2019;141. https://doi.org/10.1115/1.4040466.

119. Wu T, San Andrés L. Gas labyrinth seals: On the effect of clearance and operating conditions on wall friction factors – A CFD investigation. Tribol Int 2019;131:363–76. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.10.046.

120. Reto Schöb. Centrifugal pump without bearings or seals. World Pumps, July 2002, pp. 2-5.

121. Robert Neumaier. Hermetic pumps: the ecological solution, centrifugal pumps and rotary displacement pumps. Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1994. 593 p.

122. http://magdrivepumps.org/advantages-disadvantages-mag-drive-mechanical-seal-pumps/

123. HGM – horizontal, multistage high-pressure. Ring-section pump. KSB.

124. V. Martsynkovsky, S. Demin, A. Gulyi, A. Bashkina. Centrifugal pump. Patent RF 1771248. BI, N2, 1995.

125. A.Korczak, W. Marcinkowski, G.Peczkis. *Wpływ szczelin uszczelniających na dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej*. Politechnika śląska. Prace naukowe, 2007, Z.18, s. 161-170.

126. Стюарт Л. Скотт. Технология многофазной откачки в нефтегазовой промышленности. Рогтех, С. 72-81.

127. Марцинковский В. А. Гермомеханика, ее роль в обеспечении экономичности и экологичности насосного и компрессорного оборудования

[Текст] / В. А. Марцинковский // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. - 2005. - №1 (73) - С. 5-10.

128. Kamal, M. M. (April 1, 1968). "A High Pressure Clearance Seal." ASME. J. of Lubrication Tech. April 1968; 90(2): 412–416. https://doi.org/10.1115/1.3601575

129. R. J. Pick, H. D. Harris. Morrison and Parry Seals for Water Pressures up to 345 MPa. J. Pressure Vessel Technol. Feb 1980, 102(1): 84-89 (6 pages). https://doi.org/10.1115/1.3263306

130. V. A. Khvorost, S. V. Pryadko,V. A. Mel'nik, et al. Method of calculating floating seals, Vestn. Mashinostr., No. 6, 23–25 (1987).

131. Кибец Ю. А. Разработка методов расчёта деформируемых щелевых уплотнений турбонасосных агрегатов. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. Харьков, 1988 – 252 с.

132. Mihai Arghir. Experimental study of floating ring annular seals using high-speed optical techniques and mark tracking methods. CFM 2015 - 22ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, Lyon, France.

133. Li G, Zhang Q, Huang E, Lei Z, Wu H, Xu G. Leakage performance of floating ring seal in cold/hot state for aero-engine. Chinese J Aeronaut 2019;32:2085–94. https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.03.004.

134. Ha T-W, Lee Y-B, Kim C-H. Leakage and rotordynamic analysis of a high pressure floating ring seal in the turbo pump unit of a liquid rocket engine. Tribol Int 2002;35:153–61. https://doi.org/10.1016/S0301-679X(01)00110-4.

135. Duan W, Chu F, Kim C-H, Lee Y-B. A bulk-flow analysis of static and dynamic characteristics of floating ring seals. Tribol Int 2007;40:470–8. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2006.04.010.

136. Xie Z, Zhu W. An investigation on the lubrication characteristics of floating ring bearing with consideration of multi-coupling factors. Mech Syst Signal Process 2022;162:108086. https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108086.

137. Zhang Y, Wang W, Wei D, Wang G, Xu J, Liu K. Coupling analysis of tribological and dynamical behavior for a thermal turbulent fluid lubricated floating

ring bearing-rotor system at ultra-high speeds. Tribol Int 2022;165:107325. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107325.

138. Novotný P, Škara P, Hliník J. The effective computational model of the hydrodynamics journal floating ring bearing for simulations of long transient regimes of turbocharger rotor dynamics. Int J Mech Sci 2018;148:611–9. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.09.025.

139. Z. Yu, D.W. Childs, A comparison of experimental rotordynamic coefficients and leakage characteristics between hole-pattern gas damper seals and a honeycomb seal, J. Eng. Gas Turb. Power 120 (1998) 778-783.

140. D.W. Childs, J. Wade, Rotordynamic-coefficient and leakage characteristics for hole-pattern-stator annular gas seals-measurements versus predictions, J. Tribol. 126 (2004) 326-333.

141. M. Vannarsdall, D.W. Childs, Static and rotordynamic characteristics for a new hole-pattern annular gas seal design incorporating larger diameter holes, J. Eng. Gas Turb. Power 136 (2014) 022507.

142. B.H. Ertas, Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals, Ph.D Dissertation, Texas A&M University, 2005.

143. B. Ertas, A. Gamal, J. Vance, Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals, J. Turbomach. 128 (2006) 725-737.

144. A.M.G. Eldin, Leakage and rotordynamic effects of pocket damper seals and see-through labyrinth seals, Ph.D Dissertation, Texas A&M University, 2007.

145. А.М. Гулий. Гідродинамічна жорсткість безконтактних ущільнень. М.: Вісник машинобудування 2 (1987) 21-25.

146. V. Martsinkovsky, V. Yurko, Economic efficiency of synthesis-gas turbocompressor modernization, Proc. Eng. 39 (2012) 339-365.

147. G. Chochua, Computations of gas annular damper seal flows, Ph.D Dissertation, University of Florida, 2002.

148. N. Takahashi, H. Miura, M. Narita, N. Nishijima, Y. Magara, Development of scallop cut type damper seal for centrifugal compressors, J. Eng. Gas Turb. Power 137 (2015) 032509.

149. A.O. Pugachev, Bruch seals in rotary systems of aircraft engines, Dr.-Sc. Dissertation, Moscow, 2015.

150. J.M. Vance, R.R. Shults, Modulated pressure damper seals, United States Patent N5,794,942, 1998.

151. В. Марцинковський, І. Овсейко, І. Кухарєв. Лабіринтне ущільнення, Патент UA 20521 U, 2007.

152. В.В. Усенко, В.А. Марцинковський, І.С. Бережний, А.М. Гулий, Лабіринтне ущільнення, Патент SU 1118827 A, 1984.

153. В.А. Марцинковський. Роторна динаміка відцентрових машин, СумДУ, Суми, 2012.

154. A. Korczak, V. Martsynkovskyy, G. Peczkis, A. Zahorulko, Diagnosis of the phenomenon of flow as an inspiration to inventions in the domain of constructing hydraulic machines, Proc. Eng. 39 (2012) 286-302.

155. P. Xia, Z. Liu, X. Yu, J. Zhao, A transient bulk flow model with circular whirl motion for rotordynamic coefficients of annular seals, Chin. J. Aeron. 31(5) (2018) 1085–1094.

156. S. Subramanian, A.S. Sekhar, B.V.S.S.S. Prasad, Rotordynamic characterization of rotating labyrinth gas turbine seals with radial growth: Combined centrifugal and thermal effects, Int. J. Mech. Sc. 123 (2017) 1–19.

157. A. Untaroiu, V. Hayrapetian, C.D. Untaroiu, H.G. Wood, B. Schiavello, J. McGuire, On the dynamic properties of pump liquid seals, J. Fluids Eng. 135 (2013) 051104.

158. L.S. Andrés, T. Wu, Gas labyrinth seals: on the effect of clearance and operating conditions on wall friction factors – a CFD investigation, Research Progress Report to the Turbomachinery Research Consortium, Texas A&M University, 2018.

159. A.O. Pugachev, M. Deckner, Experimental and theoretical rotordynamic stiffness coefficients for a three-stage brush seal, Mech. Syst. Sign. Proc. 31 (2012) 143–154.

160. F. Cangioli, P. Pennacchi, G. Vannini, L. Ciuchicchi, Effect of energy equation in one control-volume bulk-flow model for the prediction of labyrinth seal dynamic coefficients, Mech. Syst. Sign. Proc. 98 (2018) 594–612.

161. D.W. Childs, Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis, John Wiley & Sons, New York, 1993.

162. M. Micio, C. Bianchini, D. Massini, B. Facchini, A. Ceccherini, L. Innocenti, Flat Plate Honeycomb Seals Friction Factor Analysis, J. Eng. Gas Turb. Power 138 (2016) 072505.

163. A. Untaroiu, P. Migliorini, H.G. Wood, P.E. Allaire, J.A. Kocur, Hole-pattern seals: a three dimensional CFD approach for computing rotordynamic coefficient and leakage characteristics, in Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress&Exposition IMECE2009: Florida.

164. S. Tokuyama, M. Kobayashi, A. Nakaniwa, S. Saburi, Verification test of 700 bar super high pressure robust compressor, Mitsubishi Heavy Industries Tech. Review 51 (3) (2014) 32-42.

165. K.K. Nielsen, K. Jønck, H. Underbakke, Hole-pattern and honeycomb seal rotordynamic forces: validation of CFD-based prediction techniques, J. Eng. Gas Turb. Power 134 (2012) 122505.

166. G. Chochua, T.A. Soulas, Numerical modeling of rotordynamic coefficients for deliberately roughened stator gas annular seals, J. Tribol. 129 (2007) 424-429.

167. Z. Li, J. Li, Z. Feng, Comparisons of rotordynamic characteristics predictions for annular gas seals using the transient computational fluid dynamic method based on different single-frequency and multifrequency rotor whirling models, J. Tribol. 138 (2016) 011701.

168. X. Yan, K. He, J. Li, Z. Feng, Numerical investigations on rotordynamic characteristic of hole-pattern seals with two different hole-diameters, J. Turbomach. 137 (2015) 071011.

169. W. Xu and J. Yang, A study on rotordynamic characteristics of swirl brakes for three types of seals, IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 187 (2017) 012022.

170. Загорулько А.В., Хворост В.А., Криворучко Д.В. Анализ теоретических и экспериментальных исследований торцовых сальниковых уплотнений // Вісник СумДУ. - 2000. - №19. – С. 27-37.

171. Lebeck A.O. Parallel sliding load support in the mixed friction regime. Part 1 – the experimental data; part 2 – evaluation of the mechanisms // Journal of Tribology, 1987, vol. 109 (1): 189-205 p.

172. Harald Lubbinge. On the lubrication of mechanical face seals / University of Twente - Printed by FEBO druk B.V. Enschede, 1999. 143 p.

173. Майер Э. Торцовые уплотнения / Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.

174. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Под общей ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

175. J. Nosowicz, P. Waidner. Reducing life-cycle costs by using innovative ceramic materials in mechanical seals // Proc. X International Conference. Seals and Sealing Technology in Machines and Devices. Wroclaw, 2004. P. 25-35.

176. Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования: Учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.

177. Young L.A., Lebeck A.O. The design and testing of a wavy-tilt-dam mechanical face seal // STLE Lub. Eng. 1989. V.45, №5. – P. 322-329.

178. W.E. Key, R. Dickau, R.L. Carlson. Mechanical seals with wavy SiC faces for a severe duty NGL/Crude pipeline application // Proc. of the twenty-first international pump users symposium – 2004. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas. P. 77-87.

179. Кревсун Э.П. Торцовые герметизаторы вращающихся валов. – Мн.: «Арти-Фекс», 1998. – 148 с.

180. Muller H.K. Concepts of sealing mechanism of rubber lip type rotary shaft seals // Proc. of the 11th BHRA international conference on fluid sealing, Cannes, France. London: Elsevier; 1987. P. 698-709.

181. K. Tonder, R. Salant. Non-leaking lip seals: A roughness effect study // Journal of Tribology, July 1992, vol.114. P. 595-599.

182. Bogdan Antoszewski. Wlasnosci laserowo i plazmowo modyfikowanych slizgowych wezlow tarcia na przykladzie uszczelnien czolowych. - Politechnika swietokrzyska, Kielce 1999. 135 p.

183. A.D. McNickle, I. Etsion. Near-contact laser surface textured dry gas seals // Journal of Tribology, Vol. 126, October 2004. P. 788-794.

184. EP 0037210 A1. High pressure upstream pumping seal combination / Crane packing company (Sedy E.). – 1980.

185. US. Pat. 4421321. Hydrodynamic noncontacting seal for rotary maschines / Lipschitz A. – 1983.

186. I. Etsion. A new concept of zero-leakage noncontacting mechanical face seal. Journal of Tribology, July 1984, vol.106. P. 338-343.

187. K.-D. Meck. A new sealing interface technology for high performance mechanical seal applications // Proc. pump users. International forum 2004, Karlsruhe, 29-30 September. 12 p.

188. Chen Y, Peng X, Wang B, Jiang J, Li J. Experimental and theoretical investigations on dry gas seal transient performance and its disparity with steady performance. Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol 2022;236:1661–73. https://doi.org/10.1177/13506501211064079.

189. Fairuz ZM, Jahn I, Abdul-Rahman R. The effect of convection area on the deformation of dry gas seal operating with supercritical CO2. Tribol Int 2019;137:349–65. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.04.043.

190. Lysytsyn K.V. PNV and MVA. Mechanical seal with adjustable leakage. 446695, 1974.

191. Zahorulko A, Lisovenko D, Martsynkovskyy V. Development and investigation of face buffer impulse seal of centrifugal compressor. Eastern-European J Enterp Technol 2016;1:30–9. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59884.

192. Martsynkovskyy V, Zahorulko A, Gudkov S, Mischenkod S. Analysis of buffer impulse seal. Procedia Eng., vol. 39, 2012.

https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.006.

193. Hahn M, Park Y, Kang M, Jun S, Jang G. Effects of Laminar, Turbulent, and Slip Conditions in a Fluid Film on a Dry Gas Seal. Machines 2022;10:954. https://doi.org/10.3390/machines10100954.

194. Yan R, Chen H, Zhang W, Hong X, Bao X, Ding X. Calculation and verification of flow field in supercritical carbon dioxide dry gas seal based on turbulent adiabatic flow model. Tribol Int 2022;165:107275. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107275.

195. Wang Y, Ge Y, Huang G, Hu Q, Hu P. Microscale Flow Field Analysis and Flow Prediction Model Exploration of Dry Gas Seal. IEEE Access 2020;8:52663–75. https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2980900.

196. Xu W, Yang J. Accuracy analysis of narrow groove theory for spiral grooved gas seals: A comparative study with numerical solution of Reynolds equation. Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol 2019;233:899–910. https://doi.org/10.1177/1350650118806396.

197. Fairuz ZM, Jahn I. The influence of real gas effects on the performance of supercritical CO2 dry gas seals. Tribol Int 2016;102:333–47. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.05.038.

198. Laxander A, Fesl A, Hellmig B. Development And Testing Of Dry Gas Seals For Turbomachinery In Multiphase CO2 Applications. 3rd Eur Supercrit CO2 Conf 2019:1–12. https://doi.org/10.17185/duepublico/48878.

199. Du Q, Zhang D. Research on the Performance of Supercritical CO 2 Dry Gas Seal with Different Deep Spiral Groove. J Therm Sci 2019;28:547–58. https://doi.org/10.1007/s11630-019-1139-z.

200. Zakariya MF, Jahn IHJ. Performance of Supercritical CO2 Dry Gas Seals Near the Critical Point. Vol. 9 Oil Gas Appl. Supercrit. CO2 Power Cycles; Wind Energy, American Society of Mechanical Engineers; 2016, p. 1–10. https://doi.org/10.1115/GT2016-56537.

201. Thatte A, Dheeradhada V. Coupled Physics Performance Predictions and Risk Assessment for Dry Gas Seal Operating in MW-Scale Supercritical CO2 Turbine.

Vol. 9 Oil Gas Appl. Supercrit. CO2 Power Cycles; Wind Energy, American Society of Mechanical Engineers; 2016. https://doi.org/10.1115/GT2016-57670.

202. Jiang H, Xu J, Yu S, Wang S, Ding X, Jiang A. Theoretical Expression and Screening of Real Gas Effect of Spiral Groove Dry Gas Seal. Processes 2024;12:1298. https://doi.org/10.3390/pr12071298.

203. Yang J, Wang S, Bai S. High-Temperature Flow Behavior and Energy Consumption of Supercritical CO2 Sealing Film Influenced by Different Surface Grooves. Materials (Basel) 2023;16:7129. https://doi.org/10.3390/ma16227129.

204. Chen J, Ma C, Bai S, Yang J. Vaporization Phase Transition in Cryogenic Liquid Oxygen Sealing Film on Spiral Groove Faces. Materials (Basel) 2024;17:1443. https://doi.org/10.3390/ma17061443.

205. Luan Z, Khonsari MM. Analysis of conjugate heat transfer and turbulent flow in mechanical seals. Tribol Int 2009;42:762–9. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.10.011.

206. Brunetière N, Modolo B. Heat transfer in a mechanical face seal. Int J Therm Sci 2009;48:781–94. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2008.05.014.

207. Luan Z, Khonsari MM. Heat transfer correlations for laminar flows within a mechanical seal chamber. Tribol Int 2009;42:770–8. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.10.008.

208. Wu D, Jiang X, Yang S, Wang L. Three-dimensional coupling analysis of flow and thermal performance of a mechanical seal. J Therm Sci Eng Appl 2013;6:1–9. https://doi.org/10.1115/1.4025057.

209. Xie F, Li Y, Ma Y, Xia S, Ren J. Cooling behaviors of a novel flow channel in mechanical seals of extreme high-speed rotation for cryogenic rockets. Cryogenics (Guildf) 2020;107:103055. https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2020.103055.

210. Ma C, Bai S, Peng X. Thermo-hydrodynamic characteristics of spiral groove gas face seals operating at low pressure. Tribol Int 2016;95:44–54. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.11.001.

211. Meng X, Zhao W, Shen M, Peng X. Thermohydrodynamic analysis on herringbone-grooved mechanical face seals with a quasi-3D model. Proc Inst Mech

Eng Part J J Eng Tribol 2018;232:1402–14. https://doi.org/10.1177/1350650117752952.

212. Qiu Y, Khonsari MM. Thermohydrodynamic analysis of spiral groove mechanical face seal for liquid applications. J Tribol 2012;134. https://doi.org/10.1115/1.4006063.

213. Yang J, Ji X, Chen J, Bai S. Heat dissipation and energy transfer performance of helium face seal with spiral grooves at cryogenic condition. Appl Therm Eng 2023;227:120385. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120385.

214. Su H, Rahmani R, Rahnejat H. Thermohydrodynamics of bidirectional groove dry gas seals with slip flow. Int J Therm Sci 2016;110:270–84. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.07.011.

215. Lin J, Wang H. Study on the Thermo-Hydrodynamic of a Dry Gas Seal in Helium Circulator for High Temperature Gas-Cooled Reactor. ASME-JSME-KSME 2011 Jt. Fluids Eng. Conf. Vol. 1, Symp. – Parts A, B, C, D, ASMEDC; 2011, p. 3623–33. https://doi.org/10.1115/AJK2011-18007.

216. Blasiak S. The two dimensional thermohydrodynamic analysis of a lubrication in non-contacting face seals. J Therm Sci Technol 2015;10:1–8. https://doi.org/10.1299/jtst.2015jtst0016.

217. Meng X, Qiu Y, Ma Y, Peng X. An investigation into the thermo-elasto-hydrodynamic effect of notched mechanical seals. Nucl Eng Technol 2022;54:2173–87. https://doi.org/10.1016/j.net.2021.12.031.

218. Liu Y, Liu W, Li Y, Liu X, Wang Y. Mechanism of a wavy-tilt-dam mechanical seal under different working conditions. Tribol Int 2015;90:43–54. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.03.020.

219. Blasiak S, Takosoglu JE, Laski PA. Heat transfer and thermal deformations in non-contacting face seals. J Therm Sci Technol 2014;9:1–8. https://doi.org/10.1299/jtst.2014jtst0011.

220. Bai S, Song Y, Yang J. Elastic deformation of liquid spiral groove face seals operating at high speeds and low pressure. Int J Mech Sci 2022;226:107397. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107397.

221. Zhu D, Yang J, Bai S. Thermoelastohydrodynamic Characteristics of Low-Temperature Helium Gas T-Groove Face Seals. Materials (Basel) 2021;14:2873. https://doi.org/10.3390/ma14112873.

222. Chen HL, Xu C, Zuo MZ, Wu QB. The thermal and mechanical deformation study of up-stream pumping mechanical seal. IOP Conf Ser Mater Sci Eng 2015;72. https://doi.org/10.1088/1757-899X/72/4/042032.

223. Zhao W, Zheng S, Teng L, Jiang J, Wang M, Peng X. Deformation Characteristics of Mechanical Seal Face under Alternating Loads. Appl Sci 2023;13:10238. https://doi.org/10.3390/app131810238.

224. Xie J, Ma C, Bai S. Thermo-distortion characteristics of spiral groove gas face seal at high temperature. Numer Heat Transf Part B Fundam 2020;77:242–56. https://doi.org/10.1080/10407790.2019.1693196.

225. ZHOU J, GU B, CHEN Y. An Improved Design of Spiral Groove Mechanical Seal. Chinese J Chem Eng 2007;15:499–506. https://doi.org/10.1016/S1004-9541(07)60115-3.

226. Shahin I. Gas Seal Performance and Start up Condition Enhancing with Different Seal Groove Geometries. J Aeronaut Aerosp Eng 2016;05. https://doi.org/10.4172/2168-9792.1000177.

227. Li H, Li G, Liu H, Li A, Lu X. Evolution mechanism and parametric investigation of relative negative pressure zone in spiral groove gas face seal for aero-engine at high rotational speed. Int J Heat Fluid Flow 2024;107:109362. https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109362.

228. Lu J, Ding X, Zhang W. The influence of spiral angle on lift-off speed of face gas seal under start-up. SN Appl Sci 2019;1:1068. https://doi.org/10.1007/s42452-019-1103-2.

229. Jiang J, Zhao W, Peng X, Li J. A novel design for discrete surface texture on gas face seals based on a superposed groove model. Tribol Int 2020;147:106269. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106269.

230. Dingui K, Brunetière N, Bouyer J, Adjemout M. Surface texturing to reduce temperature in mechanical seals. Tribol Online 2020;15:222–9.

https://doi.org/10.2474/trol.15.222.

231. Xie J, Bai S, Ma C. Hydrodynamic effect of non-closed elliptical grooves of bi-directional rotation gas face seals. Ind Lubr Tribol 2020;72:369–77. https://doi.org/10.1108/ILT-07-2019-0258.

232. Su H, Rahmani R, Rahnejat H. Performance Evaluation of Bidirectional Dry Gas Seals with Special Groove Geometry. Tribol Trans 2017;60:58–69. https://doi.org/10.1080/10402004.2016.1146380.

233. Shi L, Zhang Y, Chen S, Zhu W. Comparative research on gas seal performance textured with microgrooves and microdimples. J Brazilian Soc Mech Sci Eng 2019;41:1–10. https://doi.org/10.1007/s40430-019-1786-8.

234. Jiang JB, Peng XD, Li JY, Chen Y. Leakage and stiffness characteristics of bionic cluster spiral groove dry gas seal. Chinese J Mech Eng (English Ed 2018;31. https://doi.org/10.1186/s10033-018-0227-4.

235. Pozovnyi O, Zahorulko A, Krmela J, Artyukhov A, Krmelová V. Calculation of the Characteristics of the Multi-gap Seal of the Centrifugal Pump, in Depend-ence on the Chambers' Sizes. Manuf Technol 2020;20:361–7. https://doi.org/10.21062/mft.2020.048.

236. Korczak A, Martsynkovskyy V, Peczkis G, Zahorulko A. Diagnosis of the phenomenon of flow as an inspiration to inventions in the domain of constructing hydraulic machines. Procedia Eng., vol. 39, 2012. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.035.

237. Yin T, Fu J, Wei D, Xie Z, Zhang E, Zhao B. Thermal contact of roughness macro and micro model to reveal seal leakage mechanism under mixed lubrication. Tribol Int 2024;191:109176. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.109176.

238. Xu H, Zhu Z, Song P, Mao W, Deng Q, Sun X, et al. The parametric analysis on angular vibration stability of spiral groove dry gas seal with real gas model. Proc Inst Mech Eng Part C J Mech Eng Sci 2024;238:2677–87. https://doi.org/10.1177/09544062231193796.

239. Xu L, Liu Y, Wu JH, Yuan X, Hao M, Wang Y, et al. Transient dynamic analysis and experimental verification on lubrication regime transition during startup

period of non-contacting mechanical seal in liquid oxygen turbopump. Tribol Int 2022;176:107932. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107932.

240. Zhang L, Ding X, Wang S, Zhang S, Ding J. Research Progress on the Dynamic Stability of Dry Gas Seals. Processes 2024;12:575. https://doi.org/10.3390/pr12030575.

241. Ran Y, He Q, Huang W, Liu Y, Wang Y. Analysis of the coupling mechanism of the dynamic response and mechanical-thermal deformation in mechanical seals. Tribol Int 2024;192:109257. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2024.109257.

242. Blasiak S, Zahorulko AV. A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces. Tribol Int 2016;94. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.08.014.

243. Tarelnvk V, Kozachenko A, Martsynkovskyy V, Konoplianchenko I, Zhukov A, Tarelnyk N, et al. Alternative Methods for Forming Sliding Surfaces of Face Impulse Seals. 2018 IEEE 8th Int. Conf. Nanomater. Appl. Prop., IEEE; 2018, p. 1–6. https://doi.org/10.1109/NAP.2018.8915077.

244. Tarelnyk V, Konoplianchenko I, Martsynkovskyy V, Zhukov A, Kurp P. Comparative Tribological Tests for Face Impulse Seals Sliding Surfaces Formed by Various Methods, 2019, p. 382–91. https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4_40.

245. Srivastava G, Chiappa P, Shelton J, Higgs CF. A thermo-elasto-hydrodynamic lubrication modeling approach to the operation of reactor coolant pump seals. Tribol Int 2019;138:487–98. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.04.033.

246. Xie J, Ma C, Bai S. Thermo-distortion characteristics of spiral groove gas face seal at high temperature. Numer Heat Transf Part B Fundam 2020;77:242–56. https://doi.org/10.1080/10407790.2019.1693196.

247. Yang J, Ji X, Chen J, Bai S. Heat dissipation and energy transfer performance of helium face seal with spiral grooves at cryogenic condition. Appl Therm Eng 2023;227:120385. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120385.

248. Yin Y, Huang W, Li D, Hu S, Liu X, Liu Y. Discriminative Features of Abnormities in a Spiral Groove Gas Face Seal Based on Dynamic Model Considering Contact. Chinese J Mech Eng (English Ed 2022;35. https://doi.org/10.1186/s10033-

022-00694-4.

249. Dennis V. De Pellegrin, Douglas J. Hargreaves, An isoviscous, isothermal model investigating the influence of hydrostatic recesses on a spring-supported tilting pad thrust bearing, Tribology International, Volume 51, 2012, Pages 25-35, https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.02.008.

250. Martsinkovsky, V., Yurko, V., Tarelnik, V., & Filonenko, Y. (2012). Designing thrust sliding bearings of high bearing capacity. Paper presented at the Procedia Engineering 39, P. 148-156. doi: 10.1016/j.proeng.2012.07.019

251. Guo A, Wang X, Jin J, Hua DY, Hua Z. Experimental test of static and dynamic characteristics of tilting-pad thrust bearings. Advances in Mechanical Engineering. 2015;7(7). doi:10.1177/1687814015593878

252. Bai, L., Meng, Y. & Zhang, V. Experimental Study on Transient Behavior of Cavitation Phenomenon in Textured Thrust Bearings. Tribol Lett **63**, 27 (2016). https://doi.org/10.1007/s11249-016-0715-6

253. Harika, E., Bouyer, J., Fillon, M., and Hélène, M. (July 3, 2013). "Effects of Water Contamination of Lubricants on Hydrodynamic Lubrication: Rheological and Thermal Modeling." ASME. J. Tribol. October 2013; 135(4): 041707. https://doi.org/10.1115/1.4024812

254. Henry Y, Bouyer J, Fillon M. An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady-state operation: A comparison with the untextured parallel surface configuration. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2014;229(4):362-375. doi:10.1177/1350650114537484

255. Li P, Zhu Y, Zhang Y, Chen Z, Yan Y. Experimental study of the transient thermal effect and the oil film thickness of the equalizing thrust bearing in the process of start-stop with load. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2012;227(1):26-33. doi:10.1177/1350650112458855

256. Nie, Z., Li, G., Wang, X. et al. Dynamic Experimental Research of PTFE-Faced Pad Thrust Bearings. Tribol Lett 62, 8 (2016). https://doi.org/10.1007/s11249-016-0661-3

257. Sumi, Y, Sano, T, Shinohara, T, Tochitani, N, Otani, Y, Yamashita, K, & Nakano, T. "Development of Thrust Bearings With High Specific Load." Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 1B: Marine; Microturbines, Turbochargers and Small Turbomachines; Steam Turbines. Düsseldorf, Germany. June 16–20, 2014. V01BT27A044. ASME. https://doi.org/10.1115/GT2014-26798

258. Wasilczuk, M., Wodtke, M., & Braun, W. (2015). Centrally Pivoted Tilting Pad Thrust Bearing with Carbon-Based Coated Collar—Experimental Results of Low- and Medium-Speed Operation. Tribology Transactions, 58(5), 882–893. https://doi.org/10.1080/10402004.2015.1010761

259. A. Charitopoulos, D. Fouflias, C.I. Papadopoulos, L. Kaiktsis, M. Fillon. Thermohydrodynamic analysis of a textured sector-pad thrust bearing: effects on mechanical deformations. Mechanics & Industry, 15 5 (2014) 403-411. https://doi.org/10.1051/meca/2014048

260. Wang, Y., Liu, Y., Wang, Z. et al. Surface roughness characteristics effects on fluid load capability of tilt pad thrust bearings with water lubrication. Friction **5**, 392–401 (2017). https://doi.org/10.1007/s40544-017-0153-y

261. Papadopoulos, CI, Kaiktsis, L, & Fillon, M. "CFD Thermohydrodynamic Analysis of 3-D Sector-Pad Thrust Bearings With Rectangular Dimples." Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 7B: Structures and Dynamics. San Antonio, Texas, USA. June 3–7, 2013. V07BT30A002. ASME. https://doi.org/10.1115/GT2013-94043

262. Fu, G., & Untaroiu, A. (2017). The influence of surface patterning on the thermal properties of textured thrust bearings. Paper presented at the American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FEDSM, 1A-2017. doi: 10.1115/FEDSM2017-69356

263. Fouflias DG, Charitopoulos AG, Papadopoulos CI, Kaiktsis L, Fillon M. Performance comparison between textured, pocket, and tapered-land sector-pad thrust bearings using computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2014;229(4):376-397. doi:10.1177/1350650114550346

264. Vassilios Zouzoulas, Christos I. Papadopoulos, 3-D thermohydrodynamic analysis of textured, grooved, pocketed and hydrophobic pivoted-pad thrust bearings, Tribology International, Volume 110, 2017, Pages 426-440. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.10.001.

265. Fesanghary M, Khonsari M. On the modeling and shape optimization of hydrodynamic flexible-pad thrust bearings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2012;227(6):548-558. doi:10.1177/1350650112464323

266. Fu, G., and Untaroiu, A. (June 13, 2018). "The Influence of Surface Patterning on the Thermal Properties of Textured Thrust Bearings." ASME. J. Tribol. November 2018; 140(6): 061706. https://doi.org/10.1115/1.4040383

267. Najar, FA, & Harmain, GA. "Novel Approach Towards Thrust Bearing Pad Cooling." Proceedings of the ASME 2014 Gas Turbine India Conference. ASME 2014 Gas Turbine India Conference. New Delhi, India. December 15–17, 2014. V001T06A004. ASME. https://doi.org/10.1115/GTINDIA2014-8165

268. Ricci, R, Chatterton, S, Pennacchi, P, & Vania, A. "Multiphysics Modeling of a Tilting Pad Thrust Bearing: Comparison Between White Metal and Polymeric Layered Pads." Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Volume 1: 23rd Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Parts A and B. Washington, DC, USA. August 28–31, 2011. pp. 995-1002. ASME. https://doi.org/10.1115/DETC2011-48171

269. Bavassano, F., Mantero, M., Traverso, R., LivermoreHardy, R., & Blair, B. (2017). A system integration approach for heavy-duty gas turbine upgrades using improved rotor thrust predictions and application of advanced thrust bearing designs.

Paper presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, 5B-2017. doi: 10.1115/GT2017-63647

270. Guo, A., Wang, X., Jin, J., Hua, D. Y., & Hua, Z. (2015). Experimental test of static and dynamic characteristics of tilting-pad thrust bearings. Advances in Mechanical Engineering, 7(7), 1-8. doi: 10.1177/1687814015593878

271. Hagemann, T., Kraft, C., Blumenthal, H., & Schwarze, H. (2015). A study on energetic and hydraulic interaction of combined journal and thrust bearings. Paper presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, 7A doi: 10.1115/GT2015-43460

272. C.T. Walters, The dynamics of ball bearings, J. Lubrication Tech. 93 (1) (1971) 1–10.

273. J.W. Kannel, S.S. Bupara, A simplified model of cage motion in Angular contact bearings operating in the EHD lubrication regime, J. Lubrication Tech. 100 (3) (1978) 395–403.

274. C.S. Park, Y.C. Choi, Y.H. Kim, Early fault detection in automotive ball bearings using the minimum variance cepstrum, Mech. Syst. Signal Process. 38 (2013) 534–548.

275. P.E. William, M.W. Hoffman, Identification of bearing faults using time domain zero–crossings, Mech. Syst. Signal Process. 25 (2011) 3078–3088.

276. T. Karacay, N. Akturk, Experimental diagnostics of ball bearings using statistical and spectral methods, Tribol Int. 42 (2009) 836–843.

277. K. Sathyan, K. Gopinath, S.H. Lee, H.Y. Hsu, Bearing retainer designs and retainer instability failures in spacecraft moving mechanical systems, Tribol. Trans. 55 (4) (2012) 503–511.

278. M. Nosaka, M. Oike, M. Kikuchi, K. Kamijo, M. Tajiri, Tribo–characteristics of self–lubricating ball bearings for the LE–7 liquid hydrogen rocket–turbopump, Tribol. Trans. 36 (3) (1993) 432–442.

279. O. Halminen, J.F. Aceituno, J.L. Escalona, J. Sopanen, A. Mikkola, Models for dynamic analysis of backup ball bearings of an AMB–system, Mech. Syst. Signal Process. 95 (2017) 324–344.

280. E.H. Komba, F. Massi, N. Bouscharain, G. LeJeune, Y. Berthier, Y. Maheo, Experimental damage analysis in high loaded oscillating bearings, Tribol Int. 102 (2016) 507–515.

281. L. Niu, H. Cao, X. Xiong, Dynamic modeling and vibration response simulations of angular contact ball bearings with ball defects considering the three–dimensional motion of balls, Tribol Int. 109 (2017) 26–39.

282. N. Tandon, G.S. Yadava, K.M. Ramakrishna, A comparison of some condition monitoring techniques for the detection of defect in induction motor ball bearing, Mech. Syst. Signal Process. 21 (2007) 244–256.

283. I. Trendafilova, An automated procedure for detection and identification of ball bearing damage using multivariate statistics and pattern recognition, Mech. Syst. Signal Process. 24 (2010) 1858–1869.

284. P.K. Gupta, Cage unbalance and wear in ball bearings, Wear 147 (1) (1991) 93–104.

285. P.K. Gupta, Cage unbalance and wear in roller bearings, Wear 147 (1) (1991) 105–118.

286. P.K. Gupta, Dynamic loads and cage wear in high–speed rolling bearings, Wear 147 (1) (1991) 119–134.

287. P.K. Gupta, Ball bearing response to cage unbalance, J. Tribol. 108 (3) (1986) 462–466.

288. E.A. Boesiger, M.H. Warner, Spin bearing retainer design optimization, in: Proceedings of the 25th aerospace mechanisms symposium, NASA conference publication, 3113 (1991) 161–78.

289. G.J. Munro, R.B. Watters, E.W. Roberts, The impact of cage design on ball bearing torque behaviour, in: Proceedings of the 12th European Space Mechanisms & Tribology Symposium – ESMATS 2007.

290. L. Xiuhai, D. Sier, T. Hongfei, Dynamic stability analysis of cages in high–speed oil–lubricated angular contact ball bearings, Trans. Tianjin Univ. 17 (1).
(2011) 20–27.

291. K. Maniwa, T. Nogi, K. Natori, S. Obara, Optimal design of ball bearing

retainers using Taguchi methods and bearing dynamic analysis, in: Proceedings of the 14th European Space Mechanisms & Tribology Symposium – ESMATS 2011.

292. R. Huang, L. Xi, X. Li, C.R. Liu, H. Qiu, J. Lee, Residual life predictions for ball bearings based on self–organizing map and back propagation neural network methods, Mech. Syst. Signal Process. 21 (2007) 193–207.

293. C. Mishra, A.K. Samantaray, G. Chakraborty, Rolling element bearing defect diagnosis under variable speed operation through angle synchronous averaging of wavelet de–noised estimate, Mech. Syst. Signal Process. 72–73 (2016) 206–222.

294. S.J. Ryu, B.S. Choe, J.K. Lee, Y.B. Lee, Correlation between friction coefficient and sound characteristics for cage instability of cryogenic deep groove ball bearings, in: Proc. IFToMM 9th International Conf. on Rotor dynamics, Milan, Italy.

295. K. Yan, Y. Wang, Y. Zhu, J. Hong, Q. Zhai, Investigation on heat dissipation characteristic of ball bearing cage and inside cavity at ultra high rotation speed, Tribol. Int. 93 (2016) 470–481.

296. Пат. 6076830 США, МКИ F 16 J 15/34. Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces.

297. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

298. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.

299. Патент 2159374 России, МКИ F 16 J 15/34. Затворное торцовое уплотнение.

300. Gaft J., Martsinkovskyy V., Gromyko B., Zahorulko A. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance. Proc. XVII Int. Conf. on Fluid sealing, BHR Group, York, England. – 2003. pp. 505-520.

301. S. Neuberger, E. Bock, W. Haas, K. Lang. Gas-lubricated mechanical face seals reduce CO2 emissions. Sealing Technology. – 2014. – Vol. 2014, Issue 9. – P. 8–12. doi: 10.1016/s1350-4789(14)70343-5

302. H. Tabata, M. Sano. Study of High Efficiency Turbocompressor. Development of High-Speed and High-Pressure Dry-Gas-Seal. IHI Engineering Review. – 2005. –

Vol. 38, Issue 1. – P. 1–5.

303. Pat. 6076830 USA, F 16 J 15/34. – Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces.

304. W. Zhu, S. Zhou, H. Wang. Performance of externally pressurized dry gas seal. Advanced Materials Research. – 2011. – Vol. 335-336. – P. 610–614. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.335-336.610

305. Y. Wang, H. Yang, J. Wang, Y. Liu, H. Wang, X. Feng. Theoretical analyses and field applications of gas-film lubricated mechanical face seals with herringbone spiral grooves. Tribology Transactions. – 2009. – Vol. 52, Issue 6. – P. 800–806. doi: 10.1080/10402000903115445

306. J. Gaft, V. Martsinkovskyy, B. Gromyko, A. Zahorulko. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance. Proc. XVII Int. Conf. on Fluid sealing, BHR Group, York, England, 2003. – P. 505–520.

307. J. Gaft, A. Zahorulko, V. Martsynkovskyy, Cz. Kundera. Theoretical and experimental investigations of buffer face impulse seals. 11th EDF/Pprime Workshop: “Behaviour of Dynamic Seals in Unexpected Operating Conditions”. Futuroscope, 2012. – P. 70–80.

308. Загорулько, А. В. Теоретические и экспериментальные исследования затворного торцового импульсного уплотнения с дискретным подводом. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Т. 4, No 7 (76). – С. 45–52. doi: 10.15587/1729-4061.2015.48298

309. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. - Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.

310. В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. Энергетические насосы: справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981. - 200 с.

311. А. Корчак, Г. Печкис, В. Марцинковский. Использование гидропяты качестве затворно-уравновешивающего устройства ротора. Вісник СумДУ, 2005. №1 (73). С. 68-76.

312. J.S. Stahley, Design, operation and maintenance consideration for improved dry gas seal reliability in centrifugal compressors, in Proc. of Thirtieth Turbomachinery Symposium: College Station, Texas. 2001.

313. J.S. Stahley, Dry gas seal system design standards for centrifugal compressor applications, in Proc. Thirty-first Turbomachinery Symposium: College Station, Texas. 2002.

314. G. Schmidt, V. Bakalchuk, R. Hosanna, J. McCraw, Monitoring a tandem dry gas seal's secondary seal, in Proc. 43rd Turbomachinery & 30th Pump Users Symposia (Pump & Turbo 2014): Houston, Texas. 2014.

315. D. Goebel, G. Schmidt, T. Sanford, Dry gas seal contamination during operation and pressurized hold-background and potential solutions, in Proc. Asia Turbomachinery&Pump Symposium: Singapore. 2016.

316. MR95 series industrial pressure regulators, Bulletin 71.1, D103742X012, Emerson Process Management Regulator Technologies Inc., 2017.

317. N. Zafer, G.R. Luecke, Stability of gas pressure regulators, Appl. Math. Model. 32 (2008) 61-82.

318. E.G. Rami, B. Jean-Jacques, D. Bruno, M. Francois, Modelling of a pressure regulator, Int. J. of Pres. Ves. and Pip. 84 (2007) 234-243.

319. E.G. Rami, B. Jean-Jacques, G. Pascal, M. François, Stability study and modelling of a pilot controlled regulator, Mat. Sci. and Appl. 2 (2011) 859-869.

320. K.L. Navrotsky, Theory and design of hydraulic and pneumatic drivers, Mashinostroyeniye, Moscow, 1991.

321. M. Ramzan, A. Maqsood, Dynamic modeling and analysis of a high pressure regulator, Math. Probl. in Eng. (2016) 1307181.

322. V.A. Yermilov, Yu.V. Nestorenko, V.G. Nikolayev, Gas reducers, Mashinostroyeniye, Leningrad, 1981.

323. I.E. Idelchik, Hydraulic resistance handbook, Mashinostroyeniye, Moscow, 1975.

324. V.I. Simonovsky, Theory of automatic control, SSU Publishing House, Sumy, 2004.

325. Загорулько А.В. Дослідження механізму герметизації і розробка методів розрахунку та проектування торцевих сальникових ущільнень роторів насосів. Дисертація на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук. Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. Суми, 2001. – 178 с.

326. Д.О. Кайота, А.В. Загорулько, С.В. Паненко Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2018. – №3 (53) – С.2-7.

327. Gulyi AN. Development of experimental and theoretical methods for analyzing the dynamic parameters of non-contact seals. Sumy State University, 1988.

328. Childs DW. Turbomachinery Rotordynamics with Case Studies. Minter Spring; 2013.

329. San Andrés, L., 2012, "Rotordynamic Force Coefficients of Bubbly Mixture Annular Pressure Seals", ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 134 (Feb), 022503.

330. Martsynkovskyy VA, Pozovnyi OO. The impact of the multi-gap seals on rotor dynamics. J Eng Sci 2017;4:C 7-C 12. https://doi.org/10.21272/jes.2017.4(1).c2.

331. Vijaykumar A, Morrison G. Numerical Simulation of the Flow Field in a Statically and Dynamically Eccentric Annular Seal With Non-Circular Whirl Orbits. ASME 2010 3rd Jt. US-European Fluids Eng. Summer Meet. Vol. 1, Symp. – Parts A, B, C, ASMEDC; 2010, p. 731–61. https://doi.org/10.1115/FEDSM-ICNMM2010-30839.

332. Ansys CFX-Solver Theory Guide 2017:364

333. San Andrés L, Delgado A, Yang J. Annular clearance gas seals: models and measurements for leakage, force coefficients and their effect on rotor stability. Asia Turbomach. Pump Symp., Kuala Lumpur: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station; 2022, p. 1–28.

334. San Andrés L, Yang J. The influence of inlet corner shape on the static and dynamic performance of an annular pressure seal. Proc. GPPS Forum 18 Glob. Power Propuls. Soc., vol. 55, Zurich: 2018, p. 1–10.

335. Zahorulko A V., Lee Y-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part II: Rotordynamic characteristics. Mech Syst Signal Process 2021;147:107154. https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107154.

336. Workbench User`s Guide, Release 18.2, ANSYS Inc., 2017.

337. А.В. Загорулько, К.П. Герасимива, Е.И. Алтынцев, С.Н. Гудков. Компьютерное моделирование пространственного течения в кольцевом канале щелевого уплотнения-опоры // Восточно-Европейский журнал передовых технологий 6/7 (42) 2009 - С. 22-26.

338. Design Exploration User's Guide, Release 15.0, ANSYS Inc., 2013.

339. A. Untaroiu, C. Liu, P.J. Migliorini, H.G. Wood, C.D. Untaroiu, Hole-pattern seals performance evaluation using computational fluid dynamics and design of experiment techniques, J. Eng. Gas Turb. Power 136 (2014) 102501.

340. D.W. Childs, Bearings+Gas Seals, MEEN 688 Course Presentation, Texas A&M University, 2007.

341. Gaft Y.Z., Zagorulko A.V. Experimental investigations of shaft/gland packing friction pair wearing characteristics, Problemy Eksploatacji, (1998) 113-119.

342. Bokseong Choe, Jeonkook Lee, Doyoung Jeon, Yongbok Lee. Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments, Part I: Effects of cage guidance and pocket clearances. Mechanical Systems and Signal Processing 115 (2019) 545–569.

343. Bokseong Choe, Wonil Kwak, Doyoung Jeon, Yongbok Lee. Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments, Part II: Effects of cage mass imbalance, Mechanical Systems and Signal Processing 116 (2019) 25-39.

344. Peng, X., Xie, Y., Gu, Y. (1996). Determination of the end faces temperature of mechanical seal. Chemical Engineering & Machnery, 23(6), 333–336.

345. Du, Q., Zhang, D. (2019). Research on the Performance of Supercritical CO2 Dry Gas Seal with Different Deep Spiral Groove, J. Therm. Sci. 28, 547–558. doi:10.1007/s11630-019-1139-z.

346. Gaft, J., Martsinkovsky, V., Zagorulko, A., Gromyko, V. (2003). Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance. International Conference on Fluid Sealing, pp. 505-520.

347. Zahorulko, A., Lisovenko, D., Martsynkovskyy, V. (2016). Development and investigation of face buffer impulse seal of centrifugal compressor, Eastern-European J. Enterp. Technol. 1, 30–39. doi:10.15587/1729-4061.2016.59884.

348. Mechanical User's Guide. Release 2024 R2. ANSYS, Inc.

349. Neuberger, S., Bock, E., Haas, W., Lang, K. (2014) Gas-lubricated mechanical face seals reduce CO2 emissions, Seal. Technol. 2014, 8–12. doi:10.1016/S1350-4789(14)70343-5.

350. Jiang, J., Zhao, W., Peng, X., Li, J. (2020). A novel design for discrete surface texture on gas face seals based on a superposed groove model, Tribol. Int. 147, 106269. doi:10.1016/j.triboint.2020.106269.

351. Ding, X., Lu, J., Zhang, W. and Zhai, X. (*2016*). Test analysis of gas film stiffness and system damping of spiral groove dry gas seal, 13th International Conference on Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence (URAI), Xi'an, China, 279-287. doi: 10.1109/URAI.2016.7625756.

352. Zhang, L., Ding, X., Wang, S., Zhang, S., Ding, J. (2024). Research Progress on the Dynamic Stability of Dry Gas Seals. *Processes, 12,* 575. https://doi.org/10.3390/pr12030575.

353. Jin, J., Peng, X., Li, Y., Li, X., Chen, Y., Wang, B. (2023). Comparison and analysis of the performance of a spiral groove mechanical seal subjected to phase change with different sealing media, Applied Thermal Engineering, Volume 219, Part C, 119618. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119618.

354. Y. Qiu, M.M. Khonsari. Investigation of tribological behaviors of annular rings with spiral groove. Tribology International 44 (2011) 1610-1619.

355. M. Rouillon, N. Brunetiere. Numerical and experimental study of water lubricated spiral groove face seals. 44th Leeds-Lyon Symposium on Tribology – September 4-6, 2017, Lyon, France.

356. H.K. Versteeg, W. Malalasekera, An introduction to computational fluid dynamics. The Finite Volume Method, 2nd ed., Longman, London, 2007.

357. X.G. Song, L. Wang, Y.Ch. Park, Transient analysis of a spring-loaded pressure safety valve using computational fluid dynamics (CFD), J. of Pres. Ves. Techn. (132) 054501.

358. Childs D.W. Finite-Length Solution for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals// ASME Journal of Lubrication Technology, T.105, № 3, 1983, pp.– 437-444.

359. Frêne J., Arghir M., Constantinescu V. Combined Thin-Film and Navier–Stokes Analysis in Reynolds Number Lubrication// Tribology International, 2006, Vol. 39, pp. – 734–747.

360. Green I, Barnsby RM. A parametric analysis of the transient forced response of noncontacting coned-face gas seals. J Tribol 2002;124:151.

361. Ruan B. Finite element analysis of the spiral groove gas face seal at the slow speed and the low pressure conditions – slip flow consideration. Tribology Trans 2000;43:411–8.

362. Ruan B. Numerical modeling of dynamic sealing behaviors of spiral groove gas face seals. J Tribol 2002;124:186.

363. Korczak A, Martsynkovskyy V, Peczkis G, Zahorulko A. Diagnosis of the phenomenon of flow as an inspiration to inventions in the domain of constructing hydraulic machines. Procedia Eng 2012;39:286–302.

364. Bonneau D, Huitric J, Tournerie B. Finite element analysis of grooved gas thrust bearings and grooved gas face seals. J Tribol 1993;115:348.

365. Miller BA, Green I. Numerical formulation for the dynamic analysis of spiralgrooved gas face seals. J Tribol 2001;123:395–403. Miller BA, Green I. Numerical formulation for the dynamic analysis of spiralgrooved gas face seals. J Tribol 2001;123:395–403.

366. Lebeck AO. Hydrodynamic lubrication in wavy contacting face seals – a two dimensional model. J Tribol 1981;103:578.

367. Liu W, Liu Y, Huang W, Suo S, Wang Y. Effect of disturbances on the dynamic performance of a wavy-tilt-dam mechanical seal. Tribol Int 2013;64:63–8.

368. Miller BA, Green I. Numerical techniques for computing rotordynamic properties of mechanical gas face seals. J Tribol 2002;124:755–61.

369. Cochain J, Brunetière N, Parry A, Denoix H, Maoui A. Experimental and numerical study of wavy mechanical face seals operating under pressure inversions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2020;234(2): 247- 260. https://doi.org/10.1177/1350650119862696

370. Zahorulko A. Theoretical and experimental investigations of face buffer impulse seals with discrete supplying. Eastern European Journal of Enterprise Technologies. 2015; 4(7): 45-52 (in Russian). https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015

371. Brunetière N. Modelling of reverse flows in a mechanical seal. Tribology Online. 2016;11(2): 94-101. https://doi.org/10.2474/trol.11.94

372. Brunetière N. A general model for liquid and gas lubrication, including cavitation. Journal of Tribology. 2018;140(2): 021702. https://doi.org/10.1115/1.4037355

373. Greenwood JA, Williamson JBP. Contact of nominally flat surfaces. Proceedings of the Royal Society (London). 1966;A295(1442): 300- 319.

374. Zahorulko, A. Experimental investigation of mechanical properties of stuffing box packings. Sealing Technology 2015(8):7-13. https://doi.org/10.1016/S1350-4789(15)30244-0

375. Slawomir Blasiak, Andriy V. Zahorulko. A Parametric and Dynamic Analysis of Non-Contacting Gas Face Seals with Modified Surfaces. Tribology International, Volume 94, February 2016, Pages 126–137. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.08.014

376. Kim, J., Ha, Y., Zahorulko, A., Lee, Y. Performance assessments and simulations of ROT (radial outflow turbine) for back-pressure turbine generator system (2021). Energy, 228, 120551. https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120551

377. Peczkis G, Wiśniewski P, Zahorulko A. Experimental and Numerical Studies on the Influence of Blade Number in a Small Water Turbine. Energies. 2021; 14(9):2604. https://doi.org/10.3390/en14092604

378. Zahorulko A.V., Lee Y.-B. Dynamic behavior and difference pressure control of difference pressure regulator for dry gas seals (2022). Mechanical Systems and Signal Processing, 165, 108350. https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108350

379. Zahorulko, A., Borsuk, S., Peczkis, G. (2022). Computational analysis of sealing and stability of a deformable floating and fixed rings of an annular seal. Journal of Engineering Sciences, Vol. 9(1), pp. D20-D29.

380. Zahorulko A., Peczkis G., Sapozhnykov Y. (2022). Numerical calculation of 2-way FSI problem of face packing seal: Analysis of parameters change influence. *Journal of Engineering Sciences,* Vol. 9(2), pp. E12-E20.

381. Zahorulko, A., Pozovnyi, O., Peczkis, G. (2023). CFD study of radial and tangential forces in two-annular seals. Tribology International, 184, 108449. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108449

382. Andriy Zahorulko, Oleksandr Pozovnyi, Grzegorz Peczkis, Experimental and CFD analysis of static and dynamic rotor stabilities in three-annular seals, Tribology International, Volume 185, 2023, 108566. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108566

383. Noël Brunetière, Andriy Zahorulko, Jean Bouyer, Numerical Simulation of the Behavior of Impulse Gas Seals, Tribology Online, 2024, Volume 19, Issue 4, Pages 360-366. https://doi.org/10.2474/trol.19.360

384. A. Radionov, A. Podoltsev, A. Zahorulko. Finite-element analysis of magnetic field and the flow of magnetic fluid in the core of magnetic-fluid seal for rotational shaft. Procedia Engineering, Volume 39, 2012, pp. 327-338. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.038

385. C. Kundera, V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko. Remarks on modeling the flexible seal ring housing. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 08/2017; 233(1):012034. https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/233/1/012034

386. Martsynkovskyy, V.A., Hudkov, S.M., Zahorulko, A.V., Kundera, C. Dynamics of impulse seals with tubular feeders (2021). Journal of Physics: Conference Series, 1741 (1), 012033.

387. Czeslaw Kundera, Vladimir Martsinkovsky, Andrey Zahorulko. Drgania pierscienia podatnie zamocowanego w bezstykowym uszczelnieniu czolowym. Вісник Технологічного університету Поділля, №6, Ч.1, Т.2, 2003. P. 230-234.

388. Загорулько А.В., Кундера Ч., Харин М.Ю. Исследование влияния проводимости подводящего дросселя на статические характеристики затворного импульсного уплотнения. Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки, 2005. - №1(73). – P. 76-85.

389. Загорулько А.В., Кундера Ч. Теоретические и экспериментальные исследования затворных импульсных уплотнений с непрерывным подводом. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія "Механізація та автоматизація виробничих процесів", випуск №11(14), 2005. – С. 65-73.

390. Герасимива Е.П., Загорулько А.В., Кундера Ч. Программное приложение для автоматизированного расчета динамических характеристик роторов центробежных машин. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія "Механізація та автоматизація виробничих процесів", випуск №9(15), 2006. – С. 168-176.

391. Загорулько А., Герасиміва К., Пликін М. Числовий аналіз динамічних характеристик шпаринних ущільнень. Машинознавство, №10, 2007. – С. 23-29.

392. Загорулько А.В., Гудков С.Н. Экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, №3 (109), частина 1, 2007. – С. 91-97.

393. Кундера Ч., Михальский Д., Загорулько А.В. Экспериментальные исследования саморегулируемого торцового уплотнения. Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки, №1, 2007. – С. 39-45.

394. Е.П. Герасимива, А.В. Загорулько, В.С. Ноздренков. Численное решение двумерной задачи течения жидкости в щелевом уплотнении методом конечных объемов. Проблемы машиностроения, №6 -2009. - С. 23-29.

395. Марцинковский В.А., Загорулько А.В., Мищенко С.А. Динамика затворной гидропяты. Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки, № 2, 2010. С. 24-34.

396. Марцинковский В.А., Загорулько А.В., Мищенко С.А. Динамика затворной гидропяты. Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки, № 2, 2010. С. 24-34.

397. Загорулько А.В., Гудков С.Н. Решение задачи упругогидродинамической смазки для пары трения торцевого сальникового уплотнения. Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки, №3, 2010. С. 75-82.

398. С.Н. Гудков, А.В. Загорулько. Ресурсные испытания торцовых уплотнений с реверсивными канавками. Технологический аудит и резервы производства - № 1/1(21), 2015:11-15.

399. Д.В. Лісовенко, А.В. Загорулько, В.А. Марцинковський. Числовий розрахунок трибологічних характеристик торцевої пари зі спіральними канавками. Компрессорное и энергетическое машиностроение, № 1 (55) Март 2019. С.13-17.

400. А.В. Загорулько, В.А. Марцинковський. Нестаціонарний аналіз двофазної течії та динамічних коефіцієнтів кільцевих ущільнень. Компрессорное и энергетическое машиностроение, № 2 (56) Июнь 2019, С. 24-30.

401. Sapozhnykov, Y., & Zahorulko, A. (2024). Computational studies of stuffing box packing seal wear mechanism using the Archard model. Problems of Tribology, 29(2/112), 6–15. https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-6-15

402. Izemenko, V., Zahorulko, A., & Zahorulko, Y. (2024). Leakage and rotordynamic coefficients of labyrinth-scallop seals. Problems of Tribology, 29(4/114), 14–23. https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-114-4-14-23

403. Гафт Я.З., Кундера Ч., Бережной И.С., Загорулько А.В., Харин М.Ю. Экспериментальные исследования двойных импульсных уплотнений. Компрессорная техника и пневматика, №2, 2005. – С. 26-30.

404. Cz. Kundera, A. Korczak, A. Zagorulko, K. Gerasimiva, M. Plykin. Numerical simulations of short and long annular seal. Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №7, 2007. – P. 77-89.

405. A. Zahorulko, S. Gudkov, J. Gaft. Experimental investigations of physical-mechanical properties of packings. Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №10, 2008. – P. 115-121.

406. A. Zahorulko, S. Korolev, S. Gudkov. Theoretical and experimental investigations of difference pressure regulator „gas-gas" of dry gas seals systems of compressors. Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №10, 2008. – P. 123-138.

407. A. Zahorulko, K. Gerasimiva, Y. Altyncev. Numerical analysis of annular seals-bearings. Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №10, 2008. – P. 105-113.

408. Andrzej Korczak, Grzegorz Peczkis, Andrzej Zagorulko. Badania laboratoryjne ruchowych uszczelnień czołowych z elastoplastycznym pierścieniem oporowym. Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland), №13, 2009. - P. 196-205.

409. Andrzej Korczak, Roman Kustosz, Andriej Zahorulko. Centrifugal pump for supporting operation of heart left ventricular. Pumps and pumping stations, 4/2010 - P. 32-34.

410. Andrzej Korczak, Wołodimir A. Marcinkowski, Grzegorz Peczkis, Andriej W. Zagorulko. Badania uszczelnień czołowych ze szczeliwem elastoplastycznym. Napędy i sterowanie, Nr. 5 Maj 2011 r., P. 114 – 121.

411. Andriy Zahorulko, Oleksandr Pozovnyi, Grzegorz Peczkis. Badania numeryczne uszczelnienia dwupierścieniowego. Pompy Pompownie, 1/2023.

412. Jakov Gaft, Vladimir Martsinkovsky, Andrey Zagorulko. Sealing mechanism and radial stuffing box seals calculation. Proceedings of X International Engineering Conference "Hermetic sealing, vibroreliability and ecological safety of pump and compressor equipment", Volume 2, SUMY (Ukraine), 2002. - P. 46-57.

413. Czeslaw Kundera, Dariush Mekhalski, Andrey Zagorulko. Experimental modeling of an active face seal. Proceedings of XI International Engineering Conference "Hermetic sealing, vibroreliability and ecological safety of pump and compressor equipment", Volume 2, SUMY (Ukraine), 2005. - P. 105-115.

414. V. Martsinkovsky, J. Gaft, B. Gromyko, A. Zahorulko. Dry Gas Buffer Impulse Seal Investigations. Proc.XI Int. Conf. Seals and Sealing Technology in Machines and Devices. Wroclaw, 2007. – P. 141-147.

415. Загорулько Андрей, Нефедов Александр. Численное моделирование течения газа в проточной части ступени центробежного компрессора с лабиринтными уплотнениями. Труды XIII Международной инженерной конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», Харьков (Украина), 2009.

416. Cz. Kundera, V.A. Martsinkovskyy, A.V. Zahorulko, J.Z. Gaft. Analysis of Buffer Impulse Seal with External Feeders. Proc. Int. Conference "Seals and Sealing Technology in machines and devices", Wroclaw-Kudowa Zdroj, 26-28 maja 2010, Poland. – P. 129-140.

417. A. Zahorulko, S. Gudkov. Solution of problem concerning elastohydrodynamic lubrication for friction pair of face packing seal. Proc. XIII Int. Conference on Sealing Technology, Stuttgart, Germany, 2010. – P. 317-326.

418. A. Zahorulko. Solution of Unsteady Problem of Gas Flow in Buffer Impulse Seal with Differential Pressure Regulator. Proceedings of 17th International Sealing Conference, Stuttgart, September 13-14, 2012, pp. 546-554.

419. Y. Ha, J. Kim, A. Zahorulko, Y. Lee. Performance prediction according to tip clearance of radial turbine using CFD. Korean Society for Fluid Machinery Conference, 11/2018, p. 355-356.

420. A. Zahorulko. Buffer Seals with Self-Adjusting Clearance for Chemical Pump and Compressor Machinery. Korean KOSC International Conference. – Pocheon, Republic of Korea – 2018. P. 11.

421. A. Zahorulko, W. Kwak, B. Choi, Y. Lee. CFD study of fluid dynamic forces acting on cage of cryogenic ball bearing under hydrodynamic lubrication conditions. Korean Tribology Society (KTS) 67th Spring Conference 2019, 17-19 April 2019, Jeju, Korea, p. 71-72.

422. D. Kong, W. Kwak, A. Zahorulko, Y. Lee. Monitoring and diagnosis technology of turbomachine system using Augmented Reality (AR) technology. Summer Conference of the Korean Fluid Machinery Society, Phoenix Pyeongchang, 2019.07.03 ~ 07.05.

423. A. Zahorulko, D. Kayota, Vas. Martsynkovskyy, J. Boyer, M. Fillon. Thermohydrodynamic study of tilting pad thrust bearing with oil film cooling. 18th EDF/Pprime Workshop “Challenges in Sliding Bearing Technologies for Clean and Low Carbon Energy Applications”, EDF Lab Paris-Saclay – October 10&11, 2019.

424. A. Zahorulko, D. Lisovenko, N. Brunetiere, J. Boyer. Thermoelastohydrodynamic and vibration analysis of gas face impulse seals for high operating parameters and CO_2 applications. 19th Pprime Workshop: “Sealing challenges in sustainable applications”, Futuroscope, October 15, 2020 – 9 p.

425. Zahorulko A. and Pozovnyi O. Influence of multi-annular seals on leakages and rotordynamics of centrifugal pumps. 21th Pprime Workshop: “Sealing challenges in high speed applications”, Angoulême, October 6, 2022, 16 p.

426. Гафт Я.З., Кундера Ч., Загорулько А.В., Марцинковский В.А. Механизм герметизации, расчет и конструкции торцовых сальниковых уплотнений. Технологии XXI века. Сборник статей по материалам 10-й международной научно-практической конференции. Том 2. Под ред. д.т.н., проф. Захарова Н.В. – Сумы: СНАУ, 2003. С. 3-9.

427. Загорулько А.В., Билаш В.Н., Герасимива Е.П., Кундера Ч. Виртуальный стенд для исследования гидродинамических характеристик уплотнений.

Технологии XXI века. Сборник статей по материалам 13-й международной научно-практической конференции. Сумы: СНАУ, 2006. С. 61.

428. Гудков С.Н., Загорулько А.В., Кундера Ч. Решение задачи упрогидродинамической смазки для торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения. Технологии XXI века. Сборник статей по материалам 13-й международной научно-практической конференции. Сумы: СНАУ, 2006. С. 61-62.

429. Анжей Корчак, Андрій Загорулько, Іван Павленко. Аналіз динаміки осьового зрівноважувального пристрою з пружньоопертою подушкою. Сьомий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Львів: КІНПАТРІ ЛТД. 18-20 травня 2005 р. С. 21-22.

430. Андрій Загорулько, Катерина Герасиміва. Числове моделювання тривимірної течії у кільцевому каналі шпаринного ущільнення. Восьмий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Львів: КІНПАТРІ ЛТД. 23-25 травня 2007 р. С. 63-64.

431. Андрій Загорулько, Сергій Гудков, Чеслав Кундера. Числове моделювання задачі гідропружності та оптимізація геометрії структур нагнітання торцевих сальникових ущільнень. 3-я міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», 7-9 листопада 2012 р. м. Львів: КІНПАТРІ ЛТД. С. 117.

432. Паненко С.В., Кайота Д.О., Загорулько А.В. Експериментальні та обчислювальні дослідження упорного підшипника ковзання. Міжнародна науково-технічна конференція "Прогресивна техніка технологія та інженерна освіта", м. Київ, 19 – 22 червня 2018 р. С. 227-228.

433. Дмитро Кайота, Андрій Загорулько. Числовий розрахунок упорного підшипника ковзання відцентрового компресора. 6-а міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»: Матеріали 6-ї

Міжнародної науково-технічної конференції. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД. - 2018. 25 - 26 жовтня 2018 р. С. 109-111.

434. N. Brunetière, A. Zahorulko, J. Bouyer, 2023, "Dynamic behavior of textured impulse seals", 9th International Tribology Conference, 25-30 September, Fukuoka, Japan, Presentation 30-H-05. P.1-15.

435. N. Brunetière, A. Zahorulko, J. Bouyer, 2024, “Numerical Study of Textured Impulse Gas Seals”, 78th STLE Annual Meeting & Exhibition, May 19-23, 2024, Minneapolis, Minnesota (USA), Presentation 4001211. P.1-20.

436. Zahorulko A., Brunetière N., Blasiak S., Bouyer J. CFD simulation of the thermohydrodynamic problem of a gas buffer impulse seal. 23rd Cetim Pprime Workshop: “Seals for green power generation”, Futuroscope, October 17, 2024, P.1-14.

437. В.А. Марцинковский, Я.З. Гафт, А.В. Загорулько. Уплотнение вала. Патент RU 2181453. – 2002.

438. Andrzej Korczak, Włodzimierz A. Marcinkowski, Grzegorz Peczkis, Andrzej W. Zagorulko. Zespół tarczy odciążającej siłę osiową pompy do zasilania kotłów parowych. Patent of Poland PL 209054 B1. - 29.07.2011.

439. Andrzej Korczak, Grzegorz Peczkis, Andrey Zagorulko. Pozioma pompa odśrodkowa wielostopniowa. Patent of Poland PL 216809 B1. - 30.05.2014.

440. С.М. Гудков, А.В. Загорулько. Сальникове ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Патент на корисну модель України №141983, 12.05.2020, Бюл. № 9.

441. Загорулько А.В., Таран І.В. Комп’ютерна програма "ROLL_ПОДШИПНИК". Рішення про реєстрацію договору, який стосується права автора на твір, реєстраційний номер 6385 від 28.10.2021 – Номер заявки s202100398, 21.10.2021.

442. Загорулько А.В. Комп’ютерна програма "ROLL_Торцеве ущільнення". Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №109303 від 10.11.2021 – Номер заявки s202107535, 21.10.2021.

443. Загорулько А.В. Комп’ютерна програма "ДИНРОТОР". Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №109033 від 02.11.2021 – Номер заявки s202107268, 11.10.2021.

444. Загорулько А.В. Комп’ютерна програма «ROLL-ГИДРОПЯТА». Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №109306 від 10.11.2021 - Номер заявки s202107532, 21.10.2021.

445. Загорулько А.В. Запірне торцеве імпульсне ущільнення з регулюванням тиску запірного середовища. Пат. на корисну модель 160618 Україна: МПКF16J 15/34. №u 2024 05986; заявл. 2024-12-17; опубл. 2025-09-24, Бюл. № 39.

446. Загорулько А.В.; Позовний О.О. Двошпаринне ущільнення зі з'єднувальною камерою збільшеного радіального розміру. Пат. на корисну модель 160315 Україна: МПКF04D 29/16. №u 2024 06116; заявл. 2024-12-23; опубл. 2025-08-27, Бюл. № 35.

447. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір «Науковий твір «Методика інженерного розрахунку торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя» № 140588 Україна / Загорулько А.В., Гудков С.М.; СумДУ; заяв. 2025-09-09; опубл. 2025-11-06.

448. Герасиміва К.П., Загорулько А.В., Ноздренков В.С. Розрахунок динамічних характеристик коротких та довгих шпаринних ущільнень: Вибронадежность и герметичность центробежных машин: монография / под редакцией В.А. Марцинковского, А.В. Загорулько. - Сумы: Сумский государственный университет, 2011. - С. 135-145.

449. Dynamics and design problems of centrifugal machines. Collective monograph / edited by Czeslaw Kundera and Volodymyr Martsynkovskyy. Kielce 2016 – 106 p. Andriy Zahorulko, Sergii Gudkov. Chapter 5. Experimental definition of tribomechanical characteristics of stuffing box packings. P. 64-74.

ДОДАТКИ

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний конструктор-
начальник СКБ
АТ «СМНВО-Інжиніринг»

_____ Паненко В.Г.

«__» _____ 2022 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Загорулька Андрія Васильовича

Аналітичний метод, методика та результати числового статичного та динамічного розрахунків характеристик регулятора перепаду тиску (РПТ) «газ-газ» прямої дії для системи сухих газових ущільнень, розроблені та отримані при виконанні дисертаційної роботи Загорульком А.В., що дозволяють відбудовуватись від можливого режиму динамічної нестійкості та забезпечити підтримання необхідного перепаду тиску у всьому діапазоні робочих параметрів, використовуються у практиці розрахунків та проектування регуляторів перепаду тиску відцентрових компресорів СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг».

Експериментальні дослідження статики і динаміки двосідельної та односідельної конструкцій РПТ з тиском на вході 9,28; 6,98; 5,0; 3,2 МПа, проведені при виконанні спільних між Сумським державним університетом та СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг» госпдоговірних НДР: «Експериментальні та теоретичні дослідження регулятора перепаду тиску (РПТ) «газ-газ» і розробка конструктивних заходів по його доведенню», №84.01.62.05 (2007 р.) та «Розрахунковий аналіз течії, динамічних та статичних характеристик модернізованої конструкції регулятора перепаду тиску “газ-газ” та видача рекомендацій по його доведенню», № 84.01.72.08 (2008 р.), задовільно узгоджуються з результатами аналітичних та числових розрахунків. Замість

двохсідельної конструкції РПТ запропонована модернізована односідельна конструкція регулятора перепаду тиску з фрезерованими проточками сідла золотника та з демпфуючою камерою і дроселем ламінарного потоку, в якій зменшується можливе перекошування та забезпечується необхідне затухання коливального процесу рухомої частини регулятора. В експериментах та розрахунках отримано, що при перепаді тиску на регуляторі більше 2,4 МПа при постійних зовнішніх діях може статися втрата динамічної стійкості рухомої частини РПТ. Демпфуюча камера з ламінарним дроселем при відповідному виборі її геометрії забезпечує необхідне ослаблення вібраційного процесу. Також помічено, що значний вплив на статичні характеристики РПТ має провідність підвідного каналу. За умови значного опору підвідного дроселя забезпечується досить вузький діапазон робочих параметрів, в якому підтримується необхідний перепад тиску.

Методика та результати розрахункових досліджень ступені відцентрового компресора з циліндричною лопаткою, початкові дані для якої отримані з бази даних модельних ступеней СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг» для умовного числа Маху: Mu2=0,3940 (n=5305 об/хв), використовуються у практиці розрахунків та проектування відцентрових компресорів СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг». Отримані безрозмірні характеристики ступені відцентрового компресора (залежності політропного к.к.д. і коефіцієнта напору від коефіцієнта витрати), одержані експериментально і розрахунковим шляхом в програмі ANSYS CFX з використанням різних розрахункових сіток і моделей турбулентності. Числовий аналіз ступені компресора з лабіринтними ущільненнями показав, що для маловитратних компресорів дискові втрати та витрати у лабіринтних ущільненнях основного та покривного дисків є суттєвими, тому їх треба враховувати. Співставлення результатів розрахунку та експериментальних даних дало достатньо добре співпадіння. Застосування методів обчислювальної гідрогазодінаміки, реалізованих у програмному комплексі ANSYS CFX, дозволяє виконувати подальшу числову оптимізацію проточної частини ступені компресора,

форми зазору і конструкцій лабіринтних ущільнень, що підвищує газодинамічну ефективність компресорів. Результати отримані при виконанні дисертаційної роботи Загорульком А.В. та дослідження проведенні при виконанні спільної між Сумським державним університетом та СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг» госпдоговірної НДР №84.01.74.08: «Розробка методики та проведення обчислювальних розрахунків просторового потоку газу в проточній частині трьох високовитратних ступенів відцентрового компресора з використанням програми ANSYS CFX», 2008-2009 р.

Методика оцінювання динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфірування різних типів міжсекційного ущільнення ротора компресора високого тиску (КВТ), запропонована та застосована при виконанні дисертаційної роботи Загорульком А.В., яка дозволила СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг» за визначеними в програмі ANSYS CFX значеннями радіальних і тангенціальних сил отримати значення прямого демпфування і перехресної жорсткості, необхідні для аналізу динамічної стійкості лабіринтних, лункових, лабіринтно-лункових ущільнень та кишенькового демпфера.

Методика та результати числового аналізу гідродинаміки та теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання у вигляді поля температур та розподілу тиску по поверхні колодок, а також величини максимального масляного зазору та куту нахилу колодки при відповідній осьовій силі, отримані при виконанні дисертаційної роботи Загорульком А.В. Виконано порівняння результатів числового розрахунку з результатами експериментальних досліджень робочих характеристик упорного підшипника на різних режимах роботи в залежності від частоти обертання ротора, температури подачі масла в підшипник та осьової сили, що діє на нього, проведених в СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг», що показало їх задовільний збіг. Опублікована спільна стаття: Д.О. Кайота, А.В. Загорулько, С.В. Паненко. Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання // Компресорне та енергетичне машинобудування, № 3 (53) вересень 2018, р.2-7.

Методики та програмні модулі для автоматизованого числового та аналітичного розрахунків пристроїв осьового врівноваження, торцевих ущільнень, ущільнень-опор та динаміки ротора відцентрових насосів, розроблені при виконанні дисертаційної роботи Загорульком А.В. та в рамках виконання 3-х спільних з Сумським державним університетом та СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг» госпдоговірних НДР у 2010-2011 р.

Начальник науково-дослідницького відділу №385
газодинаміки, динаміки та міцності машин
АТ «СМНВО-Інжиніринг» Лейких В.А.

Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор «ТРІЗ» ЛТД ТОВ

_____В.С. Марцинковський

«19» 01 2022 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Загорулька Андрія Васильовича

Методика спрощеного аналітичного та числового розрахунків, яка дозволила підібрати геометрію (геометричні розміри кілець, кількість і об'єм камер та живильників), запропонованої Загорулько А.В. конструкції запірного торцевого імпульсного ущільнення та результати експериментальних досліджень промислового зразка запірного імпульсного ущільнення компресора синтез газу (випробування проводились на повітрі, яке використовувалось у якості робочого середовища) у вигляді витратних та температурних характеристик в залежності від величини ущільнювального тиску від 5 до 50 бар та частоті обертання вала від 2000 до 10168 об/хв, а також результати порівняння витратних характеристик запірного торцевого імпульсного ущільнення з газодинамічними ущільненнями фірми «Бургманн» (Німеччина), які були одержані в дисертаційній роботі Загорулька А.В. та використані при виконанні спільної між Сумським державним університетом та «ТРІЗ» ЛТД ТОВ госпдоговірної НДР "Чисельні та експериментальні дослідження запірних імпульсних ущільнень компресорів" (№ Д.Р. 0108U007133, термін виконання 2012 р.). Запропонована Загорульком А.В. конструкція запірного торцевого імпульсного ущільнення показала подібну герметичність з конструкціями газодинамічних ущільнень одного з всесвітньовідомих виробників торцевих механічних ущільнень, та разом з цим, за рахунок здвоєної конструкції в ній

відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити к.к.д відцентрового компресора. Крім того, результати досліджень використовувались при аналітичному та числовому розрахунках і проектуванні запірного торцевого імпульсного ущільнення компресора вуглекислого газу для підприємства ПАТ «Азот» (м. Черкаси). Робочими параметрами, якого є ущільнювальний тиск до 51 бар та частота обертання до 32045 об/хв. Результати проведених досліджень опубліковані у спільній з «ТРІЗ» ЛТД ТОВ статті: Zahorulko, A., Lisovenko, D., Martsynkovskyy, V. Development and investigation of face buffer impulse seal of centrifugal compressor (2016) Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (7), pp. 30-39.

Методика та результати числового розрахунку задачі термогідродинамічного змащення упорного восьми колодкового підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони при частоті обертання до 10000 об/хв, отримані при виконанні дисертаційної роботи Загорульком А.В., які дозволяють пояснити суттєве збільшення несучої здатності (2,25 рази) конструкції упорного колодкового підшипника ковзання «ТРІЗ» ЛТД ТОВ, використовуються фірмою «ТРІЗ» ЛТД ТОВ при конструюванні підшипників ковзання турбомашин. Результати розрахункових досліджень доповідались у вигляді спільної стендової доповіді на XVI-ій Міжнародній науково-технічній конференції "Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання" – "ГЕРВІКОН+НАСОСИ-2020": A. Zahorulko, D. Kayota (Sumy State University), Vas. Martsynkovskyy (TRIZ LTD), J. Bouyer, N. Brunetiere (Institute PPrime of University of Poitiers). Investigation of the effect of oil scrapers on the thermal state and bearing capacity of a tilting pad thrust bearing.

Методика та результати розрахунків витратних та ротородинамічних характеристик конструкцій лункових та лабіринтно-лункових ущільнень фірми «ТРІЗ» ЛТД ТОВ при частоті обертання вала 20200 об/хв., вхідному та

вихідному тисках - 7 МПа та 3,15 МПа відповідно, отримані при виконанні дисертаційної роботи Загорульком А.В., які підтвердили досить низькі значення витоків лабіринтно-лункового ущільнення та достатньо високі динамічні характеристики лункового ущільнення (особливо демпфіруючі властивості) в порівнянні з іншими конструкціями шпаринних ущільнень, використовуються «ТРІЗ» ЛТД ТОВ при проектуванні безконтактних ущільнень відцентрових компресорів. Результати розрахункових досліджень доповідались у вигляді спільної стендової доповіді на XVI-ій Міжнародній науково-технічній конференції "Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання" – "ГЕРВІКОН+НАСОСИ-2020": A. Zahorulko, V. Izemenko (Sumy State University), Vas. Martsynkovskyy (TRIZ LTD), Y.-B. Lee (Korea institute of Science and Technology). CFD analysis of leakage rate and rotordynamic characteristics of labyrinth-scallop seals.

Методика числового розрахунку характеристик турбіни з урахуванням різного типу безконтактних ущільнень між кромкою лопатки і стінками ротора та статора, розроблена в дисертаційній роботі Загорулька А.В., впроваджена в практику розрахунку і проектування безконтактних ущільнень турбін «ТРІЗ» ЛТД ТОВ.

Зав. бюро розрахунків та програмування
«ТРІЗ» ЛТД ТОВ К.Ю. Любченко

Додаток В

ЗАТВЕРДЖУЮ
Генеральний директор
АТ «ВНДІАЕН»
_____ А.К. Давиденко
« 16 » 06 2022 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Загорулька Андрія Васильовича

Методика та результати числового розрахунку коефіцієнтів жорсткості та демпфірування вбудованих опорних підшипників ковзання та аналіз їх впливу на динаміку ротора багатоступінчастого насоса ЦНС 90 – 1900, розроблена та отримані в дисертаційній роботі Загорулька А.В., використовувались при виконанні спільної госпдоговірної НДР №84.01.75.08 між Сумським державним університетом та АТ "ВНДІАЕН": "Чисельний розрахунок динаміки ротора багатоступінчастого насоса з вбудованими опорними підшипниками ковзання" у 2008 р.

Методики і результати числового та аналітичного розрахунків радіальних і торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя, наукові результати та методика числового розрахунку динамічних характеристик роторів відцентрових насосів з урахуванням багатошпаринних ущільнень, методика аналітичного та числового розрахунків запірної гідроп'яти живильних насосів для парових котлів, методика числового розрахунку імпульсних торцевих ущільнень, розроблені та отримані в дисертаційній роботі Загорулька А.В., використовуються науково-дослідним і проектно-конструкторським інститутом атомного та енергетичного насособудування (ВНДІАЕН) при проектуванні відцентрових насосів.

Перший заступник генерального директора –
технічний директор А.А. Руденко

Додаток Г

CERTIFICATE OF VISITING RESEARCHER

Date: 20-Aug-2019

Name in Full: Andriy Zahorulko **Gender: Male**

Date of Birth: 24-Nov-1972

Passport No.: P UKR FJ495868

Affiliation: Sumy State University

2., R.-Korsakov str., Sumy 40007, Ukraine

Person in Charge: LEE, YONG BOK

Principal Researcher

National Agenda Research Division

Name of the Project - Development Project of Future Original State-Based Technology

Name of Research - Development of Turbo Power System using IoT-based Wasted Heat Source

Main Role / Major - CFD Analysis for Bearings and Seals

Period: 01-Sep-2018 to 26-Aug-2019

This is to certify that Dr. Andriy Zahorulko has been participating as a visiting researcher at KIST.

President

Lee, Byung Gwon

Institut Pprime
Recherche en physique et ingénierie

Chasseneuil, le 7/1/2026

Département : GMSC

Affaire suivie par : Noël Brunetière
Téléphone : +33 (0)5 49 49 65 31
Mail : noel.brunetiere@univ-poitiers.fr

Destinataire : Dr Andriy Zahorulko

Object : Certificate of stay of Dr Andriy Zahorulko

To whom it may concern:

Through this letter, I certify that Dr Andriy Zahorulko, Professor at the Sumy State University, visited Institut Pprime (CNRS - Unversité de Poitiers - ENSMA, Poitiers France) from 23/10/2025 to 19/12/2025 for a research trip in the framework of a Nadiya project. During the stay of Dr Zahorulko, a series of tests has been done on the Mistral test rig with different types of dry gas seals. These tests included mass flow rate measurements, torque measurements and temperature measurements with an infrared camera for different operating conditions. The results will be compared to numerical simulations and presented at the next World Tribology Congress in Rio, Brasil (September 2026). Moreover, Pr Zahorulko gave two lectures on the topics: “Improving the sealing, lubrication, and balancing of centrifugal machine rotors with highly efficient seal and bearing designs” and “Experimental and numerical studies of buffer impulse dry gas seals” during his visit.

Andriy Zahorulko
Passport No.: P UKR FJ495868
Date of Birth: 24 November 1972
Head of Department
Address: Volodymyr Martsynkovskyy
Computational Mechanics Department
Sumy State University
116, Kharkivska st.,Sumy, 40007, Ukraine
Tel: +380952009847
e-mail: a.zagorulko@cm.sumdu.edu.ua

CNRS - Université de Poitiers - ENSMA
INSTITUT P'
Dpt Génie Mécanique et Systèmes Complexes
SP2MI/Bât. H1 - Site du Futuroscope
11 boulevard Marie et Pierre Curie
TSA 41123
86073 POITIERS CEDEX 9
Tél. : 05.49.49.65.01

N. Brunetière, PhD
CNRS Senior scientist
Head of the seals research group

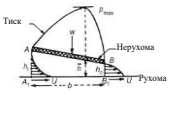
Додаток Е

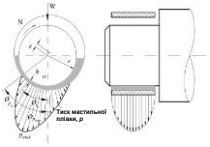
ФОРМУЛЮВАННЯ НАУКОВОЇ ПРОБЛЕМИ

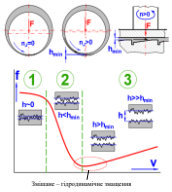
НАУКОВІ ОСНОВИ ТРИБОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ГЕРМЕТИЗАЦІЇ, ЗМАЩЕННЯ ТА СТІЙКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

ПОКРАЩЕННЯ ЗМАЩЕННЯ І ОХОЛОДЖЕННЯ

- Гідростатичне змащення – напірна течія Пуазейля, автоматичне регулювання зазору та перепаду тиску (провідність підвідного дроселя, імпульсне врівноважування) та ексцентриситету вала (геометрія дроселюючих каналів)
- Гідродинамічне змащення – переважаюча зсувна течія Куетта, автоматичне регулювання зазору та ексцентриситету вала (мікротекстурування поверхонь та наявність гідродинамічного клину)
- Комбіноване гідростатодинамічне змащення (гідростатичне змащення при пуску і гідродинамічне змащення при сталому режимі роботи, або навпаки)
- Змішане змащення – самозмащувальні матеріали, зменшення контактного тиску
- Підведення охолодженого зовнішнього середовища до поверхонь і в зазор пар тертя
- Відведення нагрітого мастильного шару із термонавантаженої зони

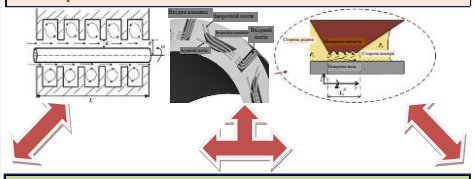






ЗМЕНШЕННЯ ВИТОКІВ МАСТИЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА

- Збільшення опору тертя – довжини шпарини
- Збільшення місцевих втрат, завихрення та закручення потоку – кільцеві канали
- Забезпечення зворотного нагнітання – текстурування поверхонь
- Зменшення зазору – антифрикційні матеріали, податливість та рухливість кілець, якість механічної обробки робочих поверхонь



ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОЇ МЕХАНІКИ ТА ФІЗИЧНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

Обчислювальна механіка:

- Обчислювальна гідродинаміка та тепломасообмін (CFD) – врахування сил інерції, турбулентної течії, двохфазних і стисливих середовищ, нестаціонарних процесів, термогідродинаміка
- Обчислювальна механіка твердого деформованого тіла, механіка контактної взаємодії та модель зношування (FEM)
- Методи планування експерименту (DOE) та багатопараметричної оптимізації (MPO)

Фізичний експеримент:

- Витратні, амплітудно-частотні характеристики та траєкторії руху
- Трибологічні характеристики: коефіцієнт тертя, сила навантаження та розподіл гідродинамічного тиску в зазорі (несуча здатність), температура в парі тертя
- Механічні властивості: модуль пружності, коефіцієнт Пуасона, шорсткість та площинність поверхонь

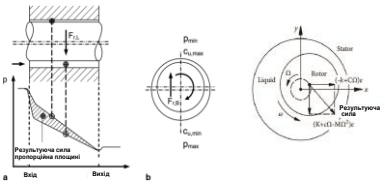
ПІДВИЩЕННЯ СТАТИЧНОЇ ТА ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ РОТОРА

Статична стійкість:

- Радіальна центруюча сила (ефект Ломакіна) в вузьких зазорах кільцевих щілин – довжина і геометричні розміри каналів і камер
- Регулювання форми зазору і величини розкриваючої сили (баланс діючих сил) – силові і температурні деформації, геометрія шпарини, податливість та зношування кілець
- Негативний зворотній зв'язок між розкриваючою силою і зазором в торцевих щілинах (залежність від швидкості обертання, геометричні розміри канавок і співвідношення провідностей дроселів)

Динамічна стійкість:

- Тангенціальна стабілізуюча сила в вузьких зазорах кільцевих щілин – збільшення тангенціального коефіцієнту тертя на статорній стінці та гальмування окружного потоку, збільшення демпфування (в'язкісної дисипації енергії), забезпечення зворотного потоку – макротекстурування, вихрові гальма та ребра зворотного потоку
- Врахування силових (перепадів тиску) та температурних деформацій (тертя в мастильному шарі) кілець ущільнень – наявність конфузорної і дифузорної форм зазорів
- Позитивні коефіцієнти ефективної жорсткості і демпфування мастильного шару



ТРИБОЛОГІЧНА СИСТЕМА РОТОР-УЩІЛЬНЕННЯ-ОПОРИ

$F_T/\delta = -K - c\Omega + M\Omega^2$

$F_T/\delta = k - C\Omega - m\Omega^2$

Контактні кулькові підшипники або безконтактні підшипники ковзання

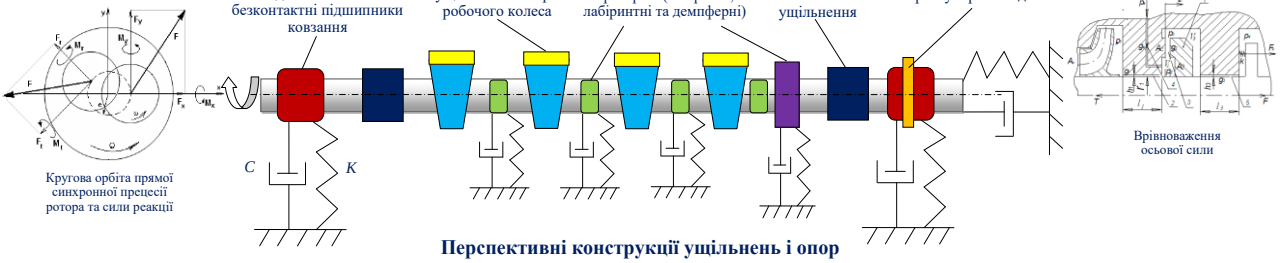
Шпаринні та лабіринтні ущільнення-опори робочого колеса

Міжсекційні ущільнення-опори, ущільнення-опори врівноважувального пристрою (шпаринні, лабіринтні та демпферні)

Кінцеві контактні або безконтактні ущільнення

Опорно-упорний підшипник

$F = A_2 p_2 + 0{,}5A_c(p_2 + p_3) - (A_2 + A_c)p_3 = A_0(p_2 - p_3).$



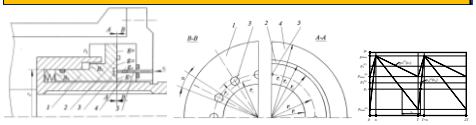
Кругова орбіта прямої синхронної прецесії ротора та сили реакції

Врівноваження осьової сили

Перспективні конструкції ущільнень і опор

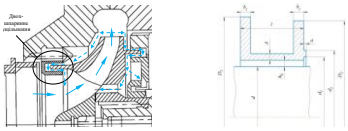
ЗАПІРНІ ІМПУЛЬСНІ УЩІЛЬНЕННЯ І ВРІВНОВАЖУЮЧІ ПРИСТРОЇ

- Заміна рідинного тертя на газове тертя
- Забезпечення нульових витоків шкідливого і дороговартісного середовища
- Охолодження пари тертя
- Осьове врівноваження ротора
- Забезпечення стійкого гідростатичного змащення
- Більш проста технологія виготовлення, відсутність спеціальної системи змащування і використання більш дешевих матеріалів



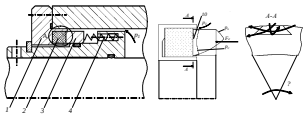
ОДНОШПАРИННІ, ПЛАВАЮЧІ ТА БАГАТОШПАРИННІ УЩІЛЬНЕННЯ-ОПОРИ

- Заміна виносних підшипників ковзання на вбудовані радіальні і торцеві ущільнення-опори на перекачувальному середовищі
- Зменшення об'ємних витрат мастильного середовища
- Зменшення габаритних розмірів багатоступінчатих відцентрових машин та відсутність спеціальної системи змащування



ТОРЦЕВІ САЛЬНИКОВІ УЩІЛЬНЕННЯ З ГІДРОДИНАМІЧНИМ РОЗВАНТАЖЕННЯМ ПАРИ ТЕРТЯ

- Покращення змащення
- Зменшення тертя та зношування
- Мінімальні витоки мастильного середовища
- Більш дешеві пари тертя
- Застосування у абразивному середовищі

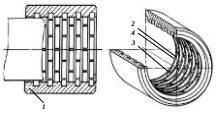


УПОРНИЙ КОЛОДКОВИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ТЕРМОНАВАНТАЖЕНОЇ ЗОНИ КОЛОДКИ

- Покращення теплового стану та збільшення несучої здатності мастильного шару

ЛУНКОВІ ДЕМПФЕРНІ УЩІЛЬНЕННЯ

- Забезпечення високих демпфуючих властивостей мастильного шару та динамічної стійкості ротора
- Зменшення об'ємних втрат мастильного середовища
- Більш проста і дешева технологія виготовлення

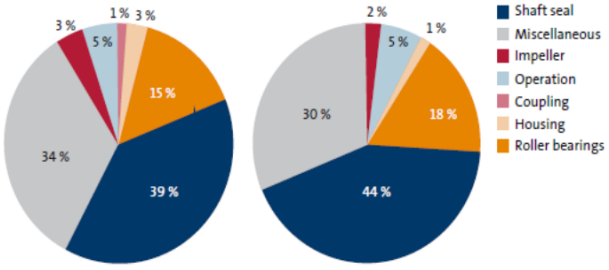


КРІОГЕННІ КУЛЬКОВІ ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

- Самозмащування властивості сепаратора

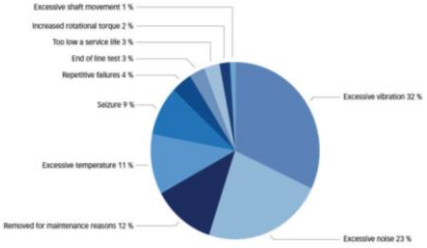
Додаток Ж

ПРИЧИНИ ВІДМОВ І ПОГІРШЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН



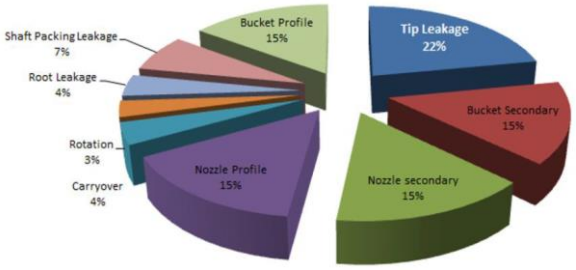
(a) (b)

Аналіз відмов насосів та пов'язаних з ними витрат на ремонт (*Grundfos*, 2009) (а) випадки відмов насосів, (б) вартість ремонту насосів



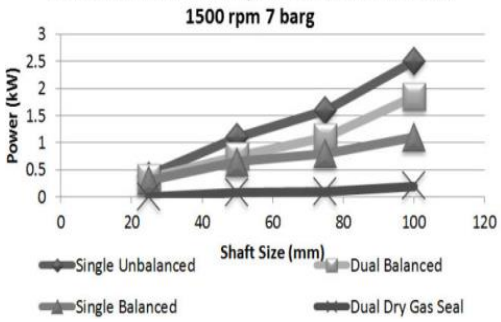
Основні причини виведення підшипників з експлуатації ISO 15243

% від загальної втрати ефективності



Турбомашини

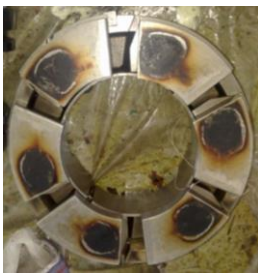
Споживання енергії на тертя механічними ущільненнями



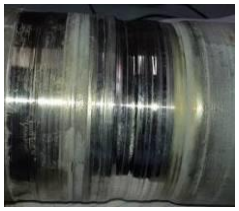
A. W. Chesterton Company © 2022

ПРИКЛАДИ ЗНОШЕННЯ І ПОШКОДЖЕННЯ УЩІЛЬНЕНЬ І ПІДШИПНИКІВ

Приклад втрати динамічної стійкості та зношення кільця двохшпаринного ущільнення робочого колеса



Приклад перенавантаження і перегріву мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання – недостатня несуча здатність



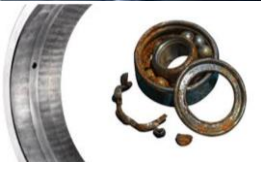
Зношення захисної втулки вала сальниковою набивкою

Терморозтріскування на торцевій поверхні, спричинене поганим мащенням та охолодженням

Зношення торцевої поверхні, спричинене випаровуванням ущільнювальної рідини та перенавантаженням торцевих поверхонь

Нерівномірний натир кільця торцевого механічного ущільнення за рахунок механічних деформацій та неплощінності кілець

Зношення поверхні ущільнювального кільця з карбіду вольфраму при газовому змащенні



Пошкодження доріжок і сепаратора підшипника кочення за рахунок підвищеної вібрації