

## АНОТАЦІЯ

*Позовний О.О.* **Вплив багатошпаринних ущільнень на герметичність та вібронадійність відцентрових насосів.** – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування. – Сумський державний університет, Міністерство освіти і науки України, Суми, 2021.

Дисертаційна робота присвячена розробленню методики розрахунку та вдосконаленню геометрії багатошпаринних ущільнень відцентрових насосів. Наукове обґрунтування та опрацювання методики визначення статичних і динамічних силових характеристик та уточнений розрахунок величини витоків в багатошпаринних ущільненнях дають змогу покращити вже існуючі конструкції та підвищити енергоефективність при забезпеченні допустимо низького рівню вібрацій роторів відцентрових насосів.

На основі аналізу літературних джерел встановлено можливість підвищення загального коефіцієнту корисної дії (К.К.Д.) відцентрових насосів за рахунок зменшення об'ємних втрат на передніх та міжступеневих шпаринних ущільненнях при великих значеннях перепадів тиску та швидкостях обертання роторів. Це можливо за рахунок використання багатошпаринних ущільнень. Конструкції таких ущільнень створюється послідовно розміщеними дроселями, з'єднаними між собою камерами, коефіцієнт гідравлічних втрат яких приблизно дорівнює сумі коефіцієнтів втрат всіх дроселів. Відповідно зменшується виток через ущільнення. З літератури стає зрозумілим, що в таких ущільненнях, як і у звичайних одношпаринних, не тільки обмежуються втрати, а й внаслідок високих значень перепадів тиску виникають радіальні сили, які впливають на динамічні характеристики роторів відцентрових насосів, тобто вони виконують функції гідродинамічних опор і можуть, як стабілізувати ротор, так і викликати втрату його динамічної стійкості.

Для визначення розподілу тиску в короткому кільцевому каналі з відповідними граничними умовами прийнято рівняння течії в'язкої нестисливої рідини (рівняння Рейнольдса). Отримані аналітичні залежності для розрахунку радіальних сил, що виникають в кільцевих дроселях двохшпаринних і трьохшпаринних ущільнень, зумовлені радіальним зміщення вала та перекосом осей ротора та статора. Проведена оцінка впливу конусності щілин на силові коефіцієнти багатошпаринного ущільнення. Розглядаються сили, зумовлені осьовим перепадом тиску  $F_p$  і потоком витіснення: дисипативна сила  $F_d$  і циркуляційна сила  $F_c$ , які можуть привести до втрати стійкості, яка супроводжується автоколиваннями ротора з великою амплітудою. Інерційні сили (гіроскопічна і сила інерції), зважаючи на їх відносно малі значення, не враховуються. Отримані аналітичні залежності для визначення амплітуди та фази вимушених радіальних коливань вала, а також визначення умови його стійкості. Також розглянуті вільні коливання ротора в багатошпаринному ущільненні та отримані частоти власних коливань системи ротор-ущільнення з врахуванням демпфірування в залежності від частоти обертання при різних значеннях ущільнювального тиску.

Виконано порівняння величин динамічних коефіцієнтів та витоків двох- та трьохшпаринних ущільнень з одношпаринним ущільненням при умові використання достатньо великих камер, яке демонструє суттєві переваги багатошпаринних ущільнень. Так, наприклад, трьохшпаринне ущільнення з однаковим радіальним зазором всіх шпарин ущільнення має у середньому на 48,5 % більші динамічні коефіцієнти, та на 41,2 % менші витокі, а подібне двохшпаринне ущільнення має на 15 % більшу пряму жорсткість та на 9,1 % більше пряме демпфірування та на 20,6 % менші витокі.

Для проведення експериментальних досліджень на базі проблемної лабораторії гермомеханіки та вібродіагностики кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського виконана модернізація існуючої експериментальної установки для досліджень одношпаринних ущільнень.

Установка забезпечує подачу ущільнювального тиску від 0 до 1 МПа, при умові достатнього гасіння його пульсацій, при величині витоків до 1,2 л/с та частоті обертання вала - 8000 об/хв.

Виконувались експериментальні дослідження трьохшпариного ущільнення двох варіантів конструкцій: з однаковими радіальними зазорами на кожній шпарині і з вдвічі збільшеним радіальним зазором на другій шпарині при двох осьових розмірах з'єднувальних камер – 1 та 3 мм. Для визначення впливу радіальної та тангенціальної сил, окремо проведені дослідження як з не обертовим, так і з обертовим валом.

В експериментальних дослідженнях з не обертовим валом проведено вимірювання розподілу тиску по довжині першої шпарини та в з'єднувальній камері на виході з неї у двох протилежних радіальних положеннях вала – у місці з мінімальним та максимальним радіальним зазором; та сумарних витоків з ущільнення в залежності від радіального зміщення вала (ексцентриситету) в діапазоні 0,04-0,16 мм при різній величині ущільнювального тиску 1,25; 2,5; 5; 7,5, 10 атм. Отримані результати по розподілу гідростатичного тиску по довжині першої шпарини показали, що перший варіант конструкції трьохшпаринного ущільнення має децентруючу радіальну гідростатичну силу, яка підвищується зі збільшенням радіального зміщення валу та зменшується при збільшенні осьового розміру з'єднувальних камер. У другому варіанті конструкції радіальна гідростатична сила на першій шпарині у більшості випадків має центруючу дію, та сумарна гідростатична радіальна сила збільшується зі збільшенням радіального зміщення вала і осьового розміру з'єднувальних камер. Величина витоків дещо зменшується з радіальним зміщенням валу для першого варіанту конструкції, але має суттєво більшу величину і майже не змінюється як від радіального зміщення, так від збільшення осьового розміру камер. Порівняння величини витоків отриманих за допомогою аналітичних залежностей з експериментальними даними для конструкцій трьохшпаринних ущільнень дало максимальну похибку 3,3 %, що підтверджує достатню адекватність обраної теоретичної моделі. Помічено, що

під час експериментальних досліджень в першому варіанті конструкції при осьовому розмірі з'єднувальних камер 3 мм при відсутності власного обертання спостерігався прецесійний рух вала, траєкторія якого відстежувалась на екрані осцилографа.

В експериментальних дослідженнях з обертальним валом отримані амплітудно-частотні характеристики (АЧХ), траєкторії руху та значення витоків в залежності від частоти обертання вала при різних значеннях ущільнювального тиску. Визначено, що у більшій частині досліджуваного діапазону параметрів, загальне число Рейнольдса у трьохшпаринному ущільненні відповідає турбулентному режиму течії. Аналіз АЧХ показав, що у другому варіанті конструкції ущільнення з удвоєним радіальним зазором другої шпарини та збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер при збільшенні ущільнювального тиску суттєво збільшуються значення критичних швидкостей. В першому варіанті конструкції зі зменшеним осьовим розміром з'єднувальної камери тенденція є зворотною. Для обох варіантів конструкцій зі збільшенням ущільнювального тиску дещо збільшуються критичні амплітуди коливань. При чому, у другому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення максимальна критична амплітуда коливань на 36 % менша. Аналіз траєкторій руху стінки вала підтверджує той факт, що найменшу величину амплітуди коливань має другий варіант конструкції ущільнення зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Також підтверджено, що як і у традиційних шпаринних ущільненнях, витокі зменшуються зі збільшенням частоти обертання вала.

Порівняння експериментально отриманих амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) з АЧХ отриманими за аналітичними залежностями, показало краще їх співпадіння для другого варіанту конструкції зі збільшеними з'єднувальними камерами. Так максимальна відносна похибка дорівнювала 15 %. Це пояснюється тим, що в аналітичних розрахунках не враховується рух рідини в циліндричних каналах з'єднувальних камер.

Для дослідження гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах багатошпаринного ущільнення використовувався програмний комплекс ANSYS CFX, в якому за допомогою метода скінченних об'ємів елементів розв'язувалися рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом, які замикались  $k$ - $\epsilon$  моделлю турбулентності. Розглядалась ізотермічна течія рідини (води). Точність використання вищенаведеної моделі турбулентності підтверджується наявними в літературі результатами розрахунків шпаринних ущільнень.

Проведені розрахункові дослідження трьохшпаринних та двохшпаринних ущільнень в стаціонарній та нестаціонарній постановках. Отримані поля швидкостей, розподіли тиску та значення витоків.

В стаціонарній постановці розглядалось радіальне зміщення вала без урахування його власного обертання. Порівняння отриманих розподілів гідростатичного тиску з результатами експериментальних досліджень показало, що максимальна похибка між результатами розрахунків та експериментів для конструкцій трьохшпаринного ущільнення склала 12,4 %, а максимальна відносна різниця за величиною витоків склала 15% при максимальному значенні величини радіального зміщення вала. Виникнення в експериментальних дослідженнях прецесії вала без його власного обертання в першому варіанті конструкції пояснюється результатами розрахункових досліджень. Так, радіальні коливання вала вздовж вертикальної осі, які викликані децентруючою силою в цьому напрямку, при мінімальному випадковому стаціонарному зміщенні вала в горизонтальному напрямку, можуть викликати додаткові радіальні коливання в цьому напрямку. Це пов'язано з виникненням негативного демпфірування в першому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення.

В нестаціонарній постановці розглядався рух вала за циліндричною траєкторію при прямій синхронній прицесії. Величина ексцентриситету дорівнювала 10 % від величини зазора. За відомими аналітичними залежностями, за величинами радіальних та тангенціальних сил, отриманими

в розрахункових дослідженнях, оцінювались динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфірування багатошпаринних ущільнень.

Нестационарний аналіз динаміки валу в трьохшпаринному ущільненні показав, що максимальні сумарні значення динамічних коефіцієнтів має другий варіант конструкції зі збільшеною камерою. Основні динамічні коефіцієнти – прямі жорсткості і демпфірування та перехресне демпфірування мають позитивне значення, негативне значення перехресної жорсткості лише збільшує стабілізуючу дію сил на вал в цьому варіанті конструкції ущільнення. Що також підтверджується результатами експериментальних досліджень.

Подальше намагання покращити динамічні характеристики вала в трьохшпаринних ущільненнях за рахунок використання нових конструкцій з гальмами та обертовими лопатками, які встановлюються на стаціонарних та роторних елементах з'єднувальних камер, не дало очікуваного результату. Так, пряма жорсткість має негативну величину для цих конструкцій ущільнень. Присутність гальм та лопаток не зменшує, а навпаки збільшує перехресну жорсткість в конструкції трьохшпаринного ущільнення.

Виконані розрахункові дослідження турбулентної течії нестисливої рідини для трьох варіантів конструкцій двохшпаринного ущільнення: базової конструкції (змінювався лише осьовий розмір з'єднувальної камери), конструкції з радіальною проточкою на зовнішньому радіусі та конструкції з радіальною проточкою на внутрішньому радіусі з'єднувальної камери. Розрахункові дослідження в стаціонарній і нестационарній постановках показали більшу ефективність другого варіанту конструкції, який має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили і змінення напрямлення сили відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери, та відповідно має найбільші значення прямої жорсткості та демпфірування.

В результаті проведених розрахункових досліджень видані практичні рекомендації по величині осьового розміру і конструкції з'єднувальної камери

та проаналізовано вплив з'єднувальної камери на гідродинамічні сили, які виникають в циліндричних зазорах двохшпаринних ущільнень.

Достовірність отриманих наукових положень і результатів забезпечується: достатнім узгодженням розрахункових та експериментальних даних; використанням методів і засобів вимірювання, що забезпечують допустиму похибку експериментального визначення основних величин.

**Ключові слова:** багатошпаринне ущільнення, гідродинамічні сили, витоки, відцентровий насос, числовий експеримент, опора-ущільнення, радіальні сили, вібрація, математична модель, частотні характеристики.

## ABSTRACT

*Pozovnyi O.O.* **Influence of multi-annular seals on tightness and vibration reliability of centrifugal pumps.**

The thesis submitted for the degree Doctor of Philosophy, specialty 133 "Branch Engineering". – Sumy State University, Ministry of Education and Science, Sumy, 2021.

The thesis is devoted to the development of calculation methods and improvement of the geometry of multi-annular seals of centrifugal pumps. Scientific substantiation and elaboration of the method of determining static and dynamic forces characteristics and refined calculation of leakage in multi-clearance seals allow to improve existing structures and increase energy efficiency while ensuring a low level of vibration of centrifugal pump rotors.

Based on the analysis of literature sources, the possibility of increasing the total efficiency of centrifugal pumps by reducing the volume losses on the front and interstage annular seals, with large values of pressure drops and rotational speeds. This is possible through the use of multi-clearance seals. Sequentially placed throttles connected by chambers creates the design of such seals, the coefficient of hydraulic losses is approximately equal to the sum of the coefficients of loss of all throttle. Accordingly, leakage through seals is reduced. From the literature, it is clear that in such seals, as in conventional single-clearance, not only limited losses

but also due to high values of pressure drops radial forces that affect the dynamic characteristics of the rotors of centrifugal pumps, i.e. they perform hydrodynamic support and can both to stabilize the rotor and to cause the loss of its dynamic stability.

The flow equation of a viscous incompressible fluid (Reynolds equation) determines the pressure distribution in a short annular channel with corresponding boundary conditions. Analytical dependences for calculating radial forces arising in the ring chokes of two-annular and three-annular seals due to the radial displacement of the shaft and the skew of the axes of the rotor and stator are obtained. The influence of the conicity of the slits on the force coefficients of the multi-annular seals is estimated. The forces due to the axial pressure drop  $F_p$  and the displacement flow are considered: dissipative force  $F_d$  and circulating force  $F_c$ , which can lead to loss of stability, accompanied by self-oscillations of the rotor with a large amplitude. Inertial forces (gyroscopic and inertial forces), due to their relatively small values, are not taken into account. Analytical dependences for the determination of amplitude and phase of forced radial oscillations of a shaft and the definition of its stability condition are received. The free oscillations of the rotor in the multi-annular seal are also considered, and the natural frequencies of the rotor-seal system are obtained, taking into account damping depending on the rotational frequency at different values of the sealing pressure.

Comparing the values of dynamic coefficients and leakage of two- and three-annular seals with a one-clearance seal under the condition of using sufficiently large chambers demonstrates the significant advantages of multi-annular seals. For example, a three-clearance seal with the same radial clearance has an average of 48.5% higher dynamic coefficients and 41.2% fewer leakages. A similar two-clearance seal has 15% greater direct stiffness and 9.1 % more direct damping, and 20.6% fewer leaks.

To conduct experimental research on the basis of the problem laboratory of hermomechanics and vibrodiagnostics of the Department of Computer Mechanics



named after Volodymyr Martynkovskyy, the modernization of the existing experimental installation for the study of single-well seals was performed. The unit provides the supply of sealing pressure from 0 to 1 MPa, provided sufficient suppression of its pulsations, with the value of leaks up to 1.2 l/s and shaft speed - 8000 rpm.

Experimental studies of three-annular seals of two design variants were performed: with the same radial clearance on each hole and twice the radial clearance on the second hole with two axial sizes of connecting chambers - 1 and 3 mm. To determine the influence of radial and tangential forces, separate studies with both non-rotating and rotating shafts were conducted.

In experimental studies with a non-rotating shaft, the pressure distribution was measured along the length of the first clearance and in the connecting chamber at its outlet in two opposite radial positions of the shaft - in the place with the minimum and maximum radial clearance; and total leaks from the seal depending on the radial displacement of the shaft in the range of 0.04-0.16 mm (eccentricity) at different values of the sealing pressure of 1.25; 2.5; 5; 7.5, 10 atm. The obtained results on the distribution of hydrostatic pressure along the length of the first clearance showed that the first design of the three-clearance seal has a decentralized radial hydrostatic force, which increases with increasing radial displacement of the shaft and decreases with increasing axial size of connecting chambers. In the second variant, the radial hydrostatic force on the first clearance has a centering effect in most cases. The total hydrostatic radial force increases with increasing radial displacement of the shaft and the axial size of the connecting chambers. The magnitude of the leaks decreases slightly with the radial displacement of the shaft for the first design variant but has a significantly larger value and does not change almost from the radial displacement and increase in the axial size of the chambers. Comparison of the magnitude of leaks obtained with the help of analytical dependences with experimental data for the construction of three-annular seals gave a maximum error of 3.3%, which confirms the sufficient adequacy of the chosen theoretical model. It was noticed that during experimental studies in the first version of the design, with an axial size of the

connecting chambers of 3 mm in the absence of its own rotation, precession movement of the shaft was observed on the oscilloscope screen.

In experimental studies with a rotating shaft, amplitude-frequency characteristics (frequency response), trajectories and values of leaks depending on the frequency of rotation of the shaft at different values of sealing pressure were obtained. It is determined that in most of the studied range of parameters, the total Reynolds number in the three-annular seal corresponds to the turbulent flow regime. The frequency response analysis showed that in the second variant of the seal design with a double radial clearance of the second annular and an increased axial size of the connecting chambers, the values of critical velocities increase significantly with increasing sealing pressure. The trend is reversed in the first version of the design with the reduced axial size of the connecting chamber. The critical oscillation amplitudes increase slightly as the sealing pressure increases for both designs. Moreover, in the second variant of the three-annular seal design, the maximum critical amplitude of oscillations is 36% smaller. The analysis of the shaft wall trajectories confirms that the second value of the seal design with the increased axial size of the connecting chambers has the smallest value of the oscillation amplitude. It is also confirmed that leaks decrease with increasing shaft speed, as in traditional annular seals.

Comparison of the experimentally obtained frequency response with the frequency response obtained by analytical dependences showed a better match for the second design option with enlarged connecting chambers. Thus, the maximum relative error was 15%. This is because the analytical calculations do not consider fluid movement in the cylindrical channels of the connecting chambers.

The ANSYS CFX software package was used to study fluid flow in cylindrical multi-annular sealing channels. The Reynolds-averaged Navier-Stokes equations were solved using the finite-volume element method, which closed the  $k-\varepsilon$  turbulence model. The isothermal flow of liquid (water) was considered. The accuracy of using the above model of turbulence is confirmed by the results of calculations of annular seals available in the literature.

Calculated research of three-annular and two-annular seals in stationary and non-stationary installations is carried out. Velocity fields, pressure distributions and leak values are obtained.

The radial displacement of the shaft without taking into account its own rotation was considered in the stationary setting. Comparison of the obtained distributions of hydrostatic pressure with the results of experimental studies showed that the maximum error between the results of calculations and experiments for the structures of the three-annular seal was 12.4%, and the maximum relative difference in the magnitude of the leaks was 15% with the maximum value of the radial displacement of the shaft. Numerical calculations explain the occurrence in experimental research of the precession of a shaft without its own rotation in the first variant of a design. Thus, the radial oscillations of the shaft along the vertical axis, which are caused by the decentralizing force in this direction, with the minimal accidental stationary displacement of the shaft in the horizontal direction, can cause additional radial oscillations in this direction. This is due to the negative damping in this version of the three-annular seal design.

In a non-stationary setting, the precession movement of the shaft along a cylindrical trajectory was considered. The magnitude of the eccentricity was equal to 10% of the magnitude of the gap. According to the known analytical dependences, the values of radial and tangential forces obtained in the calculation studies, the dynamic stiffness and damping coefficients of multi-annular seals were estimated.

Non-stationary analysis of the shaft dynamics in a three-annular seal showed that the maximum total values of the dynamic coefficients have the second design option with an enlarged chamber. The main dynamic coefficients - direct stiffness, damping, and cross-damping have a positive value. The negative value of cross-stiffness only increases the stabilizing effect of forces on the shaft in this version of the seal design. The results of experimental studies also confirm this.

However, attempts to improve the dynamic characteristics of the shaft in three-annular seals by using new designs with brakes and rotating vanes, which are installed on stationary and rotary elements of the connecting chambers, did not give

the expected result. So, the direct stiffness has a negative value for these seal designs. The presence of brakes and blades does not reduce but rather increases the cross-stiffness in the design of the three-annular seal.

Numerical calculations of the turbulent flow of incompressible fluid were performed for three variants of two-annular seal designs: basic design (only the axial size of the connecting chamber changed), design with a radial groove on the outer radius and design with the radial groove on the inner radius of the connecting chamber. Computational studies in stationary and non-stationary settings have shown greater efficiency of the second design variant, which has the largest value of radial hydrostatic centering force and changes in the direction of force occurs at smaller axial dimensions of the connecting chamber and therefore has the highest values of direct stiffness and damping.

As a result, practical recommendations on the axial size and design of the connecting chamber are issued, and the influence of the connecting chamber on the hydrodynamic forces that occur in the cylindrical gaps of two-annular seals is analyzed.

The reliability of the obtained scientific statements and results is ensured by: sufficient coordination of calculated and experimental data, using methods and means of measurement that allow the permissible error of experimental determination of basic values.

**Keywords:** multi-annular seal, hydrodynamic forces, leakages, centrifugal pump, numerical experiment, support-seals, radial forces, vibration, mathematical model, frequency characteristics.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

### *Наукові праці, в яких опубліковані основні результати дисертації:*

1. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Вплив багатошпаринних ущільнень на динаміку ротора. *Журнал інженерних наук*. 2017. Т. 4, № 1. С. 7–12. (0.39 друк. арк.) *Особистий внесок: розробка методики визначення амплітудно фазових частотних характеристик багатошпаринних ущільнень, виконання числового прикладу (0.32 друк. арк.).*
2. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Аналіз динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2019. №2(56), С. 18-22. (0.36 друк. арк.) *Особистий внесок: проведення фізичного та числового експериментів (0.28 друк. арк.).*
3. 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. *Manufacturing Technology*. 2020. Vol. 20, №3, P. 368-372. (0.39 друк. арк.) *Особистий внесок: розроблення методики проведення експерименту та проведення числового розрахунку (0.22 друк. арк.)*
4. Марцинковський В.А., Тарельник В.Б., Аношевський Б., Марцинковський В.С., Радіонов О.В., Коноплянченко Є.В., Гапонова О.П., Позовний О.О. Екологічна безпека експлуатації компресорного і насосного обладнання: монографія. Суми: Сумський державний університет, 2018. 282 с. (0.36 друк. арк.) *Особистий внесок: розроблено математичну модель для визначення динамічних характеристик багатошпаринного ущільнення (0.28 друк. арк.).*
5. Pozovnyi O., Deineka A., Lisovenko D. (2020) Calculation of Hydrostatic Forces of Multi-Gap Seals and Its Dependence on Shaft Displacement. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II, Springer International Publishing*, 2020. P. 661–670. (0.37 друк. арк.) *(Особистий внесок: проведено числовий статичний розрахунок радіальної сили в багатошпаринному*

ущільненні та проведено порівняння з результатами аналітичних розрахунків.  
(0.2 друк. арк.)

***Наукові праці, які свідчать про апробацію матеріалів дисертації:***

6. Позовний О.О. Динамічний розрахунок ротора відцентрового насоса з урахуванням багатопаринного ущільнення. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій* – Суми: Сумський державний університет, 2017. С.165. (0.04 друк. арк.)

7. Позовний О.О. Аналіз радіальних коливань ротора відцентрового насоса. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2018. С.110. (0.05 друк. арк.)

8. Позовний О.О. Пристрій для експериментальних досліджень багатошпаринних ущільнень. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2018. С. 111. (0.04 друк. арк.)

9. Позовний О.О., Слинько Д.Ю. Розрахунок гідродинамічних сил в багатошпаринних ущільненнях ротора з урахуванням деформацій стінок. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VI Всеукраїнської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2019. С.131. (0.5 друк. арк.) (Особистий внесок - проведено числовий розрахунок методом скінченних об'ємів та скінченних елементів) (0.03 друк. арк.)

10. Марцінковський В.А., Позовний О.О. Розрахунок характеристик багатошпаринних ущільнень ротора відцентрового насоса в залежності від осьового розміру камер. *Актуальні проблеми інженерної механіки: тези доповідей VI Міжнародної конференції* – Одеса: Одеська державна академія будівництва та архітектури, 2019. С.243. (0.05 друк. арк.) (Особистий внесок -

*проведено експериментальні дослідження з урахуванням зміни осьового розміру з'єднувальної камери багатошпаринного ущільнення) (0.02 друк. арк.)*

11. Позовний О.О., Слинко Д.Ю. Вплив об'єму та геометрії камер багатошпаринних ущільнень на вібраційні характеристики відцентрових насосів. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2020. С.143. (0.04 друк. арк.) (Особистий внесок - проведено числові розрахунки та порівняння декількох конструкцій багатошпаринних ущільнень) (0.02 друк. арк.)

12. Позовний О.О. Числовий аналіз багатошпаринного ущільнення. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції* – Суми: Сумський державний університет, 2021. С.110. (0.06 друк. арк.)

13. Марцинковський В.А., Позовний О.О. Вплив багатошпаринних ущільнень на динаміку ротора відцентрового насоса. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: матеріали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції* – Львів: Західний науковий центр НАН України та МОН України, 2018. С.135. (0.1 друк. арк.) (Особистий внесок – аналітичне пояснення напрямлення вектору гідростатичної сили у багатошпаринному ущільненні) (0.05 друк. арк.)